

文章编号:1006-2467(2023)01-0017-07

DOI: 10.16183/j.cnki.jsjtu.2021.205

极地海洋工程装备圆管结构的对流换热影响

操太春^{1,2}, 吴刚³, 孔祥逸¹, 于东玮^{1,2}, 吴琳¹, 张大勇¹

(1. 大连理工大学 海洋科学与技术学院, 辽宁 盘锦 124221; 2. 大连理工大学 运载工程与力学学部, 辽宁 大连 116023; 3. 中国船舶及海洋工程设计研究院, 上海 200021)

摘要: 电伴热是极地海洋工程装备防寒主要措施,而热平衡是对流换热的关键问题.以圆管构件为研究对象,采用有限元数值仿真软件 Fluent 数值仿真与模型实验相结合的方法,分析了圆管构件在风速为 0~40 m/s、温度为-40~0 °C 的极地环境条件下对流换热系数变化情况;基于数值仿真数据建立了电加热圆管构件对流换热系数的预测模型.结果表明:增大风速和降低温度都会增加圆管构件的对流换热系数;温度低于-30 °C 或风速大于 25 m/s 且温度低于-20 °C 时,温度对圆管的对流换热系数影响增大;实测数据验证了该模型的合理性.

关键词: 极地;圆管构件;对流换热;数值模拟;实验测试

中图分类号: TK 11; U 662

文献标志码: A

Influence of Convection Heat Transfer on Circular Tube Structure of Polar Marine Engineering Equipment

CAO Taichun^{1,2}, WU Gang³, KONG Xiangyi¹, YU Dongwei^{1,2}

WU Lin¹, ZHANG Dayong¹

(1. College of Marine Science and Technology, Dalian University of Technology, Panjin 124221, Liaoning, China; 2. Faculty of Vehicle Engineering and Mechanics, Dalian University of Technology, Dalian 116023, Liaoning, China; 3. Marine Design and Research Institute of China, Shanghai 200021, China)

Abstract: Electric heat tracing is often used for cold protection in polar ocean engineering equipment. Heat balance is the key problem of convective heat transfer. In this paper, the circular tube structure is taken as the research object. Numerical simulations using Fluent and model experiment are conducted to analyze the change of the convective heat transfer coefficient of the circular tube component under the polar environment with a wind speed range of 0—40 m/s and a temperature range of -40—0 °C. Based on the numerical simulation data, the prediction model of the convective heat transfer coefficient of the electric heating tube is obtained. The results show that the convective heat transfer coefficient increases with the increase of wind speed and the decrease of temperature. When the temperature is below -30 °C, or when the wind speed is greater than 25 m/s and the temperature is lower than -20 °C, the influence of temperature on the convective heat transfer coefficient increases. The rationality of the model is verified by

收稿日期:2021-06-11 修回日期:2021-09-02 录用日期:2021-09-10

基金项目:工信部高技术船舶科研项目(CBG2N21-2-2),国家自然科学基金(52071055),辽宁省教育厅高等学校创新团队及创新人才支持计划(LT2019004)资助项目

作者简介:操太春(1995-),硕士生,从事海洋工程装备防寒设计研究.

通信作者:张大勇,教授,博士生导师;E-mail: zhangdy@dlut.edu.cn.

experimental test.

Key words: polar region; circular tube component; convective heat transfer; numerical simulation; experimental test

目前,世界各国都在积极确立北极战略,抓紧对极地资源的勘探开发^[1].然而,受恶劣的低温环境影响,海洋工程装备在潮湿、强烈海风等条件下极易产生冻冰.覆冰不仅会降低结构稳性、改变材料特性,还会对设备的安全运营产生巨大危害^[2].圆管是极地海洋工程装备中应用较为广泛的构件,例如扶手、管道、杆件等,其防寒措施一般采用电伴热方式^[3].

伴热分为恒壁温和恒热流两种加热方式,电加热圆管为恒热流加热.恒壁温加热时构件的壁面温度保持恒定,而恒热流加热是以恒定的热流量输入,热量损失小于输入热流量,壁面温度持续升高.受加热方式的影响,对流换热效果也存在一定差异.目前,圆管的对流换热研究主要集中在恒壁温加热方式.文献[4]采用数值模拟研究了二维等温圆管的强制对流,结果表明高雷诺数(Re)范围内传热速率有明显提高.周柏男^[5]考虑了数值仿真过程中有限边界对圆管换热产生的影响,提出了不同雷诺数范围内合适的数值模拟方法.Ikhtiar 等^[6]采用数值模拟研究了二维稳态旋转圆柱的强制对流换热,发现涡脱区域的努塞尔数随风速增大而加大,涡抑制区域的努塞尔数随风速增大而减小.Wan 等^[7]采用大涡模拟(VLES)、雷诺数平均法和延迟分离涡方法研究了圆柱的对流换热,发现 VLES 方法在模拟圆柱传热方面优于另外两种方法.李晓辰^[8]采用实验和数值模拟研究了低温海水外掠圆管的对流换热,发现圆管对流换热系数随圆管直径增大而加大,且在低雷诺数时,管径对对流换热的影响更加显著,并建立了层流范围内对流换热系数的实验关联式.

目前,恒热流加热方式下圆管的对流换热研究相对较少.Churchill 等^[9]对比分析各经验公式的适用范围,建立圆柱在横流中的换热方程.Dhiman 等^[10]对亚临界雷诺数范围内的对流换热进行了数值研究,努塞尔数随着小尺度涡波动,分离流动区域内的努塞尔数随雷诺数增加而加大.

极地海洋工程装备的防寒措施通常采用恒热流电加热方式,圆管结构的对流换热在极地复杂环境下变化规律不明确,仅仅依据各国船级社的相关规范^[11]建议值,极易造成加热量的严重浪费.因此,亟需建立圆管构件的对流换热系数预测模型,为极地海洋工程装备防寒设计提供参考.本文通过数值

仿真研究了在温度为 $-40\sim 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、风速为 $0\sim 40\text{ m/s}$ 的条件下,圆管结构的对流换热系数随温度和风速的变化规律,建立了不同温度范围的对流换热系数预测模型.同时,在低温实验室进行了圆管结构对流换热的模型实验,验证了数值模拟的可靠性和对流换热系数预测模型的适用性.

1 电加热圆管对流换热实验

为实现圆管构件在不同风速、温度条件下对流换热系数的准确测定,本文依据牛顿冷却公式,搭建了圆管对流换热系数测定的实验平台.低温实验室可控调节最低温度为 $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$,最大风速为 15 m/s ,基本可以模拟极地的低温环境.

1.1 实验原理

根据牛顿冷却公式可知,空气横掠圆管损失的热量为

$$\phi = hA(T_w - T_f) \tag{1}$$

由此可得:

$$h = \frac{\phi}{A(T_w - T_f)} \tag{2}$$

式中: h 为圆管对流换热系数; A 为圆管换热面积且 $A = \pi dl$, d 为圆管外径, l 为圆管长度, T_w 和 T_f 分别为圆管表面和空气的平均温度.

圆管采用电伴热的恒热流加热方式,当圆管表面温度 T_w 稳定时,可以认为对流换热消耗的热量与实验时电加热输入的热量一致.由式(2)可以计算得到不同风速、温度下圆管构件的对流换热系数.

1.2 实验系统

在低温实验室搭建圆管对流换热系数测定试验平台如图 1 所示.通过控制箱调节变频风机的风速,

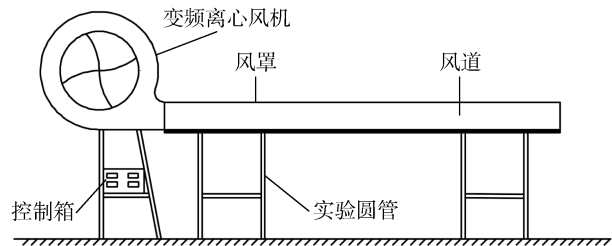


图 1 对流换热系数测定实验装置示意图

Fig. 1 Experimental device for measuring convective heat transfer coefficient

风道内的风速均匀稳定,能很好地满足实验要求.圆管试件通过隔热效果较好的木材放置在风道内的支撑架上,保证流体经过圆管的均匀性.

为减少不必要的热量散失,伴热带均匀缠绕在木材包裹的保温层上.由于流体横掠圆管会产生边

界层的分离,发生绕流脱体的现象,管壁不同区域对流换热程度不同,所以测温点沿着半圆周布置.实验中,每隔 30°布置一个温度测点,共计 7 个,测点布置如图 2 所示.图中: R 为圆管半径; A 表示对称轴.实验测量仪器参数如表 1 所示.

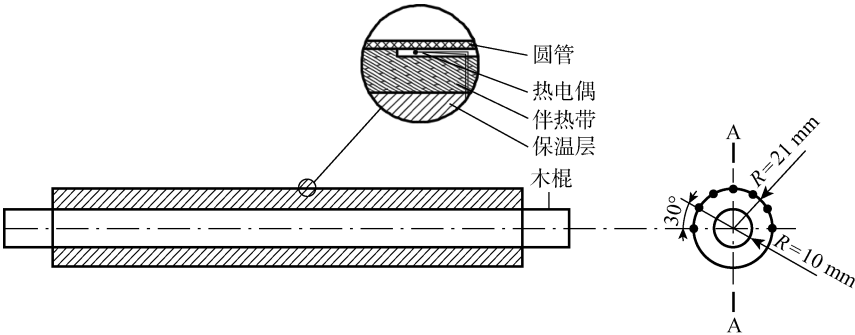


图 2 测点布置图

Fig. 2 Arrangement of measurement locations

表 1 实验测量装置仪器

Tab. 1 Experimental measurement devices		
实验测量装置	测量范围	精度
温度采集仪 1 台	-99~999 ℃	
K 型温度热电偶 7 个测管温, 2 个测风速	-50~220 ℃	1%
NK1000 高精度风速仪 1 台	0.6~60 m/s	3%

2 电加热圆管对流换热数值仿真

本文通过 Fluent 有限元分析软件,采用二维建模,根据电加热圆管对流换热实验情况建立物理模型.由于圆管形状不规则,所以采用非结构网格划分,考虑圆管附近以及后部流场变化剧烈,将圆管附近网格进行加密处理,网格总数为 107 583.流体域的进出口分别为速度入口和压力出口.考虑伴热带进行均匀加热,将壁面设置为非滑移边界条件,热边界条件设置为固定热流量,其大小为 1 801.86 W/m².空气横掠圆管时会产生脱体绕流,考虑边界层受到脱体绕流的影响,数值模拟选择 $k-\epsilon$ 湍流模型,同时进行非稳态计算.数值分析中,风速为 0~40 m/s,温度为 -40~0 ℃.

2.1 仿真结果分析

加热圆管对流换热系数随风速和温度的变化如图 3 和 4 所示.图中: v 为风速; T 为温度.由图 3 可知,增大风速和降低温度都会提高圆管的对流换热系数;当温度在 -30~-20 ℃ 内且风速大于 25 m/s,以及当温度低于 -30 ℃ 时,风速对圆管对流换热系数影响增大.由图 4 可知,温差一定时,不同风速下的对流换热系数增幅不同.当温度在

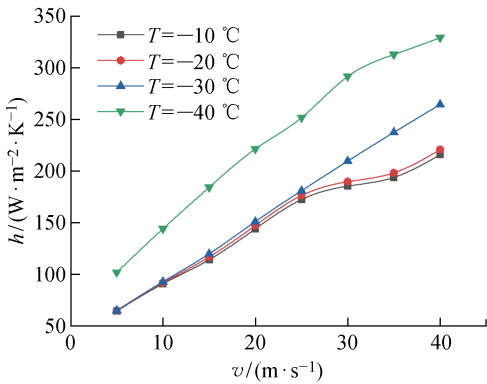


图 3 不同温度下对流换热系数随风速变化

Fig. 3 Convective heat transfer coefficient versus wind speed at different temperatures

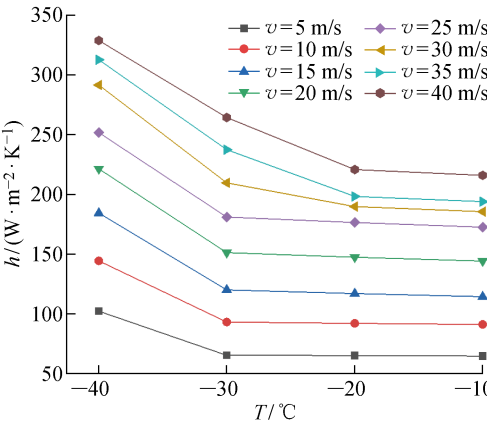


图 4 不同风速下对流换热系数随温度变化

Fig. 4 Convective heat transfer coefficient versus temperature at different wind speeds

-30~-20 ℃ 内且风速大于 25 m/s,以及温度低于 -30 ℃ 时,对流换热系数随温度变化的曲线斜

率变大,说明该环境条件下,温度对圆管的对流换热系数影响加大. 风速大于 25 m/s 时,绕流脱体的起点后移,脱体区域的扰动强化换热效果减弱,因此,−10 ℃ 和 −20 ℃ 时的对流换热系数随风速的变化率减小;而在温度低于 −20 ℃ 时,空气黏性的降低较大地增强了对流换热,在一定程度上抵消了风速引起的换热影响.

2.2 对流换热系数预测模型

恒壁温加热方式下圆管换热的经验公式^[12]表明,在不同风速、温度范围内换热系数的变化规律存在明显差异,2.1 节分析与该结论基本一致. 表 2 为不同温度范围内的圆管对流换热系数仿真分析,结果表明:

(1) −20 ℃ < T ≤ 0 ℃ 条件下,风速小于 25 m/s 时,温度降低 10 ℃,对流换热系数增大 1.7%;风速增大 5 m/s,对流换热系数增大 21.2%. 风速大于 25 m/s 时,温度每降低 10 ℃,对流换热系数随之增大 2.2%;风速每增加 5 m/s,对流换热系数随之增大 7.8%.

(2) −30 ℃ < T ≤ −20 ℃ 条件下,当风速小于 25 m/s 时,温度每降低 10 ℃,对流换热系数增大 1.9%;风速每增加 5 m/s,对流换热系数随之增大 22.4%. 风速大于 25 m/s 时,温度每降低 10 ℃,对流换热系数随之增大 1.7%;风速每增加 5 m/s,对流换热系数随之增大 13.5%.

(3) −40 ℃ ≤ T ≤ −30 ℃ 条件下,当风速小于 25 m/s 时,对流换热系数随温度降低 10 ℃ 而增大 43.2%;风速每增加 5 m/s,对流换热系数随之增大 23.6%. 风速大于 25 m/s 时,温度降低 10 ℃,对流换热系数增大 31.7%;风速每增加 5 m/s,对流换热系数随之增大 9.4%. 当温度高于 −30 ℃ 时,风速是影响圆管对流换热的主要因素;当温度低于 −30 ℃

时,温度对圆管对流换热的影响显著性增大,风速的影响基本保持不变.

因此,对流换热系数预测模型应充分考虑不同温度、风速的影响.

风速和温度是影响圆管对流换热的主要因素,受温度影响的相关参数变化范围如表 3 所示. 表中: Pr 为普朗特数; λ 为导热系数.

受温度影响的相关参数变化范围较小,在电加热圆管对流换热数值分析拟合过程中将普朗特数 Pr 、导热系数 λ 看作常数. −30 ℃ < T ≤ 0 ℃ 时, Pr 为 0.715, λ 为 0.022 8; −40 ℃ ≤ T ≤ −30 ℃ 时, Pr 为 0.726, λ 为 0.021 6. 对流换热系数在不同温度范围内的数学预测模型可表示为

$$h_m = \begin{cases} C_1 \frac{\lambda}{d} Re^{m_1} Pr^{n_1}, & -30\text{ }^{\circ}\text{C} < T \leq 0\text{ }^{\circ}\text{C} \\ C_2 \frac{\lambda}{d} Re^{m_2} Pr^{n_2}, & -40\text{ }^{\circ}\text{C} \leq T \leq -30\text{ }^{\circ}\text{C} \end{cases} \quad (3)$$

式中: $C_1 = 0.490$; $m_1 = 0.659$; $n_2 = 3.141$; $C_2 = 0.191$; $m_2 = 0.599$; $n_2 = 1.680$.

基于式(3),对数值仿真数据进行拟合,结果如图 5 所示. 拟合的统计学结果中决定系数 R^2 分别为

表 2 对流换热系数仿真分析结果
Tab. 2 Analysis results of simulation data of convective heat transfer coefficient

$T/^\circ\text{C}$	$v/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	T 对 h 增幅 影响/%	v 对 h 增幅 影响/%
(-20, 0]	<25	1.7	21.2
	>25	2.2	7.8
(-30, -20]	<25	1.9	22.4
	>25	1.7	13.5
[-40, -30]	<25	43.2	23.6
	>25	31.7	9.4

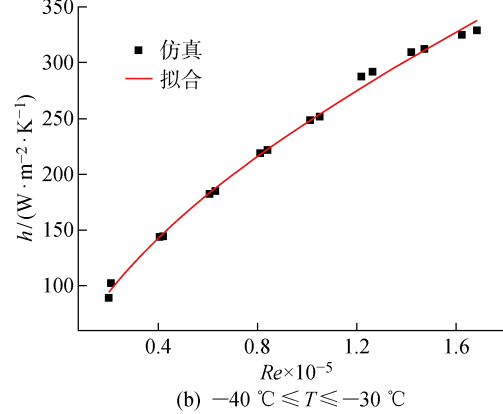
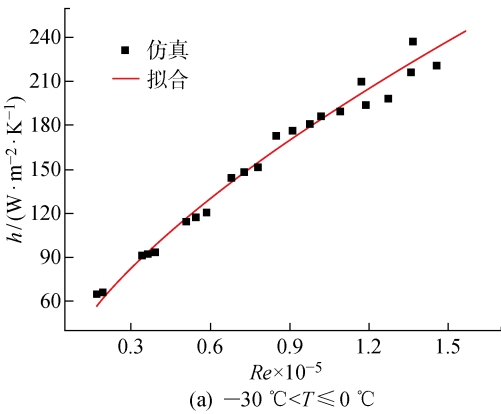


图 5 对流换热系数数值分析拟合结果

Fig. 5 Fitted measured data of convective heat transfer coefficients

表 3 普朗特数和导热系数的范围

Tab.3 Ranges of Prandtl number and thermal conductivity

$T/^{\circ}\text{C}$	Pr	$\lambda/(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$
$(-30,0]$	$[0.707,0.723)$	$[0.022\ 0,0.023\ 6]$
$[-40,-30]$	$[0.723,0.728]$	$[0.021\ 2,0.022\ 0)$

98.0%和 99.6%，拟合结果可靠度较高。

3 对流换热实验验证

在低温实验室建立了圆管构件电伴热对流换热的实验平台,实现了圆管结构件在不同风速、温度条件下对流换热系数的测定. 实验温度控制范围为 $-5\sim-50\text{ }^{\circ}\text{C}$; 风速为 $4\sim13.7\text{ m/s}$. 实验的圆管构件为极地工程装备上部设施扶手的真实构件,尺寸参数为外径 0.042 m 、内径 0.020 m 、长 0.251 m .

3.1 实验与仿真结果对比分析

在低温实验室进行了 24 组对流换热实验,实验工况及相应的结果如表 4 所示. 表中: h_{mea} 为实测对流换热系数.

对流换热系数的实测值误差主要包含两方面: ① 实验测量的圆管温度呈周期性波动,测量温度的 K 型热电偶精度为 1%;② 在处理实验数据时,为减小实验测量误差,每组实验工况进行 3 次;考虑绕流脱体的影响,数据处理时取每个测点平均值作为圆管总体的平均换热系数.

为明确温度对圆管构件对流换热的影响,选取风速大小较接近的实验工况对比分析,其结果如图 6 所示. 由图可知,电加热圆管的对流换热仿真结果与实测结果接近,平均误差为 7.5%,验证了数值计算模型的正确性;当温度高于 $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 并且风速一定时,温度对圆管的对流换热系数影响较小;当温度低于 $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,接近风速工况下的对流换热系数

显著增大,表明温度对圆管的对流换热影响增大.

选取温度接近的实验工况下对流换热系数的对比分析,结果如图 7 所示. 由图可知:① 实测结果与仿真结果接近,平均误差为 7.3%;② 由于实验过程

表 4 实验工况及结果

Tab.4 Experimental conditions and results

试验编号	$T/^{\circ}\text{C}$	$v/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	$h_{\text{mea}}/(\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1})$
1	-5.0	4.9	60.2
2	-5.1	8.8	78.3
3	-4.7	13.7	101.2
4	-10.0	5.0	60.4
5	-10.0	8.6	77.6
6	-10.0	13.1	98.7
7	-15.0	5.1	61.2
8	-14.8	9.3	79.1
9	-14.8	13.3	99.8
10	-20.0	5.1	61.7
11	-19.9	9.3	78.7
12	-19.4	13.1	97.4
13	-25.0	4.9	59.8
14	-25.1	8.7	78.3
15	-24.3	12.5	98.5
16	-30.0	4.8	60.1
17	-29.9	8.4	76.9
18	-29.3	12.1	97.8
19	-34.9	4.9	94.5
20	-35.0	8.3	117.7
21	-34.3	11.2	129.7
22	-39.6	4.1	87.4
23	-39.7	7.6	112.3
24	-40.3	11.2	127.5

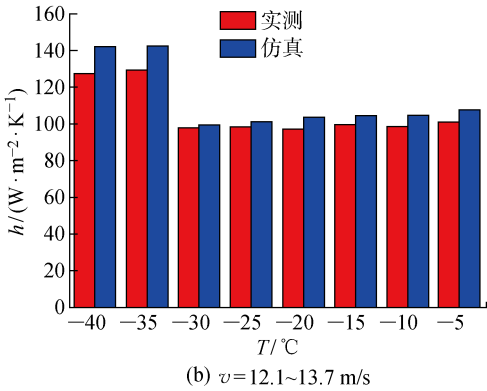
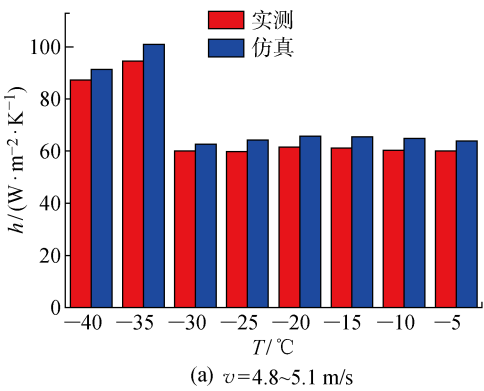


图 6 对流换热系数随着温度变化
Fig.6 Convective heat transfer coefficient versus temperature

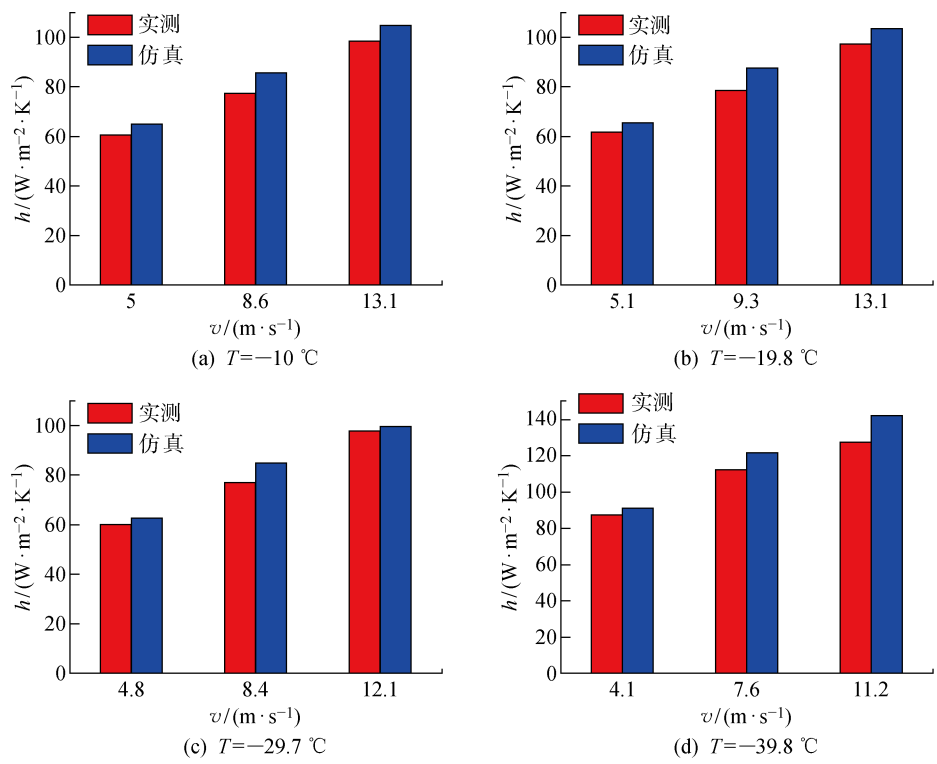


图 7 对流换热系数随风速变化
Fig. 7 Convective heat transfer coefficient versus air speed

中风速在较小的范围内波动(通常略低于数值模拟设置的风速),加热圆管过程中存在一定量的热量损失,所以造成实测结果偏小;③ 当温度一定时,圆管的对流换热系数随风速增大而增加。

3.2 对流换热系数预测模型的验证分析

电加热圆管对流换热系数预测模型与实测结果对比如图 8 所示。当风速在 4.1~5.1 m/s 内,对流换热系数实测结果与拟合结果比较接近,平均误差为 2.6%;当风速在 7.6~9.3 m/s 内,对流换热系数实测结果大于拟合结果,平均误差为 10.1%;当风速在 11.2~13.7 m/s 内,对流换热系数实测结果

大于拟合结果,平均误差为 14.1%。综上所述,拟合结果与实测结果误差较小,电加热圆管构件的对流换热系数预测模型可以为极地海洋工程装备防寒设计提供一定的参考。

4 结论

本文通过 Fluent 有限元软件,数值模拟研究了温度-40~0 °C、风速 0~40 m/s 内电加热圆管的对流换热系数变化情况,仿真结果表明:① 增大风速和降低温度都会使圆管的对流换热系数增大;② 当温度低于-30 °C 时,温度对圆管的对流换热系数影响增大;③ 当风速大于 25 m/s 且温度降低至-20 °C 以下时,温度对圆管的对流换热系数影响增大;④ 基于仿真数据建立了圆管的对流换热系数预测模型。

在低温实验室,搭建了面向极地海洋工程装备电加热圆管构件对流换热实验平台,研究了温度-40~0 °C、风速 0~13.7 m/s 内电加热圆管的对流换热系数变化情况。实验结果表明:① 仿真结果与实测结果比较接近,验证了数值模拟的合理性;② 当温度低于-30 °C 时,温度对圆管化热影响增大,与仿真结果一致;③ 验证了基于仿真建立的对流换热系数预测模型在一定风速范围内的适用性,预测模

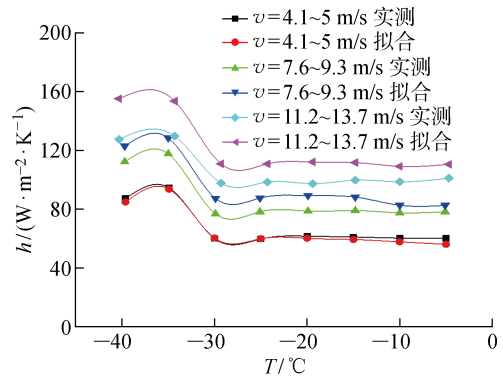


图 8 实测与拟合结果对比
Fig. 8 Comparison of measured and fitted results

型误差较小,满足工程要求.

极地海洋工程装备上部设施构件繁多,本文仅对电加热圆管构件的对流换热影响进行了分析,其他构件(例如平板等规则构件、踏步等非规则构件等)还需要进一步开展研究.

参考文献:

[1] 沈杰,白旭. 基于 Fluent 和 FENSAP-ICE 的极区海洋平台甲板结构结冰数值模拟[J]. 极地研究, 2020, 32(2): 177-183.
SHEN Jie, BAI Xu. Numerical simulations of deck structure icing on polar offshore platforms based on fluent and fensap-ice [J]. Chinese Journal of Polar Research, 2020, 32(2): 177-183.

[2] 陆焱,崔玫,曹洪波,等. 船舶防冻除冰技术现状与发展[J]. 船海工程, 2016, 45(2): 37-39.
LU Xuan, CUI Mei, CAO Hongbo, et al. Present situation and development of de-icing and prevent frostbite technology of ships [J]. Ship & Ocean Engineering, 2016, 45(2): 37-39.

[3] ROEDER W, BAEN P, SEITZ R. Electric trace heat design methods for de-icing and anti-icing of vessels, support equipment and infrastructure in the arctic[C] //OCEANS 2017-Anchorage. Anchorage, AK, USA: IEEE, 2017: 1-7.

[4] AL-MDALLAL Q M, MAHFOUZ F M. Heat transfer from a heated non-rotating cylinder performing circular motion in a uniform stream[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 112: 147-157.

[5] 周柏男. 横掠圆管和非圆管对流换热的数值分析[D]. 上海: 上海理工大学, 2018.
ZHOU Bonan. The numerical analysis of converca-

tion transfer across cylinders and non-circular tubes [D]. Shanghai: University of Shanghai for Science & Technology, 2018.

[6] IKHTIAR U, MANZOOR S, SHEIKH N A, et al. Free stream flow and forced convection heat transfer around a rotating circular cylinder subjected to a single gust impulse[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 99: 851-861.

[7] WAN P X, HAN X S, MAO J K. Very Large Eddy Simulation of turbulent flow and heat transfer for single cylinder and cylindrical pin matrix[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 169: 114972.

[8] 李晓辰. 低温海水外掠圆管流动与换热规律研究[D]. 青岛: 中国石油大学(华东), 2017.
LI Xiaochen. Study on convective heat transfer of hypothermic seawater flow across a tube[D]. Qingdao: China University of Petroleum (East China), 2017.

[9] CHURCHILL S W, BERNSTEIN M. A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow[J]. Journal of Heat Transfer, 1977, 99(2): 300-306.

[10] DHIMAN S K, KUMAR A, PRASAD J K. Unsteady computation of flow field and convective heat transfer over tandem cylinders at subcritical Reynolds numbers[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2017, 31(3): 1241-1257.

[11] Guide for building and classing vessels intended for navigation in polar waters [S]. New York: ABS, 2008.

[12] INCROPERA F P, DEWITT D P. Fundamentals of heat and mass transfer[M]. 5th ed. New York: John Wiley & Sons, 2002: 389-395.

(本文编辑:孙伟)