

# 柔性石墨缠绕垫片与柔性石墨金属齿形垫片密封影响因素正交试验及模拟对比

姜峰 赵维乐 吴晨辉

(兰州理工大学石油化工学院)

**摘要** 采用正交试验设计和有限元模拟方法,研究螺栓预紧力、压力和温度对柔性石墨缠绕垫片与柔性石墨金属齿形垫片密封性能的影响,研究对比两种垫片所使用螺栓预紧力范围大小。结果表明:与柔性石墨缠绕垫片相比,柔性石墨金属齿形垫片可在更大的螺栓预紧力范围下使用,降低了螺栓安装难度。研究对比两种垫片在高温压力波动工况下,应力和变形的变化趋势,结果表明:相比柔性石墨缠绕垫片,柔性石墨金属齿形垫片更适用于压力波动工况,而柔性石墨缠绕垫片更适用于温度较苛刻工况。

**关键词** 柔性石墨金属齿形垫片 柔性石墨缠绕垫片 法兰 密封性能 正交试验 有限元模拟

**中图分类号** TQ055.8\*1

**文献标识码** A

**文章编号** 0254-6094(2020)01-0066-08

垫片的密封性能对法兰密封起决定性作用。目前,工程实际中使用较普遍的为柔性石墨缠绕垫片与柔性石墨金属齿形垫片,但这两种垫片的性能和适用环境差异较大,为了在不同工况下,更加准确地使用这两种垫片,笔者结合正交试验与有限元模拟对比研究螺栓预紧力、压力和温度对垫片密封性的影响。在此基础上,通过有限元模拟对比分析两种垫片可使用螺栓预紧力范围的大小,同时,对比分析高温压力波动工况下两种垫片的应力和变形趋势,在保证密封的前提下,为更加合理使用此两种垫片提供依据和参考。

## 1 两种垫片基本性能介绍及其密封影响因素正交试验

利用 Design Model 建立法兰三维有限元模型,并结合正交试验与有限元参数化模拟来分析温度、压力和螺栓预紧力对这两种垫片密封性的影响程度。

柔性石墨缠绕垫片是目前应用较广泛的垫片之一,其型号较齐全,具有压缩回弹性能好、多道密封、可自紧和易拆卸的优点<sup>[1,2]</sup>。在高温、高

压、超低温和真空条件下均适用。缺点是易散架、钢带边缘易损伤法兰。柔性石墨金属齿形垫片(以下简称为金属齿形垫片)是由金属不锈钢平垫片经过紧密的车床制作成两面均为同心沟槽的垫片,之后将 PTFE 等非金属材料充填在两个面内<sup>[3]</sup>。金属齿形垫片所需密封比压不高,密封性能好,且能适用于压力波动和高温高压工况,在大口径法兰中可以替换柔性石墨缠绕垫片<sup>[4]</sup>。但相对于柔性石墨缠绕垫片其压缩回弹性能较差,且无法利用流体自预紧。

### 1.1 法兰有限元模型建立

#### 1.1.1 法兰几何模型与三维模型建立

选取带法兰盖的铸造法兰,法兰公称压力为 6.3MPa,公称直径为 600mm,适用温度为-29~425℃。

法兰密封面结构形式为榫槽型。螺柱规格为 M33mm×235mm(GB/T 901—1998),数量 28 个;螺母选用 M33mm(GB 55—1976)。垫片尺寸为 φ680mm×φ720mm×4.5mm。法兰几何结构如图 1 所示。

**作者简介:**姜峰(1969-),副教授,从事承压设备安全科学与风险评定研究工作。

**通讯作者:**赵维乐(1993-),硕士研究生,从事高温法兰密封性研究,1291362112@qq.com。

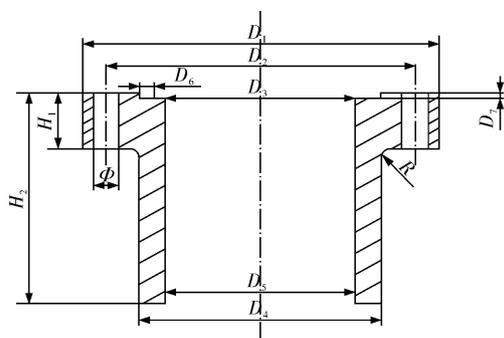


图 1 法兰几何结构

图中,  $D_1=880\text{mm}$ ;  $D_2=815\text{mm}$ ;  $D_3=680\text{mm}$ ;  $D_4=719.4\text{mm}$ ;  $D_5=650\text{mm}$ ;  $D_6=20\text{mm}$ ;  $D_7=5\text{mm}$ ;  $H_1=70\text{mm}$ ;  $H_2=270.5\text{mm}$ ;  $\Phi=36\text{mm}$ ;  $R=15\text{mm}$ 。

所研究法兰有 28 个螺栓且属于轴对称结构,在此以其子结构即 1/28 法兰接头作为研究对象,可减少计算量从而提高计算精度和速度。运用 Design Model 三维建模工具建立法兰整体模型,并取其 1/28 模型(图 2)。

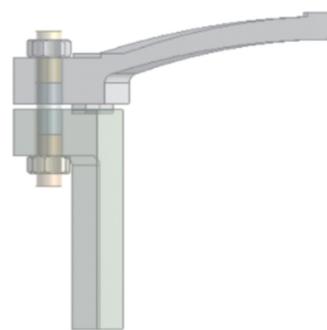


图 2 1/28 法兰接头模型

### 1.1.2 材料参数

法兰各元件材料性能数据均来源于《压力容器材料使用手册》<sup>[5]</sup>。法兰材料选用 A216 WCB,密度  $7850\text{kg/m}^3$ ,性能数据见表 1。螺栓、螺母材料为 35CrMoA,密度  $7820\text{kg/m}^3$ ,性能数据见表 2。金属齿形垫片与柔性石墨缠绕垫片所用金属 304 钢的物理性能参数见表 3,柔性石墨缠绕垫片压缩回弹性参考顾伯勤和陈晔的研究成果<sup>[6]</sup>,金属齿形垫片压缩回弹具体数据来源于笔者所在实验室。

表 1 法兰材料性能数据

温度 $t$ °C	热导率 $\lambda$ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	弹性模量 $E$ GPa	泊松比 $\mu$	许用应力 $[\sigma]^t$ MPa	线膨胀系数 $\alpha$ $\text{K}^{-1}$
20	-	211	0.284	178	$11.9\times 10^{-6}$
100	44.4	206	0.295	170	$11.9\times 10^{-6}$
200	-	201	0.294	150	$12.6\times 10^{-6}$
300	41.4	196	0.311	133	$13.2\times 10^{-6}$
400	-	187	0.304	120	$13.7\times 10^{-6}$

表 2 螺栓、螺母材料性能数据

温度 $t$ °C	热导率 $\lambda$ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	弹性模量 $E$ GPa	泊松比 $\mu$	许用应力 $[\sigma]^t$ MPa	线膨胀系数 $\alpha$ $\text{K}^{-1}$
20	-	214	0.286	228	$12.3\times 10^{-6}$
100	40.6	212	0.288	206	$12.3\times 10^{-6}$
200	39.8	-	0.288	196	$12.6\times 10^{-6}$
300	38.5	201	0.293	189	$13.6\times 10^{-6}$
400	37.3	191	0.281	170	$13.9\times 10^{-6}$

表3 垫片材料物理性能参数

温度 $t/^\circ\text{C}$	热导率 $\lambda/\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	线膨胀系数 $\alpha/\text{K}^{-1}$
20	-	16.5
100	15.1	16.7
200	-	17.0
300	18.4	17.9
400	-	18.3

### 1.1.3 网格划分

对法兰子结构进行网格划分,均采用六面体网格划分方式。法兰和法兰盖部分网格大小经过参数化优选为13mm,螺栓螺母部分优选网格大小设为8mm,垫片部分通过 body Sizing 控制网格大小为4mm,法兰整体网格划分如图3所示。

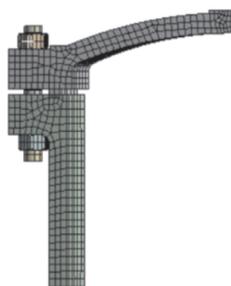


图3 法兰整体网格划分

### 1.1.4 载荷与边界条件

边界条件。根据工程实际经验来设置法兰边界条件:法兰盖端面自由,下法兰设置轴向固定

约束,子结构两侧对称面施加法向位移约束,以防止法兰环在径向和轴向发生偏转,同时防止法兰环产生偏离对称面的位移。

载荷。外部载荷施加螺栓预紧力,在法兰内壁施加内压载荷与温度载荷。操作工况下预紧力  $W_p$  的计算参考《化工容器设计》中螺栓预紧力大小计算方法,计算可得操作工况下的螺栓预紧力为91 113N。

### 1.2 两种垫片密封影响因素正交试验及对比

分别将柔性石墨缠绕垫片与金属齿形垫片安装于法兰上,并通过有限元模拟方法,对温度、压力、螺栓预紧力分别进行参数化,将模拟结果进行正交试验来分析说明这3种因素对这两种垫片密封性能的影响。

#### 1.2.1 正交试验设计

选取操作条件下的温度、压力、螺栓预紧力3个因素作为试验参数,试验指标为垫片径向中点处节点应力大小。正交试验表选取  $L_9(3^3)$ ,温度在实际操作工况温度范围内选取100、200、300 $^\circ\text{C}$ ;压力在法兰可以承受的压力范围内选取2、4、6MPa;螺栓预紧力在操作工况螺栓预紧力范围内选取45 000、60 000、91 113N,这样可以保证整个试验过程中法兰均处于密封状态,不会发生泄漏。

#### 1.2.2 两种垫片正交试验结果及分析

柔性石墨缠绕垫片的试验一共进行9次,正交试验分析结果见表4。

表4 正交试验分析结果

因素	偏差平方和	自由度	$F$ 值	极差 $R$	$F$ 临界值	显著性
温度	0.003	2	0	0.042	5.140	-
压力	11.858	2	0.134	2.812	5.140	-
螺栓预紧力	1 352.389	2	15.280	29.433	5.140	高度
误差	1 364.25	6	-	-	-	-

如表4正交试验结果可得,极差大小顺序为:螺栓预紧力>压力>温度;偏差平方和大小顺序为:螺栓预紧力>压力>温度; $F$ 值大小顺序为:螺栓预紧力>压力>温度,因此可判断螺栓预紧力对

柔性石墨缠绕垫片应力的影响最为显著,其次是压力,最后是温度。

同样,金属齿形垫片的试验也是9次,正交试验分析结果见表5。

表 5 正交试验分析结果

因素	偏差平方和	自由度	F 值	极差 R	F 临界值	显著性
温度	129.488	2	0.367	8.15	3.460	-
压力	74.966	2	0.212	6.78	3.460	-
螺栓预紧力	854.076	2	2.421	21.16	3.460	高度
误差	1 058.53	6	-	-	-	-

如表 5 分析结果可得,极差大小顺序为:螺栓预紧力>温度>压力;偏差平方和大小顺序为:螺栓预紧力>温度>压力; $F$ 值大小顺序为:螺栓预紧力>温度>压力,因此可判断螺栓预紧力对垫片应力的影响最为显著,其次是温度,最后是压力。

由以上两组正交试验结果可知,螺栓预紧力对两种垫片密封性能的影响均最为显著。对于柔性石墨缠绕垫片除螺栓预紧力外,压力对其影响较为明显,温度次之;对于金属齿形垫片除螺栓预紧力外,温度对其影响较为明显,压力次之。由此可初步判断,柔性石墨缠绕垫片对温度敏感度相对较低,更加适用于温度较高且容易出现波动的工况下;金属齿形垫片对压力敏感度相对较低,更加适用于较容易发生压力波动的工况下。

## 2 两种垫片在高温工况下可承受的预紧力范围模拟对比

由上节可知,螺栓预紧力的选取对两种垫片的密封性能影响均最为显著,本节研究对比柔性石墨缠绕垫片与金属齿形垫片所能承受的螺栓预紧力范围,同时对比其密封性能的差异。在此选用工况为 350℃高温、6.3MPa 内压,分析两种垫片可承受的螺栓预紧力范围。

由于 GB 150.1—2011 压力容器设计规范和 ASME 法兰设计规范中,均未对垫片密封作出准确的规定。由于 EN 13445-3 附录 G 中对垫片性能参数的定义与模拟结果相近,因此借鉴 EN 13445-3 附录 G 对垫片密封进行评定,具体评定方法为:垫片上最大应力不能超过其最大允许压缩应力 $Q_{\max}$ ,垫片上最小应力不得小于预紧工况时的最小压应力 $Q_{(0,\min)}$ 。两种垫片的 $Q_{(0,\min)}$ 与 $Q_{\max}$ 值见表 6。

表 6 金属齿形垫片与柔性石墨缠绕垫片能保证密封的 $Q_{(0,\min)}$ 与 $Q_{\max}$ 值

温度/℃	$Q_{(0,\min)}$ /MPa		$Q_{\max}$ /MPa	
	金属齿形垫片	柔性石墨缠绕垫片	金属齿形垫片	柔性石墨缠绕垫片
0~20	15	20	400	110
100	15	20	390	110
200	15	20	360	100
300	15	20	320	90
400	15	20	270	80
500	15	20	220	-

### 2.1 金属齿形垫片数值模拟

根据工程实际所施加的螺栓预紧力范围,分别取螺栓屈服强度的 10%、20%、64%、75%作为螺栓预紧应力,并换算成大小为 45 906、91 113、

293 800、344 297N 的螺栓预紧力施加在螺栓的光杆部分。

施加不同大小的螺栓预紧力时垫片应力分布如图 4 所示。

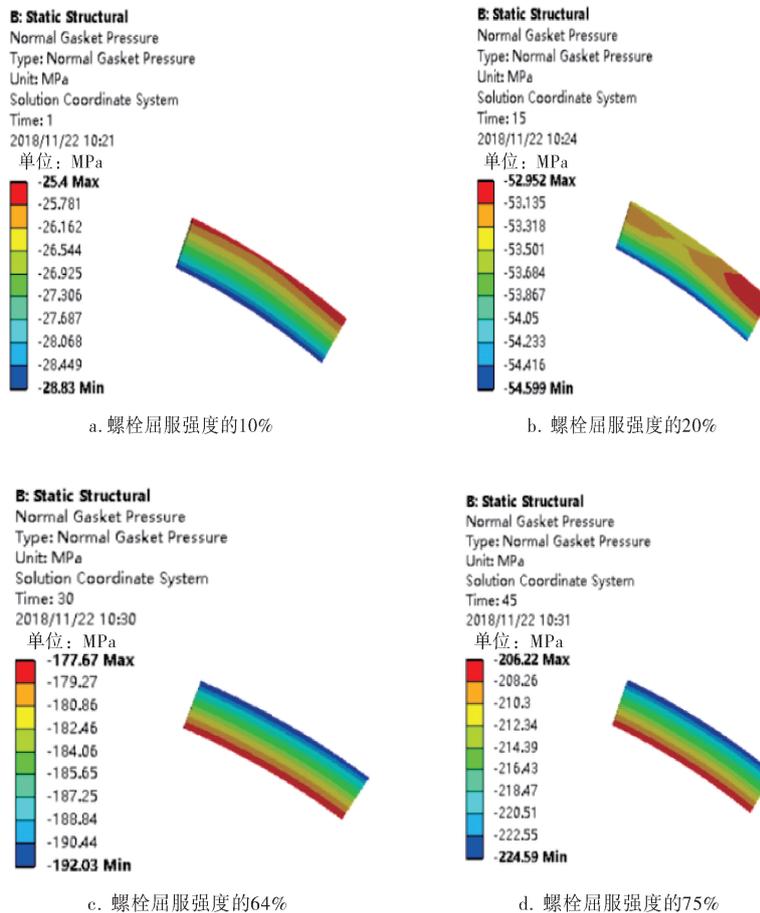


图4 金属齿形垫片在不同螺栓预紧力下垫片应力分布

由图4a可知,当施加屈服强度的10%预紧力时,金属齿形垫片的最大、最小压应力分别为28.83、25.40MPa,均介于表6中 $Q_{\max}$ 与 $Q_{(0,\min)}$ 之间,能保持密封性。当施加螺栓屈服强度的20%预紧力时,最大、最小压应力分别为54.5、52.9MPa,由表6可知此时垫片能保证密封性,最大垫片应力出现在垫片内侧,内外应力差约为3.0MPa,密封性能良好。其原因是介质压力对垫片内侧的压紧程度超过了螺栓预紧力对垫片外侧的压紧程度。同样结合表6与图4d可以看出螺栓预紧力增加到螺栓屈服强度的75%时,垫片仍可以保证密封而不被压溃。综上,金属齿形垫片在螺栓屈服强度的10%~75%作为螺栓预紧力时均可保证良好密封。

## 2.2 柔性石墨缠绕垫片数值模拟

将中法兰垫片更换为柔性石墨缠绕垫片,分别施加螺栓屈服强度的10%、20%、64%、75%作

为螺栓预紧力,并进行模拟,可得垫片应力分布如图5a~d所示。

由图5a可知,施加螺栓屈服强度的10%螺栓预紧力时,柔性石墨缠绕垫片最大、最小压应力分别为25.956、23.590MPa,结合表6可知,此时仅达到了基础密封。当施加屈服强度的64%作为螺栓预紧力时,此时垫片最大、最小压应力分别为196.80、172.06MPa,结合表6可知,此时垫片应力远大于保证密封所需要的最大压应力( $Q_{\max}$ )95MPa,垫片已经被压溃,无法满足密封要求。

## 2.3 数值模拟对比

将金属齿形垫片与柔性石墨缠绕垫片在不同螺栓预紧力下的最大、最小垫片应力进行对比分析,结果如图6所示,其中横坐标代表的是螺栓预紧力大小分别取螺栓屈服强度的10%、20%、64%、75%。

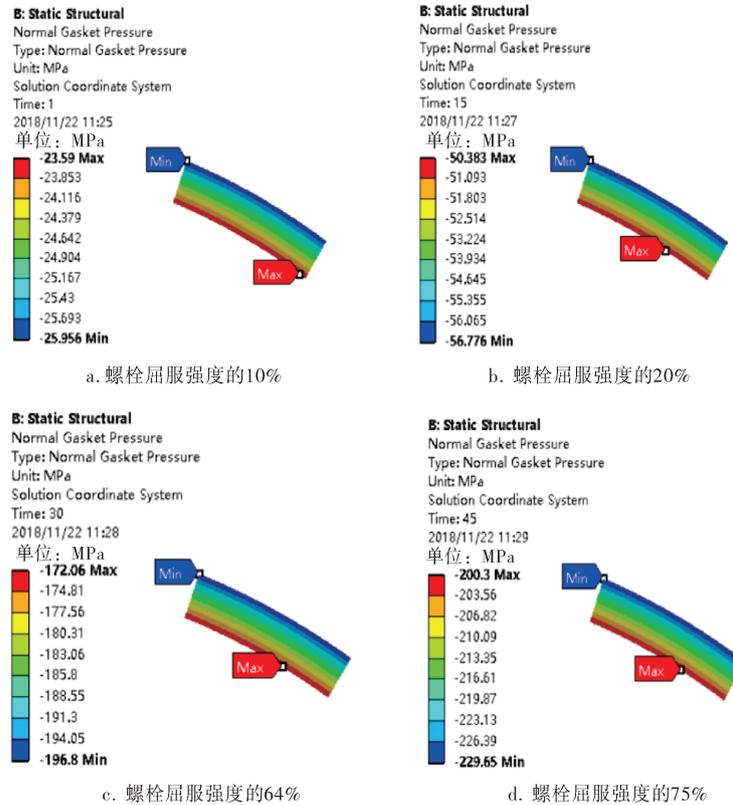


图 5 柔性石墨缠绕垫片不同螺栓预紧力下垫片压应力

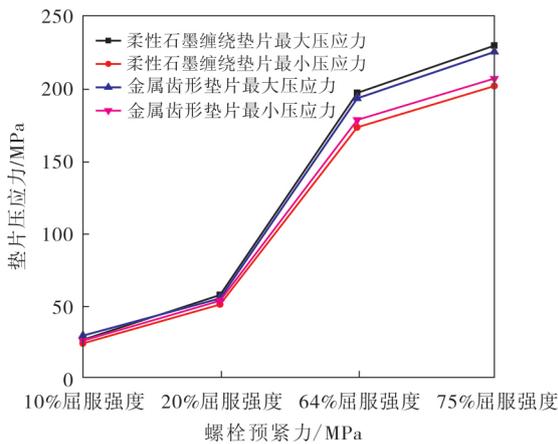


图 6 柔性石墨缠绕垫片与金属齿形垫片内外侧压应力对比

由图 6 可知,随着预紧力的增加,垫片最大、最小压应力均增大,且垫片内外压差呈增大趋势,金属齿形垫片内外侧压差由 3MPa 增加到 18MPa,柔性石墨缠绕垫片内外侧压差由 2MPa 增加到 29MPa。相比于柔性石墨缠绕垫片,金属齿形垫片在使用过程中受力相对较均匀,在法兰接头安装过程中可使用的预紧力范围较大,且不

容易被压溃失效,大幅降低了安装难度。

### 3 高温压力波动下两种垫片密封性模拟对比

本节模拟通过 ANSYS Workbench 来模拟 350℃下介质压力波动时两种垫片密封性的变化,并进行对比。为更加明显地观察压力波动对垫片密性的影响,在此采取压力连续两次发生不同程度的波动。具体模拟方案为:温度恒定为 350℃,内压在 40s 内的变化为 6.3MPa→3.0MPa→6.3MPa→4.0MPa→6.3MPa,如图 7 所示。

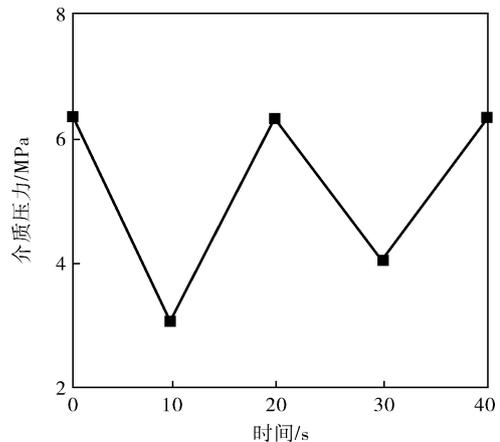


图 7 介质压力波动曲线

金属齿形垫片与柔性石墨缠绕垫片经过连续两次压力波动后,垫片的最大、最小应力变化曲线如图8所示。

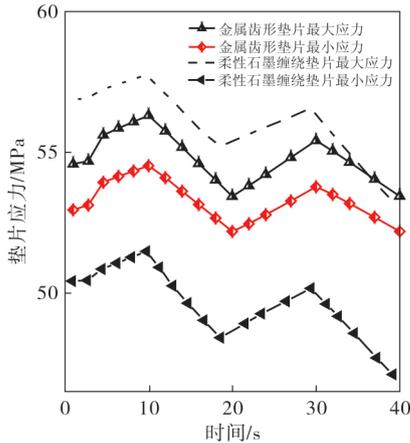


图8 两种垫片的最大、最小应力随压力波动变化曲线

由图8可知,金属齿形垫片应力随着压力的降低而增大,随着压力的增加而降低,相同时间内,下降幅度大于上升幅度,经过两次压力波动,垫片最大、最小应力平均下降了1.5MPa;柔性石墨缠绕垫片应力随压力变化趋势与金属齿形垫片相同,但经过两次压力波动后,柔性石墨缠绕垫片最大、最小应力平均下降了3.5MPa。

发生上述现象的原因是,在内压降低过程中,螺栓受到的拉应力减小,这是由于螺栓预紧力设置为定值,此时垫片处于压缩阶段,因此垫片上应力呈现出上升趋势;当压力逐渐恢复上升时,垫片处于卸载过程,由于压缩产生塑性变形的影响和垫片本身压缩回弹性能特征,造成回弹过程中垫片应力下降的速率较大,且压缩量越大应力减小越明显。

选取垫片径向中部节点作为监控点,提取该点随压力变化的变形量,图9为金属齿形垫片与柔性石墨缠绕垫片上所节点随压力波动变形量曲线。

由图9可得,金属齿形垫片随着压力的降低其变形量减小,压力升高变形量会逐渐增大,在经过两次压力波动后垫片上所节点的变形量增大,但其变形量相对于柔性石墨缠绕垫片增大不明显。

对比柔性石墨缠绕垫片与金属齿形垫片在分别经历压力波动后的应力变化可得,柔性石墨

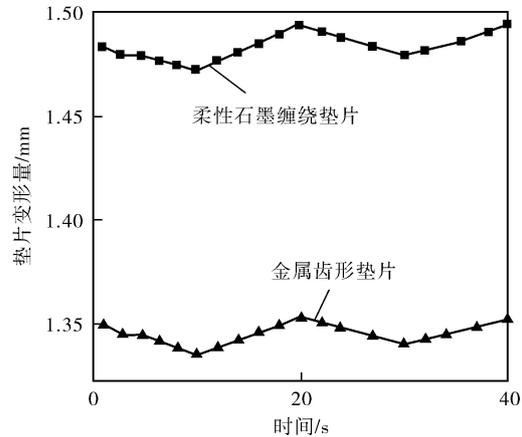


图9 垫片节点变形量曲线

缠绕垫片经过两次波动后,垫片的应力降低幅度和变形量明显大于金属齿形垫片的。结合上一小节正交试验及对比结果可知,介质压力变化对柔性石墨缠绕垫片的影响较大,而对金属齿形垫片的影响相对较小,故金属齿形垫片更适用于压力波动工况。

#### 4 结论

4.1 3种因素对柔性石墨缠绕垫片应力的影响程度为:螺栓预紧力>压力>温度,3种因素对金属齿形垫片应力的影响程度为:螺栓预紧力>温度>压力。

4.2 高温工况下,相比柔性石墨缠绕垫片,金属齿形垫片的螺栓预紧力在螺栓屈服强度的10%~75%范围内均可以达到良好密封而不被压溃,更容易达到密封要求,在一定程度上降低了螺栓安装难度。

4.3 高温工况下,压力波动对柔性石墨缠绕垫片密封性的影响大于对金属齿形垫片密封性的影响,金属齿形垫片更适用于压力波动工况。

#### 参 考 文 献

- [1] 李有雯. 螺栓法兰连接系统的金属缠绕式垫片压缩回性能研究[D].兰州:兰州理工大学,2018.
- [2] 丁华银. 选用柔性石墨垫片的几点建议[J]. 上海化工,2016,41(7):45-48.
- [3] 张庆丽,王黎. 冲洗油泵的故障分析及应对措施[J]. 液压气动与密封,2014,34(6):54-57.
- [4] 刘威. 高温金属齿形垫片法兰的强度与密封性能有限元分析[D].上海:华东理工大学,2017.

- [5] 潘家祯. 压力容器材料实用手册——碳钢及合金钢 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2000. [J]. 润滑与密封, 2006, (6): 39~41, 44.
- [6] 顾伯勤, 陈晔. 高温螺栓法兰连接的紧密性评价方法 (收稿日期: 2019-04-27, 修回日期: 2020-01-04)

## Orthogonal Test and Finite Element Simulation Comparison of the Influencing Factors of Gasket Sealing between Spiral-wound Metal Gasket and Metal Serrated Gasket with Soft Graphite

JIANG Feng, ZHAO Wei-le, WU Chen-hui

(School of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology)

**Abstract** Both orthogonal test and finite element simulation were adopted in the investigation into the effects of bolt preload, pressure and temperature on the sealing performance of the spiral-wound metal gasket with graphite and metal serrated gasket with graphite. The range of bolt preload used in the two gaskets was studied and compared to show that, compared with spiral-wound metal gasket with graphite, the metal serrated gasket with graphite can be used under a wider range of bolt preload, which reduces the difficulty in the bolt installation. Comparing the change of stress and deformation of the two gaskets under high temperature and pressure fluctuation conditions showed that, as compared to the spiral-wound metal gasket with soft graphite, the metal serrated gasket with soft graphite is more suitable for pressure fluctuation conditions; and the spiral-wound metal gasket with soft graphite is more suitable for the harsh temperature conditions.

**Key words** metal serrated gasket with soft graphite, spiral-wound metal gasket with soft graphite, flange, sealing performance, orthogonal test, finite element simulation

(上接第58页)

## Dynamic Balance Optimization of Scroll Compressor Based on NSGA-II

LI Hao, HU Zhao-wen

(School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology)

**Abstract** In view of the poor dynamic balance performance of the existing scroll compressor, a new optimization method was proposed in this paper. On the premise of considering the effect of gas forces, the factors that affecting the dynamic equilibrium performance were analyzed. On this basis, the supporting reaction force of the primary and secondary bearings was chosen as the optimization objective, and the geometric size and circumferential position of the balance block were taken as the optimization variables, including having non-dominated sorting genetic algorithm (NSGA-II) adopted to solve this multi-objective optimization problem. Employing the multi-body dynamics method to verify the optimal solution showed that the method proposed is simple and can effectively reduce bearing load and improve dynamic balance performance.

**Key words** scroll compressor, dynamic balance, gas forces, Elitist non-dominated sorting genetic algorithm, multi-body dynamics