

# 水下采油树跨接管接头的传热计算与保温分析

丁 矿, 朱宏武, 郝建生, 张建华

(中国石油大学(北京)机械与储运工程学院, 北京 102249)

**摘要:**水下采油树和跨接管之间需要专用接头进行连接, 其中以套筒式接头最为常见。在水下进行接头安装时, 持续的热量交换会导致接头在停机条件下持续降温, 因此必须预先评估相关的温度分布和热量传递问题, 提高水下采油树系统的流动安全水平。根据水下油气开发的要求, 结合已有经验, 在水下采油树套筒式跨接管接头结构设计的基础上, 采用耦合传热的数值模拟方法, 对未进行保温的套筒式接头进行了模拟分析, 并完成了包含保温腔的套筒式接头的传热计算; 最后基于变物性的分析方法, 对含有保温腔的套筒式接头进行了内流场分析。计算表明: 没有保温措施的套筒式接头会产生局部过冷问题, 所设计的保温腔能大幅度改善接头的整体保温效果, 满足水下采油树8 h保温的基本要求。用耦合传热数值模拟方法分析水下采油树系统的传热与保温理论可行, 结果可靠。

**关键词:**水下采油树 套筒式接头 流固耦合 保温设计 变物性

中图分类号:TE931<sup>+</sup>.1 文献标识码:A 文章编号:1001-0890(2012)03-0121-05

## Numerical Study on Heat Transfer and Thermal Insulation of Subsea Christmas Tree Connectors

Ding Kuang, Zhu Hongwu, Hao Jiansheng, Zhang Jianhua

(College of Mechanical and Transportation Engineering, China University of Petroleum (Beijing), Beijing, 102249, China)

**Abstract:** The subsea christmas tree and well jumper are connected by special subsea connectors and collet connector is commonly used. The connector installed underwater will induce continuous heat transferring to ambient cold seawater and cause excessive temperature drop under shutdown condition. Relevant temperature distribution and heat transfer problems must be evaluated so as to further increase the flow security of the subsea christmas tree. Based on the requirement of subsea hydrocarbon development, a coupled fluid-solid numerical method was adopted to analyze the heat transfer and fluid flow of the collet connector without thermal insulation treatment. In addition, this paper completed the numerical study on heat transfer of the collet connector covered by an insulation cavity(doghouse)and the inner flow field simulation of the collet connector based on the consideration of variable properties of fluids. The results show that local supercooled spot would be present in the connector without any insulation measures and the doghouse could greatly improve the effect of thermal preservation on collet connectors which satisfy the basic principle of eight hours' thermal insulation for subsea christmas trees. The method of coupling heat transfer of subsea collet connector is feasible in theory and reliable in calculation results.

**Key words:** subsea christmas trees; collet connectors; fluid-solid coupled system; thermal insulation; variable properties

跨接管接头是水下采油树与外部管线连接的关键部件, 也是水下采油树保温设计中的典型“冷点”<sup>[1]</sup>。对其进行传热计算和保温分析是制定水下采油树保温方案的关键。1997年, Zabaras 等人<sup>[2]</sup>采用二维有限元分析了水下采油树的传热问题和水下管线接头的保温问题, 获得了水下采油树不同水

收稿日期:2011-07-19; 改回日期:2012-04-20。

作者简介: 丁矿(1986—), 男, 河南商丘人, 2008年毕业于中国石油大学(北京)机械设计及自动化专业, 机械工程专业在读博士研究生, 主要从事石油装备研发、流固耦合传热方面的研究。

联系方式: (010)89733749, wsg001@163.com。

基金项目: 国家高技术研究发展计划(“863”计划)项目“油气混输泵系统关键技术研究”(编号: 2007AA09Z316)资助。

平截面的温度分布,首次指出水下采油树保温设计的重要性。2004年,Dwight Janoff等人<sup>[3]</sup>分析了水下阀组的传热问题,强调了3D模型和边界条件对数值计算的重要性。2005年,Aarnes等人<sup>[4]</sup>对Dalia油田的水下采油树、跨接管与管汇进行了传热分析,并进行了全尺寸的保温试验。2006年,Davalath等人<sup>[5]</sup>采用三维有限元方法建立了工作压力69.0 MPa和103.5 MPa的水下采油树的计算模型,完成了保温条件下的传热计算,并将计算结果与油田现场的数据进行了比较。2006年,Stein Sorbye等人<sup>[6]</sup>对水管汇中心进行了传热计算和保温分析,并采用全尺寸试验证明了该保温方案的可行性。2009年,Carré等人<sup>[7]</sup>采用有限元方法对西非Moho Bilondo油田的立式采油树进行了传热计算和保温设计,并在此基础上对水下采油树进行了结构优化。但以上研究均未考虑内部密闭空间内的流动规律及其对整体结构的传热影响。国内在深水设备的保温设计上没有开展任何具体的研究,与国外差距明显。笔者首次通过整场离散、统一求解的热流耦合计算方法对水下套筒式接头的流动和传热问题进行了分析,详细研究了现有水下采油树套筒式跨接管接头的传热和保温问题。

## 1 物理模型

典型的套筒式跨接管接头下部为接头底座,用于连接水下采油树的出油管线,安装时,下部底座和水下采油树为一体,静止不动;上部为接头的主体部分,和跨接管连在一起(见图1(a))。上下2部分的连接主要是通过滑块的向下滑动将周向布置的锁芯

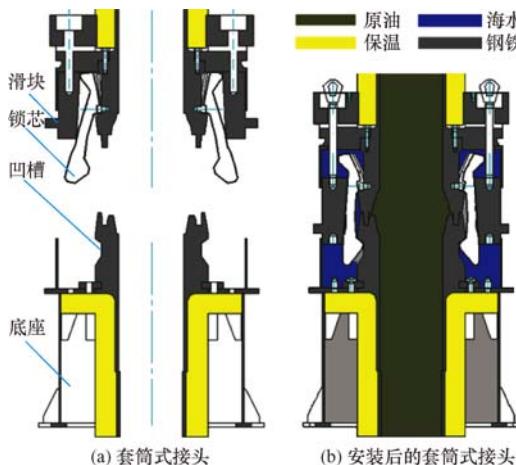


图 1 套筒式跨接管接头的结构

Fig. 1 Structure of collet jumper connector

压入下部底座的凹槽中,结合上部的顶丝,实现整体接头的锁死(见图1(b))。由于整个安装过程需要在水下完成,一部分海水会进入接头内部,如图1蓝色区域所示。在稳态加热时,该部分海水会被加热,一部分热量会被储存起来,延缓停机过程中的温度降低速度。该接头在有维修需要时,可进行逆向拆卸,实现相应的维修和更换作业。

与水下采油树套筒式接头相匹配的保温腔如图2(a)所示,通过2个同样结构的半壳结构将套筒式接头夹紧,内部空间会被海水充填,如图2(b)所示。半壳之间的缝隙和内部保温层是影响保温效果的关键部位,过大的缝隙会形成强烈的热虹吸效应,造成热量的额外损失。安装好的水下套筒式跨接管接头(无论是否包含保温腔)包含4种材料,分属固体域和流体域。

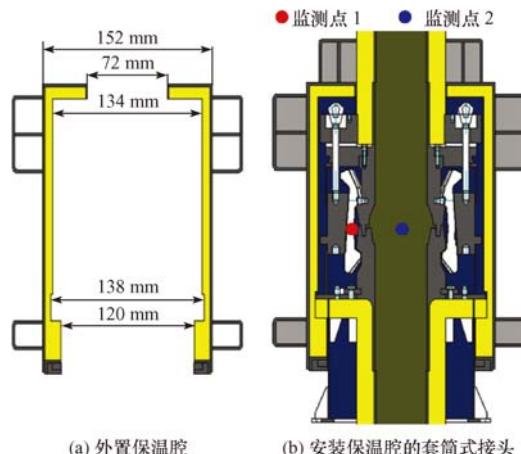


图 2 安装保温腔的套筒式接头结构

Fig. 2 Structure of collet connector with thermal insulation house

## 2 数学模型

### 2.1 控制方程

为了简化计算,作如下假设:1)考虑套筒式接头中心对称,将计算区域设置为二维轴对称结构;2)水下安装完成后,各零部件能够紧密连接,传热计算忽略接触热阻;3)计算过程中只考虑流体的变物性,固体的热物性参数仍然按常数处理。

在上述假设条件下,所求解的是三维不可压缩流动,其流动与换热的控制方程为<sup>[8]</sup>:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} = \rho F - \nabla p + \mu \Delta v \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho c T)}{\partial t} = \Phi + \lambda \Delta T + \rho q \quad (3)$$

式中:  $\rho$  为流体密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $t$  为时间,  $\text{s}$ ;  $v$  为流体流动速度,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $p$  为流体压力,  $\text{Pa}$ ;  $\mu$  为流体动力黏度,  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ;  $T$  为流体温度,  $\text{K}$ ;  $c$  为流体的比热容,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $\Phi$  为能量耗散函数;  $\lambda$  为导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $F$  为流体质量力,  $\text{N}$ ;  $q$  为流体所吸收的热量,  $\text{W}$ 。

为了方便处理密闭空间内的海水由于温差而引起的浮生力, 在计算中引入 Boussinesq 假设<sup>[9]</sup>: 忽略流体的黏性耗散, 仅考虑动量方程中与体积力相关项的高度, 其余各项中的密度和其他物性均为常数。因此, 重力方向的动量方程式为:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} = \mu \Delta v - \nabla p + \rho g \alpha (T - T_0) \quad (4)$$

式中:  $T_0$  为海水温度,  $\text{K}$ ;  $T$  为管壁温度,  $\text{K}$ ;  $g$  为重力加速度,  $\text{m}/\text{s}^2$ ;  $\alpha$  为海水的体积膨胀系数,  $\text{K}^{-1}$ 。

考虑到套筒内部密闭空间内的海水具有较大的温度梯度, 采用 Standard  $\kappa-\epsilon$  湍流模型计算海水的自然对流换热, 包括湍动能方程和扩散方程<sup>[10]</sup>, 形式如下:

$$\rho \frac{d\kappa}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \right] + G_\kappa + G_b - \rho \epsilon \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{d\epsilon}{dt} &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + \\ &C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{\kappa} (G_\kappa + C_{2\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{\kappa} \end{aligned} \quad (6)$$

其中  $\mu_t = \rho C_\mu \kappa^2 / \epsilon$  (7)

式中:  $\kappa$  为湍流动能;  $\mu_t$  为湍流黏度;  $\epsilon$  为湍流动能耗散率;  $G_\kappa$  为由平均速度梯度引起的湍流动能  $\kappa$  的项;  $G_b$  为由浮力引起的湍流动能  $\kappa$  的附加项;  $C_{1\epsilon}$ ,  $C_{2\epsilon}$ ,  $C_\mu$ ,  $\sigma_\kappa$  和  $\sigma_\epsilon$  为经验常数。

## 2.2 边界条件

以设计工况作为稳态计算的初始条件, 稳态计算后得到的结果作为下一步非稳态计算的初始条件。稳态传热认为, 管内高温油液为不可压缩湍流流动, 入口采用速度边界, 取决于水下采油树在额定工况下的原油产量和接头尺寸, 出口采用压力出口条件。流体与固体之间的传热通过结构上的耦合拼接实现, 连续性条件为<sup>[11]</sup>:

$$-\lambda \left[ \frac{\partial T}{\partial n} \right]_w = h(T_w - T_f) \mid_f \quad (8)$$

式中:  $\lambda$  为固体导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $n$  为壁面外法线;  $h$  为对流换热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ; 下标  $s, f$  分别代表固体和液体。

此外, 需要考虑接头外部和海水接触区域的对流换热, 该换热属于强制对流换热中的流体外掠圆管, 换热系数<sup>[5,12]</sup>可以通过实验关联式(9)计算:

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h_w} d}{\lambda_w} = C Re^n Pr_w^{\frac{1}{3}} \quad (9)$$

式中:  $\overline{Nu}$  为套筒式接头外表面的平均努赛尔数;  $\overline{h_w}$  为套筒式接头外表面的平均对流换热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;  $d$  为套筒式接头的当量直径,  $\text{m}$ ;  $\lambda_w$  为海水的导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $Re$  为海水流动雷诺数;  $Pr_w$  为海水的普朗特数;  $C$  和  $n$  为常数。

## 2.3 数值计算方法

建立的海水-原油-钢材-保温材料相互耦合的热流计算模型包括 2 个固体域(钢铁与聚氨酯泡沫)和 2 个流体域(海水与原油)。管壁为钢材料, 密度  $7850 \text{ kg}/\text{m}^3$ , 比热容  $500 \text{ J}/(\text{K} \cdot \text{kg})$ , 导热系数  $48 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。保温层采用聚氨酯材料, 密度  $60 \text{ kg}/\text{m}^3$ , 比热容  $700 \text{ J}/(\text{K} \cdot \text{kg})$ , 导热系数  $0.04 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。考虑原油、海水的热物性参数与温度的依变关系以及原油的流变性, 具体参数<sup>[13]</sup>在计算过程中由用户自定义函数 UDF 编程给定。

套筒式接头中心对称, 为减小计算量, 只选取右半部分的截面作为计算区域并划分网格。各计算域的网格单元均采用 Quad 类型, 在 GAMBIT 里完成结构化网格的创建。在计算过程中采用网格自适应技术, 通过温度梯度和速度梯度对网格进行调整, 完成对局部网格的细化, 优化计算结果。对计算区域采用有限容积法在同位网格上进行控制方程的离散, 采用 SIMPLE 算法处理速度和压力的耦合, 对流项采用二阶迎风格式, 扩散项采用中心差分。计算中采用整场离散、整场求解的方法, 把固体和流体中的传热问题统一处理; 同时, 考虑到在流固耦合界面流动变化剧烈并存在黏性底层, 选用标准壁面函数处理流动边界层和传热边界层。为保证计算结果的网格独立性, 进行了网格独立性的考核, 其标准为相邻 2 个计算中接头最高温度的相对比值不超过 1%。在这个条件下保证计算精度和计算量的平衡。选取相邻 2 个迭代步之间的最大动量和能量的残差相对变化率小于  $10^{-5}$  为计算收敛条件。

### 3 计算结果分析

#### 3.1 套筒式接头的温度场分析

原油温度为 353 K, 外部海水温度为 300 K, 海水流速 0.3 m/s 时的对流换热系数为 500 W/(m<sup>2</sup> · K)。稳态条件下, 中心油管中的温度较高且分布均匀, 径向温度梯度较大, 大量的热量向周围海水扩散, 但是原油在输送过程中其温度并没有变化(见图 3(a)); 温度下降 4 h 后, 接头中心区域的油液温度下降最为剧烈, 并带动两端油液的温度下降, 最低温度接近 305 K(见图 3(b))。温度下降 8 h 后, 中心区域的油液温度已经和周围海水的温度相同, 部分原油产生凝固, 给水下采油树后续的重启动作业造成风险(见图 3(c))。说明不含任何保温措施的套筒式接头无法匹配水下采油树 8 h 保温的基本要求。

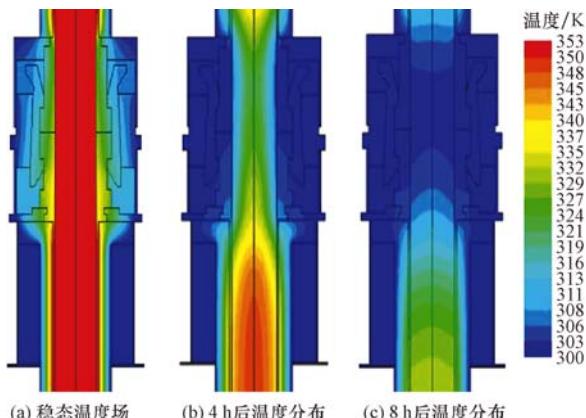


图 3 套筒式跨接管接头稳态和非稳态温度分布

Fig. 3 Steady and unsteady temperature distribution of collet jumper connector

#### 3.2 有保温腔的接头温度场分析

对含有保温腔的套筒式接头进行稳态生产和非稳态停机条件下的传热计算。稳态条件下, 内部油液温度维持在 353 K, 接头内部温度同样较高且分布均匀, 平均温度达到 336 K, 远高于不含保温腔时的温度分布(见图 4(a)); 温度下降 4 h 后, 内部油液的温度降至 345 K 左右, 而套筒式接头内部的平均温度仍为 336 K(见图 4(b)); 温度下降 8 h 后, 内部油液的温度降至 340 K 左右, 套筒式接头内部的平均温度也只下降至 333 K 左右(见图 4(c))。分析表明: 保温腔使其内部温度分布较为均匀, 径向温度梯度和衰减速度明显减慢, 这种趋势和文献[14]的

实验结果一致。

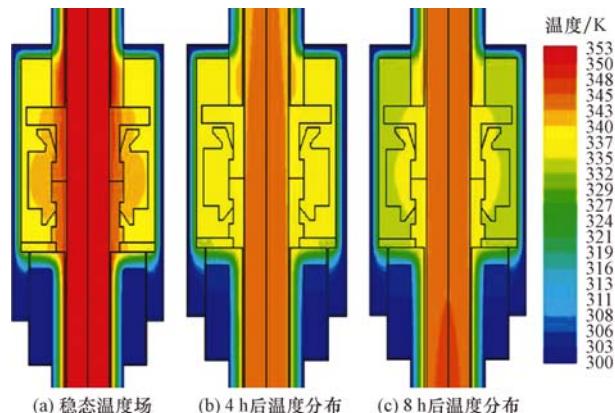
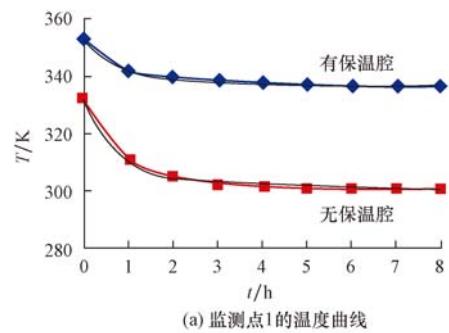


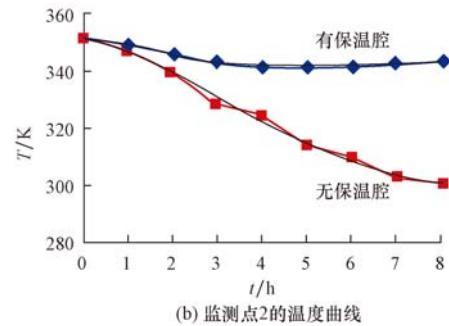
图 4 含保温腔的套筒式跨管接头稳态和非稳态温度分布

Fig. 4 Steady and unsteady temperature distribution of collet jumper connector with thermal insulation house

为了进一步说明保温腔的保温情况, 取监测点 1 和监测点 2(见图 2(b))进行分析。监测点 1 为锁芯壁面, 稳态条件下, 无保温腔时的温度为 324 K, 自然冷却 8 h 后的温度为 300 K, 与外界海水温度相同; 有保温腔时的稳态温度为 343 K, 8 h 后的温度为 336 K(见图 5(a))。监测点 2 为监测管线中线的油液, 保温腔的存在使其最终温度由 300 K 提高到 337 K(见图 5(b))。可以看出, 保温腔大大改善了套筒式接头的保温性能, 内部平均温度上升 27 K 左右, 避免了热量的大量散失。



(a) 监测点1的温度曲线



(b) 监测点2的温度曲线

图 5 监测点温度随时间的下降情况

Fig. 5 Temperature drop of the monitored points vs. time

### 3.3 有保温腔的套筒式接头流场分析

对原油和海水进行变物性考虑,相关热物性参数随着传热计算中温度的改变而改变,这就使流体在密度变化引起的浮生力作用下产生相应的流场特性。非稳态条件下,油管内部和海水充填区域均产生了流体的自然对流,空间较大的封闭区域产生了涡旋(见图6)。从图6可知,流动速度最大的位置出现在海水和钢材的耦合界面处,速度接近0.03 m/s(降温2 h)。进一步分析可知,涡旋的存在会增大耦合界面的换热系数,促进接头内外的热量传递,不利于整体保温。减小内部密闭空间内的自然对流强度,可以减小热量损失的速率,是提高保温腔保温效果的研究方向,最为常见的措施是增设内置挡板<sup>[15]</sup>,进一步细化密闭空间的容积。

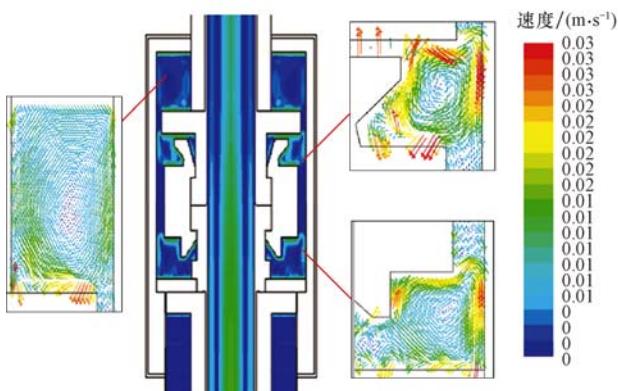


图6 套筒式接头内流场云图和局部矢量图

Fig. 6 Internal flow field and local vector distribution in collet connector

## 4 结 论

- 1) 将流动与换热的控制方程,用于海水-原油-钢材-保温材料的相互耦合热流计算分析,理论上可行,分析结果可靠。
- 2) 不含任何保温措施的套筒式接头无法匹配水下采油树8 h保温的基本要求。
- 3) 保温腔的存在大大改善了套筒式接头的热量传递情况,避免了大量热量向海水的扩散,使接头的保温性能获得了显著提高。
- 4) 内流场分析发现,套筒式接头内部封闭的流体区域能够形成一系列涡旋,加快耦合界面的热量散失,给整体保温效果带来负面效应。减小内部密闭空间内的自然对流强度,可以减小热流损失的速率,是提高保温腔保温效果的研究方向。

## 参 考 文 献

### References

- [1] Ding Kuang, Zhu Hongwu, Zhang Jinya, et al. Taking the pulse of subsea trees design towards deepwater application[J]. Advanced Materials Research, 2011, 201/202/203: 1192-1197.
- [2] Zabaras George J, Zhang Jianfeng. Steady-state and transient thermal performance of subsea hardware[R]. OTC 8544, 1997.
- [3] Janoff D, Mckie N, Davalath J. Prediction of cool down times and designing of insulation for subsea production equipment [R]. OTC 16507, 2004.
- [4] Aarnes K A, Lesgent J, Hübner J C. Thermal design of a Dalia SPS deepwater christmas tree: verified by use of full scale testing and numerical simulations[R]. OTC 17090, 2005.
- [5] Davalath J, Stevens K. Cool-down thermal performance of subsea systems based on Gulf of Mexico field experience[R]. OTC 17972, 2006.
- [6] Stein Sorbye, Randi Moe. A system design approach for thermal insulation of subsea equipment using CFD[R]. ESDA 2006-95255, 2006.
- [7] Carré D, O'Sullivan J, Moho Bilondo. subsea production system experience[R]. OTC 20280, 2009.
- [8] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2004: 347-362.  
Tao Wenquan. Numerical heat transfer[M]. 2nd ed. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2004: 347-362.
- [9] Gray D D, Giorgini A. The validity of the Boussinesq approximation for liquids and gases[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1976, 19(5): 545-551.
- [10] Patankar S V. Numerical heat transfer and fluid flow[M]. New York: McGraw-Hill, 1980: 51.
- [11] 李迎, 俞小莉, 陈红岩, 等. 发动机冷却系统流固耦合稳态传热三维数值仿真[J]. 内燃机学报, 2007, 25(3): 252-257.  
Li Ying, Yu Xiaoli, Chen Hongyan, et al. 3-D simulation of steady heat transfer of fluid-solid coupled system in engine coolant system[J]. Transactions of Csice, 2007, 25 (3): 252-257.
- [12] Kristin F, Vegard K, Svein H, et al. Subsea heat bank: an alternative thermal insulation method[R]. SPE 77577, 2002.
- [13] 刘刚, 张国忠, 张园园. 热含蜡原油管内停输温降计算[J]. 中国石油大学学报: 自然科学版, 2010, 34(5): 136-140.  
Liu Gang, Zhang Guozhong, Zhang Yuanyuan. Temperature drop calculation in hot waxy crude pipeline during shutdown [J]. Journal of China University of Petroleum; Edition of Natural Science, 2010, 34(5): 136-140.
- [14] Spiering M. Performance analysis and testing on insulation systems for connectors[R]. OTC 16506, 2004.
- [15] Antar Mohamed A, Baig Hasan. Conjugate conduction-natural convection heat transfer in a hollow building block[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(2/3): 334-339.