

冰区航行船舶蒸汽管路应力分析及柔性设计

韩 旭^{1,4}, 杨 铭², 张 浩¹, 李泽朝^{1,4}, 丁泊遥³, 解忠良^{4*}

(1. 河北工业大学 机械工程学院, 天津 300130; 2. 中国船舶及海洋工程设计研究院, 上海 200011; 3. 中国通用技术控股有限责任公司, 北京 100073; 4. 西北工业大学 工程力学系, 西安 710072)

摘 要: [目的]针对冰区航行船舶蒸汽管路系统易出现振动、疲劳损伤、破裂进而造成管路失效的问题, 在管线设计初期对整体结构的布局优化设计进行研究。[方法]根据建模计算得到的管路系统应力校核结果, 通过增设自然补偿及优化支吊架布局, 确保管道能够适应复杂的应力和变形环境, 并合理调整约束以提高管路系统的刚度, 进而获得更加安全合理的布置方案。[结果]方案整改后, 二次应力由材料许用应力值的 2.9 倍减少到 0.7 倍, 符合 ASME B31.3 工艺管道规范, 同时 1 阶固有频率满足高于工程管道设计频率的限值要求。[结论]为保证管路系统在各种工况下的安全性和稳定性, 平衡了管路系统的柔性 and 刚度, 取得良好效果, 为其他类型的管路系统优化设计提供参考。

关键词: 蒸汽管路; 应力分析; 柔性设计; 固有频率; 管系刚度

中图分类号: U674.21 **文献标志码:** A

Stress Analysis and Flexible Design of Steam Pipeline for Ships Sailing in Ice Area

HAN Xu^{1,4}, YANG Ming², ZHANG Hao¹, LI Zezhao^{1,4}, DING Boyao³, XIE Zhongliang^{4*}

(1. School of Mechanical Engineering, Hebei University of Technology, Tianjin 300130, China; 2. Marine Design & Research Institute of China, Shanghai 200011, China; 3. China General Technology Holding Company Limited, Beijing 100073, China; 4. Department of Engineering Mechanics, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: [Purpose]In view of the problems of pipeline failure caused by vibration, fatigue damage and rupture of steam pipeline system of ships sailing in ice area, the layout optimization design of the whole structure was studied at the initial stage of pipeline design. [Method]According to the stress check results of pipeline system obtained by modeling calculation, by adding natural compensation and optimizing the layout of supports and hangers, the pipeline can adapt to the complex stress and deformation environment, and reasonable adjustment of constraints to improve the stiffness of pipeline system, so as to obtain a safer and more reasonable layout scheme. [Result]After the modification, the secondary stress was reduced from 2.9 times the allowable stress value of the material to 0.7 times, in accordance with the ASME B31.3 process piping code, and the first-order natural frequency met the limit requirements of the design frequency of the engineering piping. [Conclusion]In order to ensure the safety and stability of the pipeline system under various working conditions, the flexibility and stiffness of the pipeline system are balanced, and good results are obtained, which provides reference for other types of pipeline system optimization design.

Key words: steam line; stress analysis; flexible design; natural frequency; piping stiffness

0 引言

随着全球变暖趋势的增强, 北极区域海冰面积迅速缩减, 促进了北极航线的高效开发。而北极航线的开发需要依赖冰区航行船舶(见图 1)的技术和能力, 以确保安全、高效的航运。因此我国对冰区航行船舶的需求日益增加, 而船上敷设的各种管路系统^[1]犹如“血管”, 是整个装备中蒸汽、凝水等介质传输和动力传递的重要通道。



图1 冰区航行船舶

Fig.1 Ice Sailing Ships

近年来,船舶管路系统的研究主要集中在以下几个方面:材料选择优化,结构设计优化,智能检测与维护等。国内外学者在管路系统方面开展了大量研究工作。SPAGNUOLO 等^[2]基于有限元分析的理论计算方法,对高能管道的振荡效应进行了分析。孙宇翔等^[3]借助管路有限元力学分析,提出一种基于粒子群-遗传混合算法的三维空间核电管路支架智能布置方法。VERMA 等^[4]参照工艺管道规范 ASME B31.3,分析了高温管网的持续性和偶然性负荷响应。YAO 等^[5]计算了偶然性负荷下管道系统的固有频率及最大位移。SARI 等^[6]采用通用的有限元分析软件 ABAQUS 进行仿真,提出了真实模拟管道系统在爆炸事件中响应的方法。ZHANG 等^[7]基于损伤力学和管道的应力应变模型,建立了管道断裂的疲劳估计模型,利用弯曲振动疲劳试验台和有限元分析软件 COMSOL 验证了该模型的可行性和正确性。高玉闪等^[8]考虑载荷、材料疲劳特性随机性,在振动环境下对管路结构疲劳可靠性寿命进行了评估。

当前,国内外学者对传统船舶管路系统进行了大量研究^[9],而在冰区航行船舶管路系统的结构优化设计方面的研究相对匮乏。冰区船舶相较于普通船舶,其运行环境更加恶劣,对内部蒸汽管路系统提出了更高的设计和运行要求。由于冰区船舶的特殊工况,蒸汽管路在应力分布、支撑设计以及补偿器选型等方面可能表现出显著的性能差异。

本文主要针对冰区航行船舶管路系统,在结构优化设计布局方面开展研究,运用 CAESAR II 建立蒸汽管路模型,进行静力学分析及一次应力与二次应力校核^[10],在保证管道自身适应复杂应力和变形环境的前提下,合理增加约束来提高管系刚度^[11],以保证管路系统的稳定性和安全性,经管系节点位移^[12]对比分析,表明取得显著成效。最后进行模态分析,得到管路系统固有频率,满足连续敷设水平直管允许跨距的刚度条件。

1 理论分析

在静力学框架下,CAESAR II 是一种广泛应用于管道应力分析的软件工具,它具备多种强大的计算能力,能够满足多个行业的规范要求。静态应力分析主要针对恒定载荷(如质量、内部压力)和恒定位移(如热膨胀)下的应力和变形计算。CAESAR II 能够满足国际和地区的多个行业规范和标准要求,确保分析结果符合工程设计和安全要求。所有规范要求的应力校核和安全系数,都能够进行计算,如高温高压工况的管路设计校核,其能够按不同规范的要求进行应力计算和校核,确保管道在极端工况下的安全运行。

管道应力校核的主要目的是确保管道系统在各种工况下安全、可靠、高效的运行。通过应力校核,验证管道材料和结构是否能够在各种载荷条件下承受预期的应力,不超过材料的屈服强度和断裂强度,确保管道在长期运行中不会因疲劳、蠕变等效应提前失效,从而延长管道的使用寿命,减少维护和更换的成本。在管道应力校核中,采取了分类校核的方式,这是基于对应力性质和风险程度的不同分类进行的。分类校核的根本原则是等安全裕度原则,即对不同风险级别的应力采用不同的设计安全系数。分类校核方式通过对不同工况下的应力分类进行校核,确保管道在各种工况下都能够安全运行。

1.1 管道应力分类

管道应力分类是基于管道系统在不同工况下承受的应力类型以及应力产生的原因,将其分为一次应力和二次应力。

一次应力是指管道系统内外载荷直接作用在管壁上产生的应力,这些载荷通常是由外部因素施加的,且可以通过管道的位移来分散和缓解。一次应力通常包括重力、内压、外压等载荷作用下产生的应力。施加的载荷与应力之间呈线性关系,随着载荷的增加,应力成比例增加。如果一次应力超过了材料的屈服强度,可能会导致塑性变形或材料破坏,最终造成管道系统失效。

二次应力通常是由管道系统内部的结构约束和温度变化引起的。应力与施加载荷之间呈非线性关系,特别是

在热膨胀或收缩的情况下，温度变化引起的应力并不与温度成线性关系。二次应力是自限制性的，不会通过位移来缓解。二次应力过大可能导致局部区域产生裂纹或疲劳破坏，但通常不会导致整体结构的直接失效，因为其不会引起大范围的塑性变形。

总的来说，管道应力分类主要依据的是应力的来源和应力对管道系统的影响方式。一次应力主要由外部直接载荷引起，呈线性关系，可以通过位移来缓解，并且是管道系统必须承受的基本应力。二次应力主要由内部约束和温度变化引起，呈非线性关系，不会通过位移来分散，通常只在管道局部区域产生，可能引发局部区域的疲劳损坏。通过此分类，可以更有效地设计和校核管道系统，确保其在各种工况下的安全性和稳定性。

1.2 应力校核标准

1.2.1 持续荷载作用下一次应力校核规范

在持续荷载作用下，GB 50316—2000《工业金属管道设计规范》对一次应力校核的条件完全遵循了 ASME B31.3 的规定，其具体内容如下：

- 1) 当管道组件的厚度和补强计算符合要求时，因内压导致的应力被认为是安全的；
- 2) 当组件厚度和稳定性满足要求时，因外压导致的应力也是安全的；
- 3) 对于因重力、压力和其它持续荷载引起的管道纵向应力之和 σ_L ，不应超过在预计最高温度下材料的许用应力 $[\sigma]_h$ ，即

$$\sigma_L \leq [\sigma]_h \quad (1)$$

通常管道纵向应力是由压力、附加轴向外力和弯矩产生的，计算公式为

$$\sigma_L = \frac{F}{A} + \frac{PD}{4S} + \frac{M}{W} \quad (2)$$

式中： σ_L 为管道纵向应力，MPa； F 为压力引起的轴向力之外的附加轴向力，N； A 为管道的横截面积， mm^2 ； P 为设计压力，MPa； D 为管道的平均直径，mm； S 为管道壁厚，mm； M 为合成弯矩，N·mm； W 为抗弯截面模量， mm^3 。

1.2.2 二次应力校核规范

二次应力的校核条件主要参考了 ASME B31.1 和 ASME B31.3 的标准，具体规定如下：

计算得到的最大位移应力范围 σ_E 必须小于许用位移应力范围 $[\sigma]_A$ ， $[\sigma]_A$ 通过式 (3) 进行计算。

$$[\sigma]_A = f(1.25[\sigma]_c + 0.25[\sigma]_h) \quad (3)$$

式中： $[\sigma]_c$ 为冷态下金属材料在位移循环内的许用应力，MPa； $[\sigma]_h$ 为热态下金属材料在位移循环内的许用应力，MPa； f 为管道位移应力范围的减小系数。

如果 $[\sigma]_h$ 超过了 σ_L ，可以将其差值加到上式中的 $0.25[\sigma]_h$ 项上，调整后的许用位移应力范围为

$$[\sigma]_A = f[1.25([\sigma]_c + [\sigma]_h) - \sigma_L] \quad (4)$$

1.3 模态分析理论

模态分析的关键内容在于确定描述结构系统动态特性的模态参数，主要求解的参数包括固有频率和模态振型，本文蒸汽管路系统模型的线性振动基本方程为

$$M\ddot{\mathbf{x}}(t) + C\dot{\mathbf{x}}(t) + K\mathbf{x}(t) = F(t)\sin(\theta t) \quad (5)$$

式中： M 、 C 和 K 分别为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵； $\mathbf{x}$ 、 $\dot{\mathbf{x}}$ 和 $\ddot{\mathbf{x}}$ 分别为位移向量、速度向量和加速度向量； $F(t)$ 为外部载荷。

在进行模态分析时，将外部载荷 $F(t)$ 和阻尼矩阵 C 设置为 0，则此时的动力学方程为

$$M\ddot{\mathbf{x}} + K\mathbf{x} = 0 \quad (6)$$

假设简谐运动的方程为

$$\mathbf{x}(t) = \boldsymbol{\varphi}_i \sin(\omega_i t) \quad (7)$$

式中： ω_i 和 $\boldsymbol{\varphi}_i$ 分别表示第 i 阶固有频率和第 i 阶模态振型。

由此可知无阻尼振动方程为

$$\left(K-\omega_i^2\right) M \varphi_i=0 \quad (8)$$

由于各个节点的振幅不全为 0，由式（8）可知：

$$\left|K-\omega_i^2 M\right|=0 \quad (9)$$

2 初始方案设计分析

2.1 管道相关参数设置

在创建管道模型时，首先将管道划分为多个单元，并使这些单元在节点处互相连接。节点指的是管道的连接点，比如管道的起点、终点、弯头、分支等。建模过程中，应输入的数据包括基本参数、管道单元的结构参数以及边界条件。管道单元的结构参数主要包括管路走向、管径、壁厚、管长、管道材料（内含材料密度、弹性模量、泊松比、许用应力）、流体介质密度、计算温度、计算压力、隔热层材料和厚度等。边界条件是指在管路系统的边界上施加的约束条件，如固定支撑、滑动支撑、自由端等。建模主要包括建立直管、变截面管、弯头、三通、刚性件等管道组件以及为管道提供合理支撑。

在选择蒸汽管路的材质时，需要综合考虑蒸汽的温度、压力以及管路的使用环境等因素。本次选用的碳钢材质具有多方面的优点：高强度和耐压性、良好的耐热性和可焊性、较低的成本以及优异的耐磨性，使得碳钢能够在高温高压的蒸汽环境中长期稳定地运行，同时具备经济高效的特点。

2.2 管道计算模型建立

依据蒸汽管路系统原理图以及所提供的管网参数和设备节点坐标，建立管路模型见图 2。

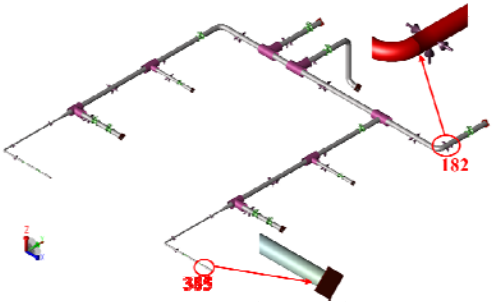


图 2 计算模型(应力集中区域)

Fig.2 Calculation Model (Stress Concentration Area)

阀门和法兰是管路系统中的重要元件。在使用 CAESAR II 进行应力计算时，这些元件通常被视为集中载荷，因此必须对阀门和法兰的重量进行模拟。在建模时，可以根据阀门、法兰的使用要求，从管件数据库中找到合适类型的尺寸和重量，也可以根据实际选用的阀门和法兰直接输入其重量。

2.3 管道荷载工况计算

管道的静力学分析主要计算管道应力、约束反力、节点位移等。应力计算的结果主要是管道应力校核是否通过。其中工况定义分别为 L1~L5(L 代表 Load Case)。L1 为(HYD)WW+HP; L2 为(OPE)W+T1+P1; L3 为(ALT)W+P1; L4 为(SUS)W+P1; L5 为(EXP)L2-L4。其中：W 代表管道自身重力荷载；T1 代表温度荷载；P1 代表管道内部压力荷载；SUS 代表持续荷载工况；EXP 代表纯热态荷载工况。对管路进行静力分析，程序运行计算，结果分析中 SUS 应力输出结果见表 1，EXP 应力输出结果见表 2。

表 1 SUS-应力

Tab.1 SUS-Stresses

比率/%	54.8	节点	385
计算值/kPa	72 739.6	许用值/kPa	132 117.3
静态负载应力/kPa	33 528.2	节点	60

轴向应力/kPa	734.7	节点	113
弯曲应力/kPa	39 531.8	节点	385
扭转应力/kPa	938.8	节点	335
应力集中系数（平面内）	1.6	节点	109
应力集中系数（平面外）	1.8	节点	101
应力集中系数（扭转）	1.0	节点	5
应力集中系数（轴向）	1.0	节点	5

表 1 EXP-应力

Tab.2 EXP-Stresses

比率/%	290.9	节点	182
计算值/kPa	883 273.3	许用值/kPa	303 622.5
轴向应力/kPa	325 849.7	节点	130
弯曲应力/kPa	854 977.2	节点	182
扭转应力/kPa	10 338.5	节点	105
应力集中系数（平面内）	2.2	节点	109
应力集中系数（平面外）	2.3	节点	101
应力集中系数（扭转）	1.0	节点	5
应力集中系数（轴向）	2.3	节点	101

2.4 结果分析

在管道应力校核过程中，发现相同材料在不同工况下，对应的许用应力值不同。二次应力校核中材料的许用应力值高于一次应力，是因为不同的压力和温度条件会影响材料的应力-应变关系曲线，从而改变材料的许用应力值。

管路系统中的弯头、三通、异径管等位置处，会引起应力集中现象。这些部位的应力分布与直管不同，通常应力集中会导致局部应力增加，从而增加位移应力范围。疲劳破坏通常与循环应力范围和局部应力水平相关，局部应力水平增加会加速疲劳损伤，从而削弱材料的抗疲劳能力。因此，在二次应力校核中考虑这种效应，引入了应力增大系数，用来表征几何形状复杂的管件与直管在相同疲劳循环次数下的应力差异。

根据表 1 与表 2 所得结果，计算模型的一次应力低于材料的许用应力，符合要求。但二次应力明显超出了许用值，尤其是在 182 号节点处，二次应力是许用应力值的 2.9 倍，因此二次应力校核不符合要求。在温差较大或管线较长的情况下，热胀冷缩作用和土建结构的支撑作用会使管道系统承受相当大的应力。如果管道系统缺乏足够的柔性，这些应力可能会导致管道的破坏。因此，在设计管道时需要通过增加自然补偿（如管道的自然弯曲段）或安装补偿器（如波纹管补偿器、滑动补偿器等）来提高管道的柔性，以减少由于温差变化引起的应力。

3 方案整改优化设计

3.1 Π型弯简介

Π型弯（也称 U 型弯或膨胀弯）是管道布置中的一种弯曲形式，通常用于补偿管道因膨胀或收缩而产生的位移，防止管道受力过大造成破坏。Π型弯能够吸收管道的形变量，是因为它改变了管道的原有走向，提高了管道的柔性，从而有效地分散和吸收由于热胀冷缩引起的应力。

Π型弯在工业管道设计中非常常见，特别是在长距离管道或者高温高压管道中。在工业应用中，常见的 Π型弯主要有平面 Π型弯与立体 Π型弯两种形式，见图 3。



(a) 平面 II 型弯 (b) 立体 II 型弯

图 1 平面 II 型弯与立体 II 型弯

Fig.3 Planar II-Type Bend and Three-Dimensional II-Type Bend

立体 II 型弯的设计和制造较为复杂, 通常适用于对空间使用有特殊需求的场合。平面 II 型弯在直管段的几何构型见图 4, 其补偿效果主要由横向尺寸 x 、纵向尺寸 y 以及 II 型弯在管段总长度 L 的相对位置 (即 l_a 与 l_b 长度之比) 决定。

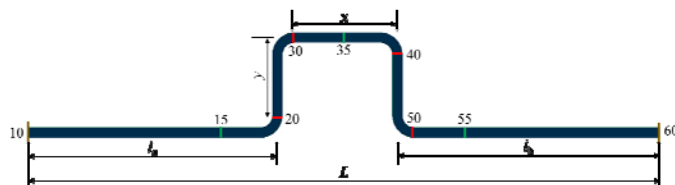
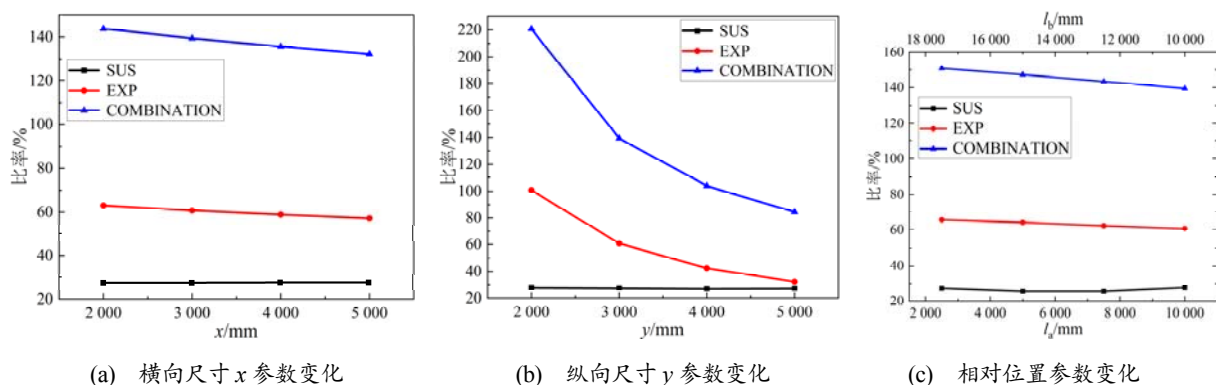


图 4 平面 II 型弯直管段几何构型

Fig.4 Geometric Configuration of the Straight Pipe Section in the Planar II-Type Bend

通过依次调整各尺寸参数, 对该管段进行静力分析与动态荷载响应分析, 计算不同工况下的最大应力比, 并对补偿效果进行对比评估, 确保管道在满足运行要求的同时实现最佳补偿效果。不同尺寸参数与最大应力比之间的关系见图 5。



(a) 横向尺寸 x 参数变化

(b) 纵向尺寸 y 参数变化

(c) 相对位置参数变化

图 2 不同尺寸参数对最大应力比的影响

Fig.5 The Influence of Different Size Parameters on the Maximum Stress Ratio

由图 5 可知: 增大横向尺寸 x 对结果影响较小; 而增大纵向尺寸 y 则显著提高管道柔性, 有效降低轴向推力, 当其增大至一定程度后, 补偿效果趋于饱和; 平面 II 型弯应尽量安装在相邻两固定支架之间的中心或靠近中心的位置。此外, 为防止纵向弯曲, 在垂直或水平布置的 II 型补偿器两侧的外伸直管段通常需设置导向支架, 以增强系统稳定性, 确保补偿器功能的有效发挥。

3.2 模型优化

在蒸汽管道的长直管段中间设置倒 U 型平面 II 型弯, 根据空间要求限制纵向尺寸, 通过利用管道形体的弹性变形能力进行补偿, 以缓解长直管段的热胀推力。对管路模型不断优化, 重复进行应力分析, 提取结果选项中的 SUS 与 EXP 应力输出结果, 观察应力校核评定是否通过。

在保证管道自身适应复杂应力和变形环境的前提下, 合理增加约束来提高管系刚度, 以保证管路系统的稳定性和安全性, 整改后的管路模型见图 6。

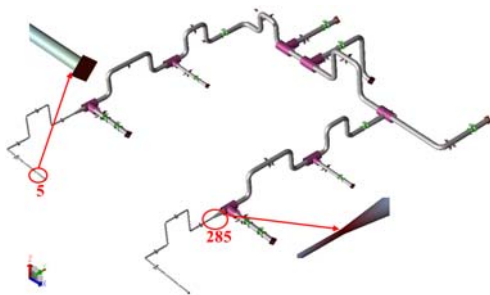


图 6 整改后计算模型(应力集中区域)

Fig.6 Calculation Model After Rectification (Stress Concentration Area)

3.3 工况计算

对整改后的管路系统进行静力分析，结果分析中，选取的 SUS 应力输出结果见表 3，EXP 应力输出结果见表 4。

表 3 整改后的 SUS-应力

Tab.3 After Rectification SUS-Stresses

比率/%	54.5	节点	5
计算值/kPa	72027.9	许用值/kPa	132117.3
静态负载应力/kPa	33528.2	节点	60
轴向应力/kPa	3751.6	节点	2010
弯曲应力/kPa	39188.1	节点	5
扭转应力/kPa	3987.7	节点	100
应力集中系数（平面内）	1.6	节点	1998
应力集中系数（平面外）	1.8	节点	101
应力集中系数（扭转）	1.0	节点	5
应力集中系数（轴向）	1.0	节点	5

表 2 整改后的 EXP-应力

Tab.4 After Rectification EXP-Stresses

比率/%	77.6	节点	285
计算值/kPa	204609.7	许用值/kPa	263837.5
轴向应力/kPa	11346.7	节点	101
弯曲应力/kPa	202649.6	节点	285
扭转应力/kPa	17684.1	节点	2009
应力集中系数（平面内）	2.2	节点	1998
应力集中系数（平面外）	2.3	节点	101
应力集中系数（扭转）	1.0	节点	5
应力集中系数（轴向）	2.3	节点	101

3.4 结果分析

对比表 2 和表 4 中材料的许用应力，发现引入 Π 型弯前后，一次应力许用值无变化，而二次应力许用值改变明显，主要原因在于两类应力的特性不同。一次应力由外部载荷引起，与管道系统的几何形状变化关系不大，其许用值通常基于材料的屈服强度，因而保持不变。而二次应力主要由热胀冷缩等位移载荷引起，受系统柔性和几何形状影响显著。引入 Π 型弯后，管道柔性增加，热胀冷缩等位移引起的应力集中效应减弱，系统应力分布得到优化，从而降低了二次应力评定值，优化了系统的应力状态。

由表 3 和表 4 中的应力校核结果可知，调整后的管道系统，一次应力比率基本保持不变，应力集中区域分布

相对一致；二次应力降低至许用应力值的 70%，两次应力集中区域主要分布在弯头、三通、异径管部位，符合相关设计要求。引入 Π 型弯后，显著降低了管道的二次应力，最终二次应力评定校核通过。

在长直管线补充设置 Π 型弯，说明当管道结构设计不合理（如过长管线缺乏补偿结构）或管道（尤其是热力管道）在检验中出现较大变形、支吊架异常损坏时，应考虑管道系统是否存在二次应力超出许用应力值的问题。

3.5 模态分析

蒸汽管路处于工作状态（考虑重力、压力、温度和支吊架弹性约束）时，即在(OPE)W+T1+P1 工况下进行模态分析，管路系统前 20 阶固有频率变化见图 7。

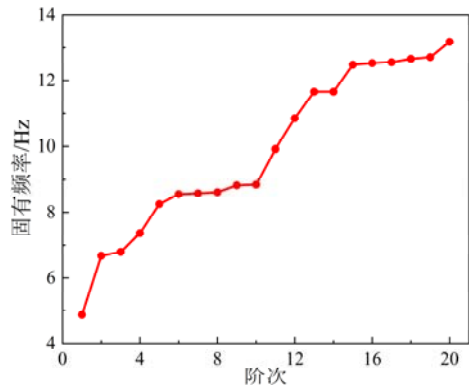


图 7 蒸汽管路前 20 阶固有频率

Fig. 7 Steam Line First 20 Natural Frequencies

这是管路系统在没有外界强迫激励情况下的固有振动频率。识别模态频率有助于预测系统在某些频率范围内可能发生的共振现象，从而避免在这些频率下运行，防止共振引起的破坏性振动。

管路第一阶固有频率为 4.873 Hz，高于工程管道设计频率限值要求：装置外管道固有频率不低于 2.55 Hz。取阶次 6 和阶次 14 对应模态频率下的振型作为示例，如图 8 所示，描述了管路系统各个部分在不同频率下的振动行为，以便更好地理解 and 评估管路系统在这些模态下的动态响应，识别可能的共振风险，为优化设计提供依据。

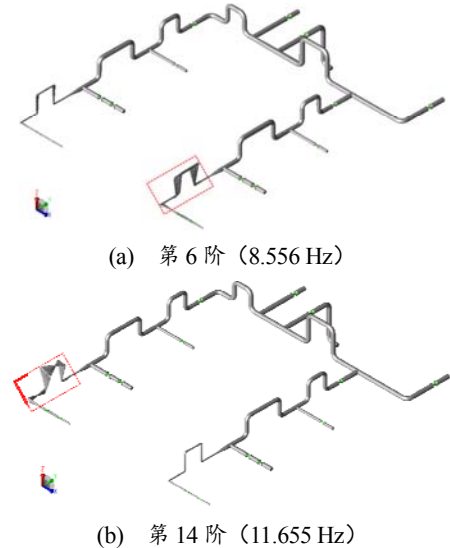


图 8 模态振型

Fig. 8 Modal Shapes

模态振型显示了结构在特定模态频率下的变形情况，有助于分析管路系统受特定频率的外部激励时，振动过程中可能产生的应力集中区域和过度振动，从而在设计和改进过程中采取针对性措施，增强管路系统整体结构的抗振性能。

3.6 方案对比分析

通过前后两次设计方案的计算结果可以看出，一次应力对比优化之前相差很小，但管路的结构形式会影响一次应力的分布。二次应力则因 Π 型弯的补偿作用由许用应力值的 2.9 倍减少到 0.7 倍。即在管道布置中设置 Π 型弯对二次应力有显著影响。

在完成一次应力和二次应力校核之后，管道的节点位移也是管道系统评估的重要参考。在工作状态即 (OPE)W+T1+P1 工况下，两次管路设计方案中，相同关注位置的节点位移见表 5。

表 5 关注位置节点位移量

Tab.5 Focus on Location Node Displacement

位置/节点	径向位移 D_X /mm		轴向位移 D_Y /mm		垂向位移 D_Z /mm	
膨胀弯 1 处/17	11.64	12.68	27.66	11.53	0.57	4.60
膨胀弯 4 处/27	8.17	10.13	21.78	12.64	0.32	3.83
变径管 1 出口/85	42.12	1.94	27.13	13.92	0.48	2.25
变径管 1 入口/90	40.29	2.86	30.01	16.91	0.39	1.59
主管三通交点/105	8.23	2.99	19.39	18.28	0.23	3.30
主管弯管处/115	1.30	1.30	0.02	0	0.04	0.06
主管阀门入口/140	2.11	0.61	4.52	4.47	0	0.24
支管三通交点/255	14.78	14.92	11.41	1.72	0.28	1.00
支管阀门入口/260	8.88	8.96	1.60	0.22	0.02	0.09

膨胀弯作为吸收热膨胀引起变形和应力的关键部位，承受较大的位移和弯矩，其分析有助于评估热应力和机械应力下膨胀弯的表现。变径管是流体压力和应力重新分布的区域，通过分析可揭示局部应力集中情况，确保其结构安全性。主管三通交点和主管弯管处分别是流体分流和弯曲应力的集中位置，分析这些节点有助于验证三通和弯管的强度及可靠性。主管阀门入口和支管三通交点是流体作用力和压力波动显著的区域，通过分析可评估连接部位在复杂工况下的安全性和稳定性。支管阀门入口则是支管系统的重要控制点，其分析有助于确保连接区域的长期可靠性。综合来看，这些节点的选取能够验证结构设计的合理性，并为实际工程优化提供数据支持。

表 5 所关注的节点位置在管路系统中如图 9 所示，通过在图中标注这些节点位置，可以直观展示其在管路系统中的具体分布情况，以便更清晰地分析和解释其在研究中的工程意义。

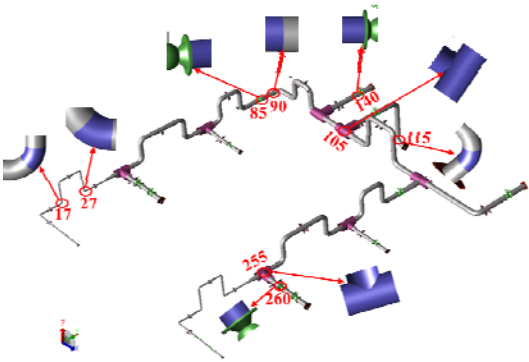


图 9 管路系统关注位置/节点

Fig.9 The Pipe System Pays Attention to the Location/Node

对于表 5 中 2 种方案管路系统的相同节点，计算其在 3 个方向坐标轴上的位移平方和，再取平方根，得到节点位移的矢量模，然后进行对比，见图 10。

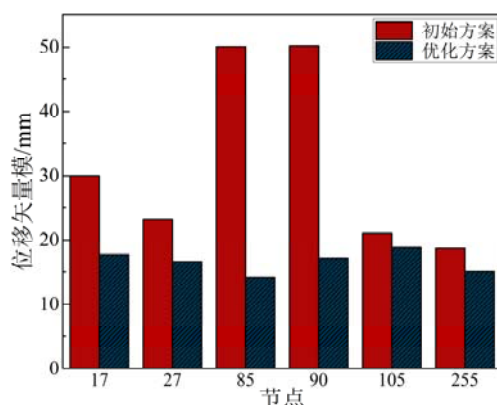


图 10 两方案同节点位移对比

Fig.10 The Two Schemes are Compared with the Node Displacement

由图 10 可以清晰看出,在相同荷载工况下,优化后的方案中,管路系统的节点位移明显减小,部分节点的位移量缩减了一半以上,满足工程管道中对节点位移的要求。其中直管段的位移减少效果显著,主要由于平面 II 型弯优化后更合理的应力分布,帮助有效释放热胀冷缩引起的变形。而弯头和三通的位移降低效果较弱,主要因其较强的刚性和复杂的几何形状,使得受力模式难以通过优化大幅调整。总体而言,优化后的管路系统在提高柔性和刚度方面取得了显著改进。

4 结论

针对冰区航行船舶蒸汽管路系统在设计初期结构布局不合理,导致后续管路失效的问题展开研究。基于 ASME B31.3 规范,分析了管线自然补偿及支吊架布局对管路系统应力的影响,旨在避免因结构布局不合理而导致的管路失效。通过分析,得到如下结论:

1) 一次应力主要由持续荷载引起,与管道及管内流体自重密切相关。在支吊架跨距符合管道相关规范的前提下,改变支吊架的布局来控制管道一次应力的,使其在所需压力、温度等特定工况下处于材料的许用应力范围内。

2) 二次应力是由位移荷载引起,通常只在管道局部区域产生,通过管道局部塑性变形来吸收缓解。二次应力具有自限性,且结合应力理论,通常认为一次应力比二次应力更危险,更需要关注。但在实际工况下,二次应力校核结果相对材料许用应力占比更大,因此认为二次应力校核对管路系统的安全评估更为关键。

3) 在管道设计中引入 II 型弯可以提高管道的柔性,从而减小热胀冷缩对管道关键位置处的位移形变影响。设置 II 型弯对一次应力校核结果影响不大,但二次应力大幅降低,说明合理引入 II 型弯有助于减小二次应力。分析一次应力和二次应力校核结果,考虑是否需要 II 型弯补偿,并综合管道的节点位移和支吊架受力情况,确保管道系统的安全运行。

4) 管路的柔性和刚度应达到一个平衡状态:既能吸收热胀冷缩等位移应力,减少热应力和应力集中;又能保证足够的刚度以支撑自身重量和附加荷载,防止过度变形和振动,延长管路使用寿命。

参考文献:

- [1] 董宗然, 王法胜, 楼偶俊, 等. 基于改进 NSGA-II 的船舶管路路径设计[J]. 计算机集成制造系统, 2022, 28(4): 1129-1142.
DONG Z R, WANG F S, LOU O J, et al. Ship Pipe Route Design Based on Improved NSGA-II[J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2022, 28(4): 1129-1142.
- [2] SPAGNUOLO G A, DELL'ORCO G, DI MAIO P A, et al. A Computational Procedure for the Investigation of Whipping Effect on ITER High Energy Piping and its Application to the ITER Divertor Primary Heat Transfer System[J]. Fusion Engineering and Design, 2015, 98-99: 1625-1628.
- [3] 孙宇翔, 陈丽, 龙波, 等. 复杂载荷下的核管路支架智能布置[J]. 中国机械工程, 2024, 35(2): 317-323.
SUN Y X, CHEN L, LONG B, et al. Intelligent Layout for Pipeline Supports of Nuclear Power Plant under Complex Load[J]. China Mechanical Engineering, 2024, 35(2): 317-323.

- [4] VERMA A K, YADAV B K, GANDHI A, et al. 3D Modelling of Loop Layout, Pipe Stress Analysis and Structural Responses of High-Pressure High-Temperature Experimental Helium Cooling Loop (EHCL)[J]. Fusion Engineering and Design, 2019, 145: 87-93.
- [5] YAO L, HU J, WANG J, et al. Structural Design and Analysis of EAST TCWS Pipeline[J]. Fusion Engineering and Design, 2023, 193, 113654.
- [6] SARI A, SAYIN B, KHIAMI M P. A Methodology to Prevent Process Piping Failures During Vapor Cloud Explosions[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2021, 193, 104436.
- [7] ZHANG F, YUAN Z, ZHANG F, et al. The Analysis and Estimation of Vibration Fatigue for Pipe Fitting in Aviation Hydraulic System[J]. Engineering Failure Analysis, 2019, 105: 837-855.
- [8] 高玉闪, 杨茂, 李斌, 等. 材料与载荷随机性影响下管路结构振动疲劳可靠性分析方法[J]. 西安交通大学学报, 2023, 57(11): 1-11.
GAO Y S, YANG M, LI B, et al. Study on the Reliability Analysis Method for Vibration Fatigue of Pipeline Structures Under the Random Influence of Materials and Loads[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2023, 57(11): 1-11.
- [9] 伍加凯. 基于应力分析的通用型 FPSO 典型管路系统设计与支架优化技术[D]. 江苏镇江: 江苏科技大学, 2020.
WU J K. Typical Piping System Design and Support Optimization Technology of General FPSO Based on Stress Analysis[D]. Zhenjiang, Jiangsu: Jiangsu University of Science and Technology, 2020.
- [10] 唐永进. 压力管道应力分析[M]. 北京: 中国石化出版社, 2010.
TANG Y J. Stress Analysis of Pressure Pipelines[M]. Beijing: China Petrochemical Press, 2010.
- [11] 袁伟, 孙亮, 赵杰, 等. 往复压缩机管系刚度控制减振技术及其应用[J]. 振动、测试与诊断, 2022, 42(4): 777-783.
YUAN W, SUN L, ZHAO J, et al. Stiffness Control Vibration Reduction Technology of Reciprocating Compressor Piping System and its Application[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2022, 42(4): 777-783.
- [12] 贾宝惠, 于灵杰, 卢翔. 基于 ANSYS Workbench 的压接修理民机液压管路振动特性分析[J]. 航空学报, 2019, 40(9): 199-207.
JIA B H, YU L J, LU X. Vibration Characteristics Analysis of Pressurized Repair Hydraulic Pipe of Civil Aircraft Based on ANSYS Workbench[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2019, 40(9): 199-207.

收稿日期: 2024-08-17; 修回日期: 2025-02-20

基金项目: 国家自然科学基金 (No.52475214; 52105205); 中国-中东欧国家高校联合教育项目 (2023275; 2021101)。

作者简介: 韩旭 (2001—), 男, 硕士研究生。研究方向: 管路系统振动。

通信作者: 解忠良 (1988—), 男, 博士、教授。研究方向: 管路系统振动安全评估、推进系统动力学/减振降噪。