

文章编号:1674-2869(2017)04-0387-06

高温法兰接头的稳态热分析与密封性能研究

郑小涛,黄 苏,喻九阳,马琳伟,林 伟,徐建民
武汉工程大学机电工程学院,湖北 武汉 430205

摘 要:为研究高温条件下法兰接头的保温处理的问题,利用 ANSYS Workbench 对 WN100-100RF 螺栓法兰接头在 400 ℃条件下的温度场、法兰应力等进行了模拟。结果表明,未保温接头的最高与最低温度分别为 400 ℃与 257.16 ℃;保温接头的最高与最低温度分别为 400 ℃与 390.1 ℃;未保温接头与保温接头的最高温度均出现在法兰与接管的内壁,最低温度均出现在螺母的外侧;保温后接头的节能效率可达到 94.97%。此外,未保温接头与保温接头的最大应力分别为 294.25 MPa 与 297.85 MPa;未保温接头与保温接头的最大垫片压应力分别为 103.44 MPa 与 110.42 MPa。因此,在本文设定的条件下保温措施对法兰接头密封性影响较小。

关键词:高温;法兰接头;温度场;应力;密封;节能;ANSYS Workbench

中图分类号: O625.6 **文献标识码:** A **doi:** 10.3969/j.issn.1674-2869.2017.04.013

Steady State Thermal Analysis and Sealing Performance of Flange Joint at High Temperature

ZHENG Xiaotao, HUANG Su, YU Jiuyang, MA Linwei, LIN Wei, XU Jianmin

School of Mechanical and Electrical Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430205, China

Abstract: To study the thermal insulation of bolted flange joints at high temperature, the temperature field and flange stress of WN100-100RF bolted flange joint were simulated by ANSYS Workbench at 400 ℃. Results show that the highest and lowest temperature of the uninsulated joint are 400 ℃ and 257.16 ℃, respectively, while they are 400 ℃ and 390.1 ℃ for the insulated joint correspondingly. Moreover, the highest temperatures of the uninsulated and insulated joints appear at the inner wall of the flange and the pipe, and the lowest temperatures of them appear at the outside of nuts. The thermal energy efficiency of the insulated joint can reach 94.97%. Additionally, the maximum stresses of the uninsulated and insulated joints are 294.25 MPa and 297.85 MPa respectively, and the maximum gasket compressive stresses of the uninsulated and insulated joint are 103.44 MPa and 110.42 MPa. Therefore, the thermal insulation treatment has little effect on the sealing behavior of bolted flange joints under the given conditions.

Keywords: high temperature; flange joints; temperature field distribution; stress; sealing; energy saving; ANSYS Workbench

在高温条件下,螺栓法兰接头一般直接裸露在空气中。这是由于保温后螺栓法兰各部件温度升高,螺栓法兰接头温度越高各部件发生蠕变变

形的概率越大及由温差产生的热应力越大^[1];且保温后一旦接头发生泄漏,泄露介质会在保温层聚集,不易被发现,容易发生安全事故。但近年来,随

收稿日期:2016-12-21

基金项目:湖北省教育厅科学研究项目(D20161508)

作者简介:郑小涛,博士,副教授。E-mail: xiaotaozheng@163.com

引文格式:郑小涛,黄苏,喻九阳,等. 高温法兰接头的稳态热分析与密封性能研究[J]. 武汉工程大学学报, 2017, 39(4): 387-393.

ZHENG X T, HUANG S, YU J Y, et al. Steady state thermal analysis and sealing performance of flange joint at high temperature[J]. Journal of Wuhan Institute of Technology, 2017, 39(4): 387-393.

着节能成为生产的一大原则,人们开始对高温接头进行保温处理,以达到节能的目的^[2]. 因此基于安全、经济、高效的设计生产理念就需要对高温螺栓法兰连接接头温度场分布、节能效果、保温后螺栓法兰接头密封以及法兰应力等进行研究^[3]. 采用稳态热分析的方法对高温条件下的法兰密封开展数值模拟研究能较大程度的反应真实情况,也能满足一定的工程精度要求^[4-8].

以在 400 ℃ 条件下的 WN100-100RF 螺栓法兰接头为对象,利用 Workbench 的稳态热分析与热-结构耦合分析模块,对是否有保温措施两种情况下法兰接头的温度场分布及密封性能进行了研究,并研究了保温处理对接头温度场分布的影响及保温后的节能效率.

1 有限元模型

1.1 接头的基本参数

文中所用的 WN100-100RF 法兰接头的结构尺寸参数如图 1 所示. 选用内、外径分别为 $D_1=115\text{ mm}$, $D_2=174\text{ mm}$ 的柔性石墨金属波齿垫片.

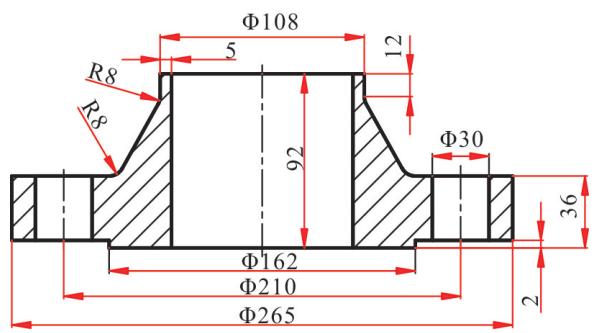


图 1 法兰尺寸(单位:mm)
Fig. 1 Flange dimensions(unit:mm)

上、下法兰及垫片金属骨架的材料为 0Cr18Ni9;系统中 8 个 M27 螺柱和与螺柱匹配的螺母材料均为 35CrMo;保温处理指在接头表面覆盖厚度为 50 mm 的石棉保温层. 各材料具体的热物理性能如表 1~表 3 所示^[9-10].

1.2 法兰接头的有限元模型

为真实反应接头的温度场分布情况,在热分析中考虑了螺栓孔空气层与法兰间空气层,并用当量导热系数来代替空气层与金属壁面的对流换热、热辐射以及空气层的导热^[11-12]. 建立有限元模型时,将螺栓孔与双头螺柱间的空气层、上下法兰与垫片之间空气层建立为实体模型. 各空气层计算其当量导热系数,具体数值如表 4~表 5 所示^[13].

表 1 法兰及垫片金属骨架(0Cr18Ni9)材料的物理性能
Tab. 1 Physical properties of flange and gasket metal (0Cr18Ni9)

性能参数 parameter	温度 temperature / ℃					
	0	100	200	300	400	500
$\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	7 930	7 930	7 930	7 930	7 930	7 930
$\lambda/[\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})]$	16.7	16.7	—	20.1	—	22.2
$C_p/[\text{J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})]$	502	487	502	519	540	—
E/MPa	19 900	19 900	18 900	18 200	—	—
μ	0.285	0.287	0.295	0.304	—	—
$\alpha/10^{-6}\text{ }^\circ\text{C}$	17	17.4	18	18.6	19.1	—
σ/MPa	137	114	96	85	79	74

表 2 双头螺柱及螺母(35CrMo)材料的物理性能
Tab. 2 Physical properties of double headed studs and nuts (35CrMo)

性能参数 parameter	温度 temperature / ℃					
	0	100	200	300	400	500
$\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	7 900	7 900	7 900	7 900	7 900	7 900
$\lambda/[\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})]$	43.469	43.22	43.091	41.116	39.621	37.35
$C_p/[\text{J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})]$	485.56	539.97	548.35	594.39	648.81	736.31
E/MPa	216 075	210 312	206 418	197 926	189 365	180 214
μ	0.286	0.288	0.288	0.293	0.281	0.295
$\alpha/10^{-6}\text{ }^\circ\text{C}$	12.3	12.5	13.1	13.6	14	14.3
σ/MPa	228	206	196	189	170	79

表 3 保温(石棉)材料的热物理性能
Tab. 3 Thermal physical properties of insulating materials

性能参数 parameter	温度 temperature / ℃					
	38	149	204	280	316	371
$\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	75	75	75	75	75	75
$\lambda/[\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})]$	0.035	0.051	0.063	0.074	0.091	0.1
$C_p/[\text{J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})]$	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2

表 4 螺栓孔空气层热物理性能
Tab. 4 Thermal physical properties of bolt holes

性能参数 parameter	温度 temperature / ℃					
	15	100	200	300	400	500
$\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	1.22	0.946	0.746	0.615	0.524	0.456
$\lambda/[\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})]$	0.0314	0.0435	0.0607	0.0823	0.109	0.142
$C_p/[\text{J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})]$	1.005	1.009	1.026	1.047	1.068	1.093

表 5 法兰间空气层热物理性能
Tab. 5 Thermal physical properties of air layer between flanges

性能参数 parameter	温度 temperature / ℃					
	15	100	200	300	400	500
$\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	1.22	0.946	0.746	0.615	0.524	0.456
$\lambda/[\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})]$	0.026	0.368	0.573	0.855	1.229	1.707
$C_p/[\text{J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})]$	1.005	1.009	1.026	1.047	1.068	1.093

为简化计算,削弱法兰边缘不连续应力对模型分析的影响,根据圣维南原理将法兰两端接管长度设置为 80 mm;考虑到接头的周期对称性及节约计算成本,采用 $\frac{1}{8}$ 模型进行建模分析,未保温与保温处理的接头模型分别如图 2 和图 3 所示。

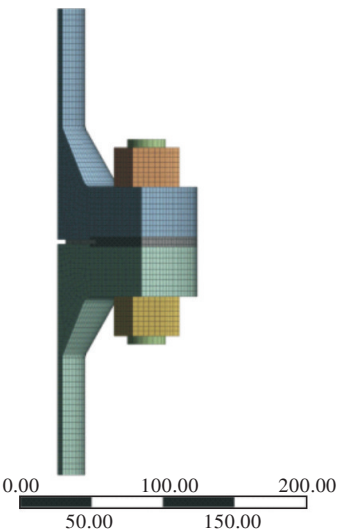


图2 未保温接头网格划分(单位:mm)
Fig. 2 Mesh of uninsulated joint(unit:mm)

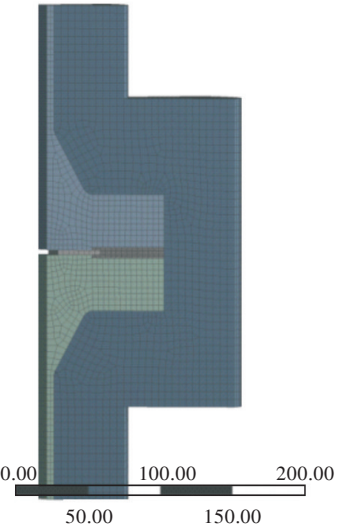


图3 保温接头网格划分(单位:mm)
Fig. 3 Mesh of insulated joint(unit:mm)

1.3 载荷及边界条件

热分析过程只考虑法兰持续服役的稳态阶段,对接头进行稳态热分析.在 Workbench 中对接头各部件赋相应材料.法兰接头内壁温度取 400 ℃;未保温处理时法兰的外壁面与空气进行对流换热,考虑接头的辐射及对流换热将换热系数设为 32 W/(m²·℃);保温处理后,由于石棉保温层的保温作用,将对流换热系数设为 15 W/(m²·℃);螺栓与螺母、螺母与法兰面之间接触良好,相互之

间的传热效果良好,热阻较小^[14].针对整个模型来看,未做特殊设定的表面均视为完全绝热.

热分析完成后,需对模型的结构分析设置边界条件及载荷.针对该模型,在法兰的下端面施加轴向约束,以限制其在轴向上的位移;在法兰的周期对称面上施加 Frictionless Support 模拟对称约束.载荷的加载过程分为三步,第一步施加螺栓预紧力,结合 GB150—2011^[15]螺栓预紧力的计算方法对螺栓预紧力进行计算,得到每根螺栓预紧力的大小圆整后为 25 kN,并在第二、三步将预紧力锁定;第二步施加内压及由内压引起的轴向力,在法兰内壁施加 1.35 MPa 的内压,同时在自由端施加由内压引起的轴向拉力 2 772.11 N;第三步将热分析的结果以温度载荷的形式加载到法兰模型.至此,热-结构耦合分析载荷及边界条件设置完毕.

2 模拟结果分析

为方便分析,对接头各部位设置如图 4 所示路径.路径 1 为法兰径向;路径 2 为法兰轴向;路径 3、4 分别为螺栓内、外侧轴向;路径 5 为螺栓径向;路径 6 为垫片径向.

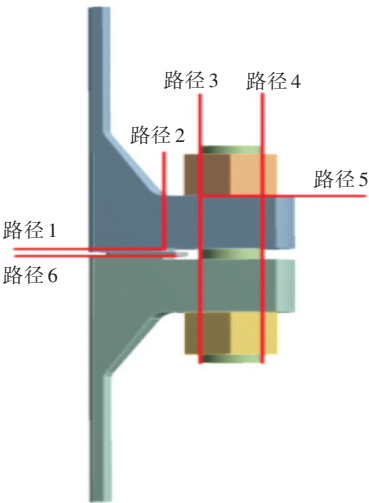


图4 法兰接头各部件路径
Fig. 4 Paths of flange joints

2.1 温度场结果分析

未保温接头与保温接头整体稳态温度场分布分别如图 5 和图 6 所示.

由图 5、图 6 可知上下法兰、上下螺母温度场呈对称分布;沿半径方向由内到外逐渐降低.两种情况下接头的最高温度均出现在法兰内壁为 400 ℃.未保温接头(除空气层)最低温度在上下螺母的外侧;保温后接头(除保温层)温度升高,且温度梯度减小;保温后螺栓整体温度上升约 120 ℃.

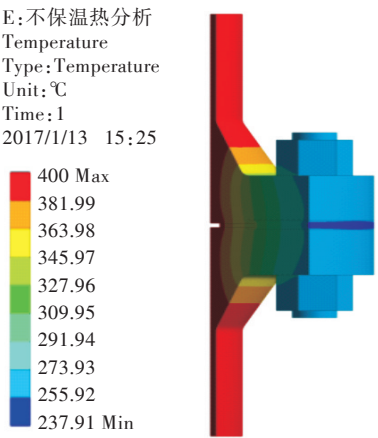


图 5 未保温接头温度(单位:°C)

Fig. 5 Temperature of uninsulated joint(unit:°C)

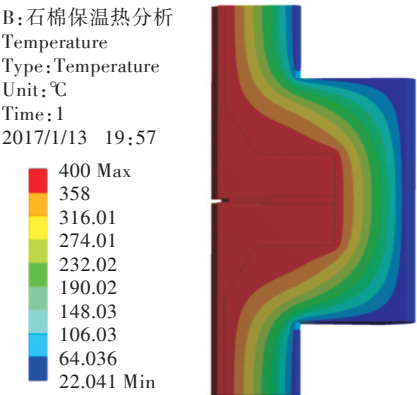


图 6 保温接头温度(单位:°C)

Fig. 6 Temperature of insulated joint(unit:°C)

未保温接头与做保温接头各路径温度对比如图 7 和图 8 所示。由图 7 可知,未保温接头温差相对较大,最低为 257.16 °C;保温接头整体温度趋于一致,最低为 390.1 °C;两种情况下最低温均出现在上、下螺母外侧。

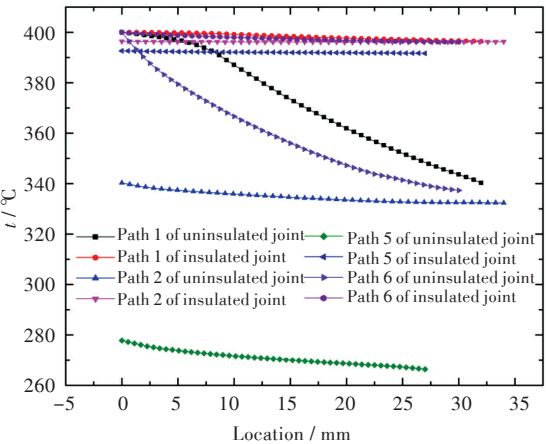


图 7 法兰沿各路径温度对比

Fig. 7 Temperature comparison of flange along each path

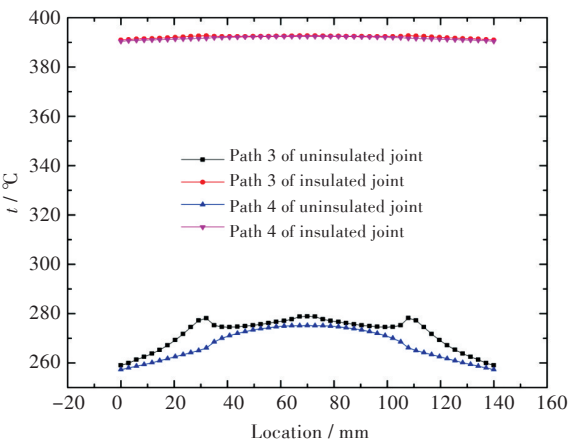


图 8 法兰沿路径 3 与路径 4 温度对比

Fig. 8 Temperature comparison of flange along path 3 and 4

利用 ANSYS Workbench 中的 Probe 功能提取两种情况下接头部位的热损失率分别为:未保温接头的散热功率 $P_1=336.75\text{ W}$,保温接头的散热功率 $P_2=16.941\text{ W}$;保温后接头的节能效率为:

$$\eta = \frac{P_1 - P_2}{P_1} \times 100\% = \frac{336.75 - 16.941}{336.75} \times 100\% = 94.97\%$$

2.2 法兰应力分析

螺栓法兰连接系统在上述载荷及边界条件下的应力分布特征如图 9 和图 10 所示。

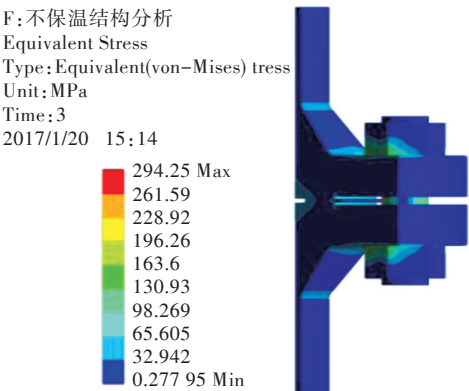


图 9 未保温接头应力场(单位:MPa)

Fig. 9 Stress field of uninsulated joint(unit:MPa)

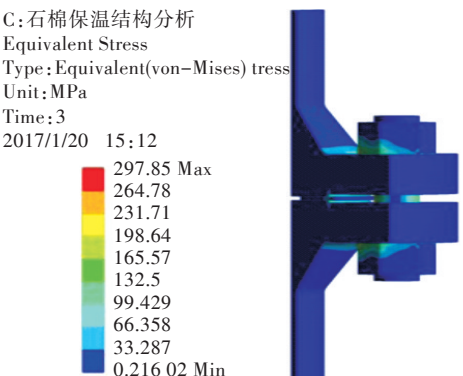


图 10 保温接头应力场(单位:MPa)

Fig. 10 Stress field of insulated joint(unit:MPa)

比较图9、图10可知,未保温接头与保温接头应力云图分布较一致,接头整体应力变化不大;未保温接头与保温接头最大应力分别为294.25 MPa与297.85 MPa,保温前后最大应力均出现在螺母与法兰的接触面,这是由几何结构不连续导致的应力集中,在实际的使用过程中会做相应的过渡处理加以避免。

为方便对比,提取路径3~6的应力结果进行线性化,对比结果如图11和图12所示。

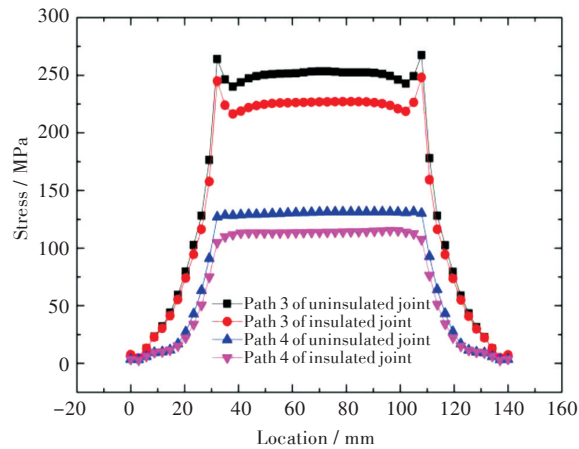


图 11 法兰沿路径3与路径4应力对比

Fig. 11 Stress comparison of flange along path 3 and 4

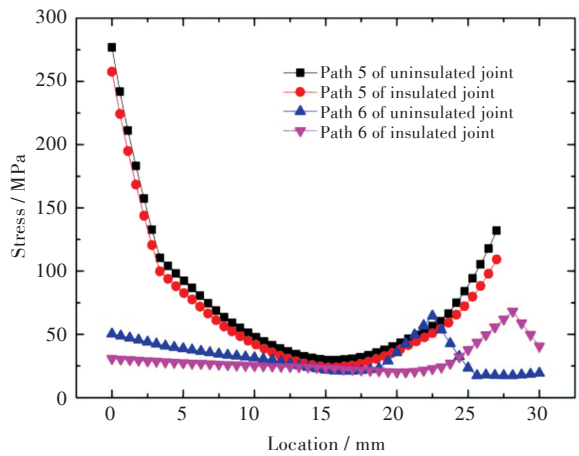


图 12 法兰沿路径5与路径6应力对比

Fig. 12 Stress comparison of flange along path 5 and 6

由图11可知同状态下路径3较路径4(即螺栓内侧较外侧)应力高120 MPa;保温后路径3、4线性化后的应力水平较保温前有所降低;保温后螺栓内外侧中段位置应力降低约27 MPa,这是由于保温后螺栓温度梯度减小使结构热应力减小。由图12可知保温后路径5、6线性化后的应力水平较保温前变化不大,但路径6(垫片径向)上应力最大位置向外侧移动,这是由保温后垫片温度升高,垫片沿径向向外膨胀所致。

2.3 垫片密封评定

垫片在密封时需具有一定的密封比压,且压力需在垫片金属骨架的许用应力范围内。未保温与保温两种工况条件下垫片的压应力云图如图13和图14所示。

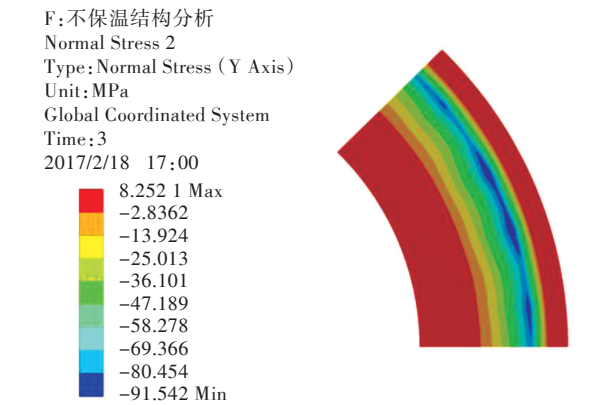


图 13 未保温接头垫片压应力(单位:MPa)

Fig. 13 Gasket compressive stress of uninsulated joint(unit:MPa)

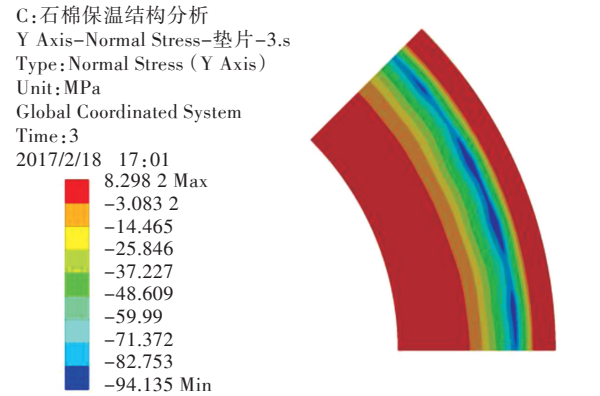


图 14 保温接头垫片压应力(单位:MPa)

Fig. 14 Gasket compressive stress of insulated joint(unit:MPa)

由图13和图14可知,未保温接头与保温接头中垫片的应力场分布情况一致,但保温接头中垫片的压应力较保温处理之前高2.593 MPa。这是由于保温处理后接头温度较保温之前高,接头各部件的热膨胀增加,导致垫片所受到的压力增大。提取垫片径向上的应力,其应力分布情况如图15所示。

由图15可知,在保温前后垫片压应力的分布情况一致,但未保温接头中垫片的最大压应力为103.44 MPa,保温接头中垫片的最大压应力为110.42 MPa,保温接头中垫片的压应力较未保温接头中高6.98 MPa,且均小于垫片骨架材料相应的许用挤压应力 $[\beta]=(1.5\sim2.5)\times[\sigma]=(118.5\sim197.5)$ MPa,垫片未被压溃;垫片的压应力大于满足垫片密封要求的最小垫片压紧应力50 MPa,因此保温前后垫片满足密封条件。

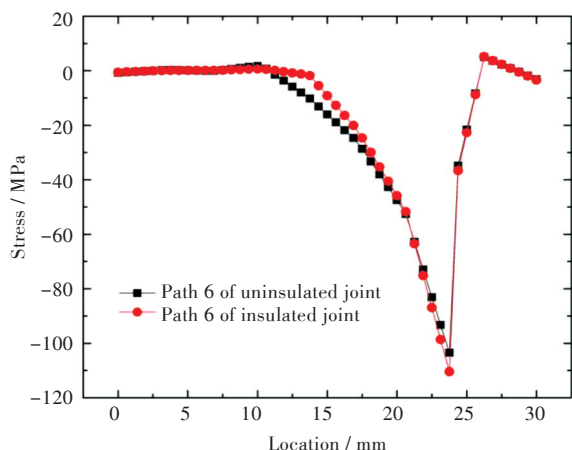


图15 垫片沿路径6压应力对比

Fig. 15 Compressive stress of gasket along path 6

由图15可知最大压应力出现的位置为法兰凸台外沿与垫片的接触处,压应力的突变是由模型中凸台外沿的结构突变造成,在实际的生产使用过程中法兰凸台外沿会做相应的过渡处理。

3 结 语

1)未保温接头与保温接头的温度场分布规律较一致.保温后接头温度升高显著,温度梯度减小.保温前后最高温均为400℃,出现在法兰及接管的内壁;保温前后最低温分别为257.16℃和390.1℃,最低温均出现在上、下螺母外侧。

2)未保温接头与保温接头的散热功率分别为336.75 W及16.941 W,保温处理后接头的节能效率可达94.97%。

3)未保温接头与保温接头的应力分布较一致,接头整体应力变化不大;保温前后最大应力分别为294.25 MPa与297.85 MPa。

4)针对该接头模型及载荷条件保温处理后法兰的强度以及垫片的密封性能均满足要求,即保温处理对法兰的密封性能及法兰应力影响不大。

5)由于上述模拟条件为稳态条件,因此升、降温过程对接头密封性能的影响有待进一步研究。

参考文献:

[1] 戴俊鸿,严国超,周正泓. 高温高压设备瞬态密封分析的三维力学与传热学模型[J]. 化工机械, 1996, 23(1): 31-33.
DAI J H, YAN G C, ZHOU Z H. Three-dimensional mechanical model and the heat transfer model of the transient seal analysis of high-temperature and high-pressure apparatus [J]. Chemical Engineering & Machinery, 1996, 23(1): 31-33.

[2] 单寅昊,田华锋,关凯书. 重整装置高温法兰接头保温技术及工业应用[J]. 石油化工技术与经济, 2014, 30(6): 41-45.
SHAN Y H, TIAN H F, GUAN K S. Heat preservation technology for high-pressure flange joints of reforming plant and its industrial application [J]. Techno-Economics in Petrochemicals, 2014, 30(6): 41-45.
[3] 陈圆,徐严言,关凯书,等. 金属与金属接触型螺栓法兰接头保温后的密封性能[J]. 润滑与密封, 2016, 41(3): 48-53.
CHEN Y, XU Y Y, GUAN K S, et al. Sealing performance of metal to metal contact bolted flanged joints under insulation [J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(3): 48-53.
[4] 王俊和,蔡仁良,钟伟明. 在稳态温度场中法兰接头的三维有限元分析[J]. 压力容器, 2005, 22(10): 18-22.
WANG J H, CAI R L, ZHONG W M. 3-D finite element analysis on flanged joints under static temperature field [J]. Pressure Vessel Technology, 2005, 22(10): 18-22.
[5] 郑小涛,王明伍,喻九阳,等. 高温法兰连接结构的有限元模拟及安全评定[J]. 化工设备与管道, 2014, 51(6): 5-9.
ZHENG X T, WANG M W, YU J Y, et al. Finite element simulation and safety assessment for high temperature flanged connection [J]. Process Equipment & Piping, 2014, 51(6): 5-9.
[6] 喻九阳,王明伍,郑小涛,等. 高温法兰连接系统温度场的有限元分析[J]. 武汉工程大学学报, 2014, 36(10): 31-36.
YU J Y, WANG M W, ZHENG X T, et al. Temperature field analysis of flanged joints at high temperature based on finite element method [J]. Journal of Wuhan Institute of Technology, 2014, 36(10): 31-36.
[7] 郑小涛,陈瑶,喻九阳,等. 螺栓法兰连接系统的热应力场[J]. 武汉工程大学学报, 2014, 36(6): 37-40.
ZHENG X T, CHEN Y, YU J Y, et al. Thermal stress of bolted flanged system [J]. Journal of Wuhan Institute of Technology, 2014, 36(6): 37-40.
[8] 王和慧,卢均臣,关凯书,等. 带接管组合法兰的强度和密封有限元分析[J]. 压力容器, 2012, 29(2): 22-29.
WANG H H, LU J C, GUAN K S, et al. Strength and seal FE analysis of combined flanges with a pipe [J]. Pressure Vessel Technology, 2012, 29(2): 22-29.
[9] 潘家帧. 压力容器材料实用手册[M]. 北京:化学工业出版社, 2000.
[10] 韩长军,郭超,谭传强,等. 岩棉密度对导热系数及机械性能的影响[J]. 石油工程建设, 2010, 36(6):

54-56.

HAN C J, GUO C, TAN C Q, et al. Effect of rockwool density on thermal conductivity and mechanical properties [J]. Petroleum Engineering Construction, 2010, 36(6): 54-56.

[11] 周先军, 仇性启, 张兵, 等. 螺栓联接法兰瞬态温度场分析[J]. 压力容器, 2007, 24(7): 8-11.

ZHOU X J, QIU X Q, ZHANG B, et al. Finite element analysis of bolted flange joint under transient temperature field [J]. Pressure Vessel Technology, 2007, 24(7): 8-11.

[12] 张兵, 汪清, 仇性启, 等. 法兰密封中螺栓与螺栓孔的传热学模型建立[J]. 机械工程师, 2006 (4): 62-64.

ZHANG B, WANG Q, QIU X Q, et al. The heat transfer model between bolt and bolt hole of bolted flange sealing [J]. Mechanical Engineer, 2006 (4): 62-64.

[13] 罗从仁. 法兰螺栓垫片系统高温密封性能研究[D]. 大连:大连理工大学, 2013.

[14] 翁中杰, 程慧尔, 戴华. 热传学[M]. 上海:上海交通大学出版社 1987.

[15] 国家技术监督局. 压力容器:GB150-2011[S]. 北京:中国标准出版社, 2011.

本文编辑:陈小平



(上接第 330 页)

[12] 焦剑, 蓝立文, 宁荣昌. 改性双氰胺固化环氧树脂的研究[J]. 西北工业大学学报, 1999, 17(4): 619-623.

JIAO J, LAN L W, NING R C. A new epoxy resin system cured by modified dicyandiamide [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 1999, 17(4): 619-623.

[13] 焦剑, 蓝立文. 环氧/双氰胺衍生物/促进剂体系性能的研究[J]. 玻璃钢/复合材料, 1999(4): 14-17.

JIAO J, LAN L W. Study on properties of epoxy/modified dicyandiamides/accelerant [J]. Fiber Reinforced Plastics/Composites, 1999(4): 14-17.

[14] 王权, 史铁钧, 张焱, 等. 聚双胍/环氧树脂体系潜伏性固化过程[J]. 化工学报, 2015, 66(1): 464-470.

WANG Q, SHI T J, ZHANG Y, et al. Latent curing of polybiguanide/epoxy resin [J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2015, 66(1): 464-470.

[15] 陈连喜, 张惠玲, 雷家珩. 环氧树脂潜伏性固化剂研究进展[J]. 化工新型材料, 2004, 32(7): 29-32.

CHEN L X, ZHANG H L, LEI J H. Research progress on latent curing agent for epoxy resin [J]. New Chemical Materials, 2004, 32(7): 29-32.

[16] STANIAK, HENRYK, PENCZEK, et al. Preparation of biguanide derivatives [J]. Plastics Manufacture and Processing, 1985(5): 6-12.

本文编辑:张 瑞