



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 110705110 A

(43)申请公布日 2020.01.17

(21)申请号 201910952976.1

(22)申请日 2019.10.09

(71)申请人 浙江强盛压缩机制造有限公司
地址 325000 浙江省温州市温州经济技术
开发区滨海园区滨海十四路486号

(72)发明人 王李勇 冯学强

(74)专利代理机构 北京天盾知识产权代理有限
公司 11421

代理人 郭成

(51) Int. Cl.
G06F 30/20(2020.01)

权利要求书2页 说明书4页 附图3页

(54)发明名称

大型往复压缩机高压填料盒的应力和应变
计算方法

(57)摘要

本发明公开了一种大型往复压缩机高压填料盒的应力计算方法,可用于排气压力高达30MPa的由聚四氟乙烯或聚醚醚酮填料进行密封活塞杆的高压填料盒的设计和计算。设计计算步骤包括有建立填料盒的受力模型分析;分析填料盒应力和应变的危险截面;填料盒最大应力和最大应变计算;填料盒疲劳强度计算及刚性要求;通过以上流程,可以使高压填料组件具有足够的使用强度和刚度,提高在高温高压下填料密封的可靠性。



1. 大型往复压缩机高压填料盒的应力和应变计算方法, 其特征在于, 包括以下步骤:

(1) 建立填料盒的受力模型分析:

(1.1) 高压填料部件的工作压力为 p ;

(1.2) 填料组件螺栓预紧力为 F_0 , 侧面作用力为 F_1 , 填料盒总厚度 H , 密封槽深度 H_1 , 密封槽直径 D , 活塞杆通过部分圆孔直径为 D_1 ;

(1.3) 通过每个填料盒受力分析, 进一步分析, 填料盒受力为圆环受压, 圆环密封承受的压力为 q 等于填料的密封工作压力 p , 圆环外径尺寸定义为 $D=2b$, 内径尺寸定义为 $D_1=2a$, 圆环厚度定义为 $t=H-H_1$;

(2) 分析填料盒应力和应变的危险截面:

(2.1) 为保证聚四氟乙烯或聚醚醚酮填料密封, 填料盒必须设计成刚性加强连接板, 当高压填料组件工作时, 受压圆环的变形量(应变)为 ω , 圆环板产生的弯曲应力 σ_θ , 直径方向的内应力 σ_r 极小, 以圆环中心为原点建立坐标轴, 距离圆环中心为 r ;

(2.2) 最大变形量和最大弯曲应力出现在圆环板的边缘处 $r=a$, 此处为危险截面;

(3) 填料盒最大应力和最大应变计算:

定为 $k=\frac{r}{a}$, $K=\frac{b}{a}$, 最大弯曲应力 σ_{\max} 和最大变形量 ω_{\max} 公式为:

$$\sigma_{\max} = (\sigma_\theta) k = K = \alpha m^2 q \quad (1)$$

$$\omega_{\max} = (\omega) k = K = \beta m^4 \frac{q}{E} t \quad (2)$$

其中 $m=\frac{a}{t}$;

E 为材料的弹性模量, 不锈钢的弹性模量取205000Mpa;

α, β 与应力有关的修正系数, 按 K 值;

(4) 填料盒疲劳强度计算及刚性要求:

(4.1) 高压填料工作时, 工作压力按曲轴转角 $0 \sim 360^\circ$ 周期性改变, 填料盒的圆环板受力载荷也是周期性, 定义压缩机吸气压力为 P_S , 排气压力为 P_D , 按照公式(1)计算填料圆环危险截面处的最大和最小弯曲应力分别为 σ_{\max} 和 σ_{\min} , 定义平均弯曲应力 σ_m 和应力幅 σ_a , 计算公式为:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (3)$$

$$\sigma_a = \quad (4)$$

(4.2) 定为疲劳强度 $\frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$ 极限为 σ_{-1} , 计算公式为:

$$\sigma_{-1} = \varphi \sigma \sigma_B \quad (5)$$

其中 $\varphi \sigma$ 定义为等量系数; σ_B 定义为抗拉强度; 不锈钢在拉压循环应力作用下, 磨削进行加工时, 其等量系数 $\varphi \sigma$ 取0.35; 不锈钢抗拉强度780Mpa; 按公式(5)计算解疲劳强度极限 $\sigma_{-1}=273\text{Mpa}$;

(4.3) 高压填料内环部分在弯曲应力作用下, 定义其疲劳强度的安全系数为 n , 计算公式为:

$$n = \frac{\sigma - 1}{(k_{\sigma D})\sigma a + \phi_{\sigma}\sigma m} \quad (6)$$

其中 $(k_{\sigma D})$ 定义为弯曲应力的幅值综合平均系数；综合平均系数 $(k_{\sigma D})$ 大小与应力集中、填料内环尺寸、表面粗糙度有关，根据应力情况 $(k_{\sigma D})$ 取值 3.1；

(4.4) 按公式 (6)，疲劳强度的安全系数为 n ，计算公式为：

$$n = \frac{273}{3.1\sigma a + 0.35\sigma m} \quad (7)$$

定义填料盒工作时的最大允许安全系数为 $[n]$ ，对于高压压缩机， $[n] = 2$ ；

按公式 (7) 计算的高压填料盒的疲劳强度的安全系数为 $n \geq [n]$ ，即 $n \geq 2$ ；

(4.5) 按公式 (2) 计算的高压填料盒内环部分的最大变形量 ω_{\max} ，对于高压压缩机，为保证可靠密封， $\omega_{\max} \leq 0.003$ 。

大型往复压缩机高压填料盒的应力和应变计算方法

技术领域

[0001] 本发明中涉及高压往复压缩机技术领域,尤其涉及大型往复压缩机高压填料盒的应力和应变计算方法。

背景技术

[0002] 大型高压往复压缩机由聚四氟乙烯或聚醚醚酮填料进行密封时,活塞杆的填料组件的工作压力可高达30MPa,目前并无成熟可靠的计算填料盒应力和应变的方法,很难实现填料的有效密封。填料盒的应力和应变计算对压缩机工作介质为易燃易爆气体并且在高温高压工作条件下的安全和有效十分重要。对于处于易燃易爆气体并且在高温高压工作条件下的压缩机(如排气压力18MPa的氢气压缩机和排气压力20.9MPa的循环氢压缩机),高压填料盒的应力和应变计算方法,可以保证高压填料盒具有足够的使用强度和刚度,杜绝填料组件疲劳破坏和密封失效的安全隐患,提高填料密封的可靠性和安全性。

发明内容

[0003] 本发明中的目的在于:建立力学分析模型并进行应力解析计算,而提出的大型往复压缩机高压填料盒的应力和应变计算方法。

[0004] 为了实现上述目的,本发明中采用了如下技术方案:

[0005] 大型往复压缩机高压填料盒的应力和应变计算方法,包括以下步骤:

[0006] (1) 建立填料盒的受力模型分析:

[0007] (1.1) 高压填料部件的工作压力为 p ;

[0008] (1.2) 填料组件螺栓预紧力为 F_0 ,侧面作用力为 F_1 ,填料盒总厚度 H ,密封槽深度 H_1 ,密封槽直径 D ,活塞杆通过部分圆孔直径为 D_1 ;

[0009] (1.3) 通过每个填料盒受力分析,进一步分析,填料盒受力为圆环受压,圆环密封承受的压力为 q 等于填料的密封工作压力 p ,圆环外径尺寸定义为 $D=2b$,内径尺寸定义为 $D_1=2a$,圆环厚度定义为 $t=H-H_1$;

[0010] (2) 分析填料盒应力和应变的危险截面:

[0011] (2.1) 为保证聚四氟乙烯或聚醚醚酮填料密封,填料盒必须设计成刚性加强连接板,当高压填料组件工作时,受压圆环的变形量(应变)为 ω ,圆环板产生的弯曲应力 σ_θ ,直径方向的内应力 σ_r 极小,以圆环中心为原点建立坐标轴,距离圆环中心为 r ;

[0012] (2.2) 最大变形量和最大弯曲应力出现在圆环板的边缘处 $r=a$,此处为危险截面;

[0013] (3) 填料盒最大应力和最大应变计算:

[0014] 定为 $k=\frac{r}{a}$, $K=\frac{b}{a}$,最大弯曲应力 σ_{\max} 和最大变形量 ω_{\max} 公式为:

$$[0015] \quad \sigma_{\max} = (\sigma_\theta) k = K = \alpha m^2 q \quad (1)$$

$$[0016] \quad \omega_{\max} = (\omega) k = K = \beta m^4 \frac{q}{E} t \quad (2)$$

[0017] 其中 $m = \frac{a}{t}$;

[0018] E为材料的弹性模量,不锈钢的弹性模量取205000Mpa;

[0019] α, β 与应力有关的修正系数,按K值;

[0020] (5) 填料盒疲劳强度计算及刚性要求:

[0021] (4.1) 高压填料工作时,工作压力按曲轴转角 $0 \sim 360^\circ$ 周期性改变,填料盒的圆环板受力载荷也是周期性,定义压缩机吸气压力为PS,排气压力为PD,按照公式(1)计算填料圆环危险截面处的最大和最小弯曲应力分别为 σ_{\max} 和 σ_{\min} ,定义平均弯曲应力 σ_m 和应力幅 σ_a ,计算公式为:

$$[0022] \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (3)$$

$$[0023] \quad \sigma_a = \quad (4)$$

[0024] (4.2) 定为疲劳强度 $\frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$ 极限为 σ_{-1} ,计算公式为:

$$[0025] \quad \sigma_{-1} = \varphi_\sigma \sigma_B \quad (5)$$

[0026] 其中 φ_σ 定义为等量系数; σ_B 定义为抗拉强度;不锈钢在拉压循环应力作用下,磨削进行加工时,其等量系数 φ_σ 取0.35;不锈钢抗拉强度780Mpa;按公式(5)计算解疲劳强度极限 $\sigma_{-1} = 273\text{Mpa}$;

[0027] (4.3) 高压填料内环部分在弯曲应力作用下,定义其疲劳强度的安全系数为n,计算公式为:

$$[0028] \quad n = \frac{\sigma_{-1}}{(k_{\sigma D})\sigma_a + \varphi_\sigma \sigma_m} \quad (6)$$

[0029] 其中 $(k_{\sigma D})$ 定义为弯曲应力的幅值综合平均系数;综合平均系数 $(k_{\sigma D})$ 大小与应力集中、填料内环尺寸、表面粗糙度有关,根据应力情况 $(k_{\sigma D})$ 取值3.1;

[0030] (4.4) 按公式(6),疲劳强度的安全系数为n,计算公式为:

$$[0031] \quad n = \frac{273}{3.1\sigma_a + 0.35\sigma_m} \quad (7)$$

[0032] 定义填料盒工作时的最大允许安全系数为 $[n]$,对于高压压缩机, $[n] = 2$;

[0033] 按公式(7)计算的高压填料盒的疲劳强度的安全系数为 $n \geq [n]$,即 $n \geq 2$;

[0034] (4.5) 按公式(2)计算的高压填料盒内环部分的最大变形量 ω_{\max} ,对于高压压缩机,为保证可靠密封, $\omega_{\max} \leq 0.003$ 。

[0035] 综上所述,由于采用了上述技术方案,本发明中的有益效果是:

[0036] 本发明中,利用该方法,已知填料盒结构尺寸、材料性能参数、压缩机进气压力和排气压力的条件下,即可对填料盒进行应力计算的方法;并且可根据高压压缩机填料的特殊工作特性,如应力集中、进、排气压力变化、机组振动情况等,对应力安全系数进行适当调整,保证高压填料盒具有足够的使用强度和刚度。

附图说明

- [0037] 图1示出了根据本发明中实施例提供的流程图；
 [0038] 图2示出了根据本发明中实施例提供的填料组件整体受力图；
 [0039] 图3示出了根据本发明中实施例提供的各填料盒受力图；
 [0040] 图4示出了根据本发明中实施例提供的圆环部分受力图；
 [0041] 图5示出了根据本发明中实施例提供的应力和应变图；
 [0042] 图6示出了根据本发明中实施例提供的K值表；

具体实施方式

[0043] 下面将结合本发明中实施例中的附图，对本发明中实施例中的技术方案进行清楚、完整地描述，显然，所描述的实施例仅仅是本发明中一部分实施例，而不是全部的实施例。基于本发明中中的实施例，本领域普通技术人员在没有作出创造性劳动前提下所获得的所有其它实施例，都属于本发明中保护的范围。

[0044] 实施例一：请参阅图1-6，本发明中提供一种技术方案：大型往复压缩机高压填料盒的应力和应变计算方法，包括以下步骤：

[0045] (1) 建立填料盒的受力模型分析：

[0046] (1.1) 高压填料部件的工作压力为 p ，整个填料组件受力图入图2所示；

[0047] (1.2) 填料组件螺栓预紧力为 F_0 ，侧面作用力为 F_1 ，填料盒总厚度 H ，密封槽深度 H_1 ，密封槽直径 D ，活塞杆通过部分圆孔直径为 D_1 ，每个填料盒受力图如图3所示；

[0048] (1.3) 通过每个填料盒受力分析，进一步分析，填料盒受力为圆环受压，圆环密封承受的压力为 q 等于填料的密封工作压力 p ，圆环外径尺寸定义为 $D=2b$ ，内径尺寸定义为 $D_1=2a$ ，圆环厚度定义为 $t=H-H_1$ ，圆环部分受力图入图4所示；

[0049] (2) 分析填料盒应力和应变的危险截面：

[0050] (2.1) 为保证聚四氟乙烯或聚醚醚酮填料密封，填料盒必须设计成刚性加强连接板，当高压填料组件工作时，受压圆环的变形量(应变)为 ω ，圆环板产生的弯曲应力 σ_θ ，直径方向的内应力 σ_r 极小，以圆环中心为原点建立坐标轴，距离圆环中心为 r ，此时应力和应变图如图5所示；

[0051] (2.2) 最大变形量和最大弯曲应力出现在圆环板的边缘处 $r=a$ ，此处为危险截面；

[0052] (3) 填料盒最大应力和最大应变计算：

[0053] 定为 $k=\frac{r}{a}$ ， $K=\frac{b}{a}$ ，最大弯曲应力 σ_{\max} 和最大变形量 ω_{\max} 公式为：

$$[0054] \quad \sigma_{\max} = (\sigma_\theta) k = K = \alpha m^2 q \quad (1)$$

$$[0055] \quad \omega_{\max} = (\omega) k = K = \beta m^4 \frac{q}{E} t \quad (2)$$

[0056] 其中 $m = \frac{a}{t}$ ；

[0057] E 为材料的弹性模量，不锈钢的弹性模量取205000Mpa；

[0058] α, β 与应力有关的修正系数，按K值，见图6；

[0059] (6) 填料盒疲劳强度计算及刚性要求：

[0060] (4.1) 高压填料工作时,工作压力按曲轴转角 $0\sim 360^\circ$ 周期性改变,填料盒的圆环板受力载荷也是周期性,定义压缩机吸气压力为PS,排气压力为PD,按照公式(1)计算填料圆环危险截面处的最大和最小弯曲应力分别为 σ_{\max} 和 σ_{\min} ,定义平均弯曲应力 σ_m 和应力幅 σ_a ,计算公式为:

$$[0061] \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (3)$$

$$[0062] \quad \sigma_a = \quad (4)$$

[0063] (4.2) 定为疲劳强度 $\frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$ 极限为 σ_{-1} ,计算公式为:

$$[0064] \quad \sigma_{-1} = \varphi_\sigma \sigma_B \quad (5)$$

[0065] 其中 φ_σ 定义为等量系数; σ_B 定义为抗拉强度;不锈钢在拉压循环应力作用下,磨削进行加工时,其等量系数 φ_σ 取0.35;不锈钢抗拉强度780Mpa;按公式(5)计算解疲劳强度极限 $\sigma_{-1} = 273\text{Mpa}$;

[0066] (4.3) 高压填料内环部分在弯曲应力作用下,定义其疲劳强度的安全系数为n,计算公式为:

$$[0067] \quad n = \frac{\sigma_{-1}}{(k_{\sigma D})\sigma_a + \varphi_\sigma \sigma_m} \quad (6)$$

[0068] 其中 $(k_{\sigma D})$ 定义为弯曲应力的幅值综合平均系数;综合平均系数 $(k_{\sigma D})$ 大小与应力集中、填料内环尺寸、表面粗糙度有关,根据应力情况 $(k_{\sigma D})$ 取值3.1;

[0069] (4.4) 按公式(6),疲劳强度的安全系数为n,计算公式为:

$$[0070] \quad n = \frac{273}{3.1\sigma_a + 0.35\sigma_m} \quad (7)$$

[0071] 定义填料盒工作时的最大允许安全系数为 $[n]$,对于高压压缩机, $[n] = 2$;

[0072] 按公式(7)计算的高压填料盒的疲劳强度的安全系数为 $n \geq [n]$,即 $n \geq 2$;

[0073] (4.5) 按公式(2)计算的高压填料盒内环部分的最大变形量 ω_{\max} ,对于高压压缩机,为保证可靠密封, $\omega_{\max} \leq 0.003$ 。

[0074] 以上所述,仅为本发明中较佳的具体实施方式,但本发明中的保护范围并不局限于此,任何熟悉本技术领域的技术人员在本发明中揭露的技术范围内,根据本发明中的技术方案及其发明构思加以等同替换或改变,都应涵盖在本发明中的保护范围之内。



图1

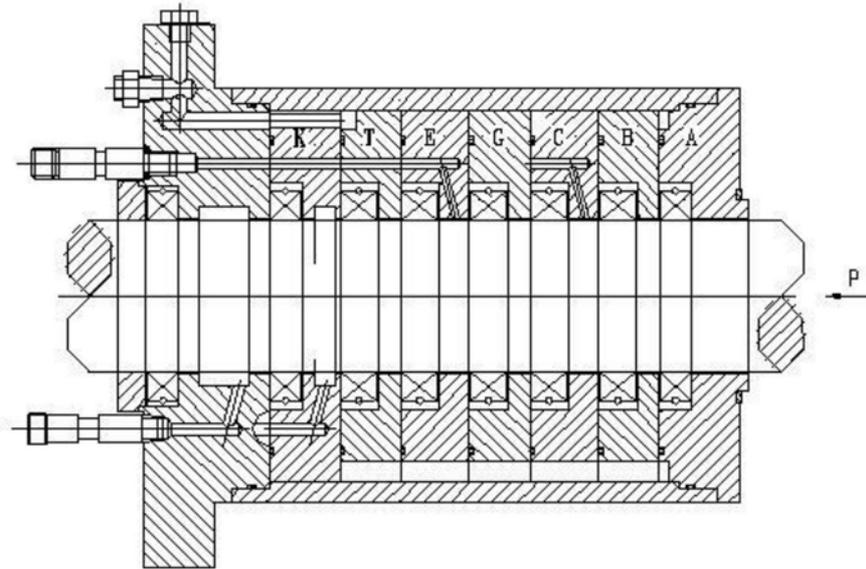


图2

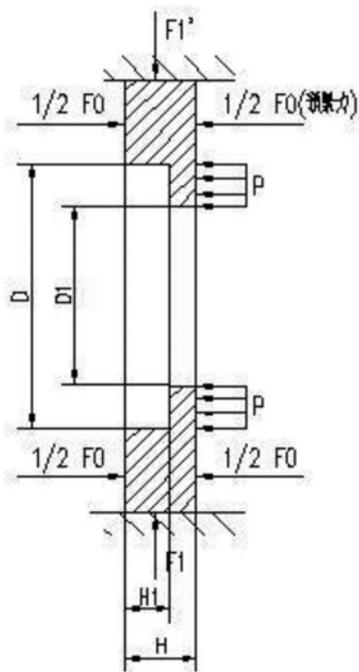


图3

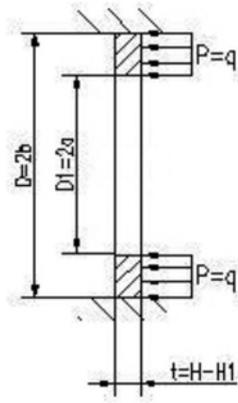


图4

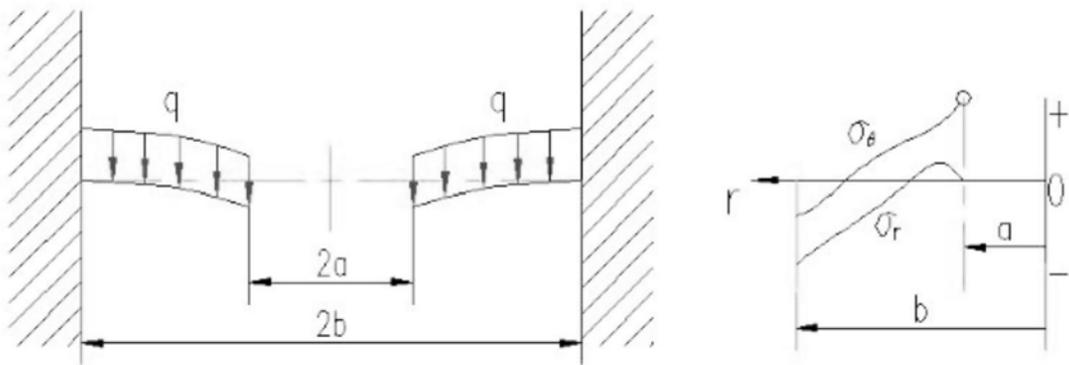


图5

K	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
α	0.975	0.869	0.73	0.681	0.596	0.48	0.348	0.217	0.105	0.028	0
β	0.171	0.181	0.175	0.144	0.1	0.058	0.013	0.009	0.002	0.001	0

图6