

离心机锥形转鼓与法兰连接处应力的有限元分析

李建明,薛小平,唐宗红

(四川大学 化学工程学院,四川 成都 610065)

摘要:碟片式离心机和螺旋卸料式离心机锥形转鼓和法兰连接处会产生边缘应力。运用有限元分析方法,采用无量纲理论对锥形转鼓和法兰连接处的应力进行分析。通过定义3个无量纲参数:边缘处应力系数 β_1 、边缘处峰值应力系数 β_2 和厚度系数 α ,考察 α 、螺栓预紧力、圆角半径、物料密度、液池深度、转速和半锥角等参数的变化对 β_1 和 β_2 的影响。研究表明: β_2 随着 α 、圆角半径和半锥角的增大而减小,随着螺栓预紧力、物料密度以及液池深度的增加而增大,几乎不受转速变化的影响; β_1 随着 α 和半锥角的增大而减小,随着物料密度和液池深度的增加而增大,而受圆角半径、转速以及预紧力变化的影响不明显。给出了离心机锥形转鼓与法兰连接处有关应力系数 β_1 和 β_2 计算的数据图并进行了举例计算,为工程实际中的锥形转鼓计算提供了有价值的计算依据。

关键词:有限元法;锥形转鼓;法兰;边缘应力;无量纲参数

中图分类号:TQ051.8

文献标志码:A

FEM Analysis of Stresses at the Joint Area Between the Conical Bowl and the Flange of a Centrifuge

LI Jianming, XUE Xiaoping, TANG Zonghong

(School of Chem. Eng., Sichuan Univ., Chengdu 610065, China)

Abstract: An additional stress, called edge stress, may be generated at the joint area between the conical bowl and the flange of a centrifuge. The equivalent stress at the joint was quantitatively analyzed from dimensionless theory in terms of the finite element analysis method (FEM). Three dimensionless parameters were defined for the joint between a flange and a conical bowl. One was the edge stress coefficient β_1 , the second was the edge peak stress coefficient β_2 and the last was the thickness coefficient α . The effects of α , bolt pre-tightening force, fillet radius, slurry density, the depth of liquid pool, rotation speed and semi-cone angle on β_1 and β_2 were investigated. The results showed that β_2 reduced with the increase of α , fillet radius or semi-cone angle and increased with the increase of bolt pre-tightening force, slurry density or the depth of liquid pool. The influence of rotation speed on β_2 was not obvious. When α or semi-cone angle reduced and slurry density or the depth of liquid pool increased, β_1 value increased. The influence of fillet radius, rotation speed or bolt pre-tightening force to β_1 was not apparent. Finally, the data for calculating the equivalent stresses at the joint area between the conical bowl and the flange of a given centrifuge bowl were presented and an example was used to illustrate the calculation method, which would provide valuable information for designing the centrifuge bowl in engineering practice.

Key words: FEM; conical bowl; flange; edge stress; dimensionless parameters

在碟片式离心机和螺旋卸料式离心机转鼓的圆锥筒体和法兰连接处会因连续零件的变形约束而产生边缘应力。对于圆锥筒体和法兰连接边缘问题,在传统的计算中,一般将法兰简化为内周边较支的环板,然后根据连接点处的变形协调方程求出边缘力和边缘力矩,然后将已经求出的边缘应力和薄膜应力叠加求出连接边缘处的总应力。上述算法的整

个计算过程过于复杂、繁琐,需耗费大量的时间和人力,且由于国内离心机产品设计的保守性加强,使得转鼓的边缘处总应力往往小于薄膜应力^[1-2]。针对上述传统算法存在的计算效率低的问题,王祖荫^[3-4]做了大量的简化和改进工作,并获得了很多有价值的结论。然而,由于近似条件和简化模型的引入导致计算结果与实测应力值存在着一定的偏

差,而有限元法的计算结果则与实测值相当接近^[5-6]。有限元法能够用来预测转鼓(或转鼓组件)的应力和变形,在此基础上再进行强度评定,这对于复杂离心机转鼓结构的强度设计计算十分有效^[7]。

针对上述问题,谭蔚等^[8-9]用有限元法对离心机鼓壁开孔处的应力进行了详细分析,并提出了开孔系数确定方法^[8-9];李建明等^[10]对圆筒形转鼓与拦液板和转鼓底连接边缘处应力进行有限元分析,提出估算应力的查图计算方法;陶杰等^[11]对柱锥形转鼓连接处的1次应力+2次应力和峰值应力分别作了分析,以指导该类转鼓的设计。因此,通过有限元方法可以将连接边缘处的应力(1次应力+2次应力)和峰值应力分别提取出来,从而能够更加全面、准确地对边缘处的应力强度进行进一步的分析研究。

作者针对锥形转鼓和法兰连接处的边缘问题,采用有限元软件 ANSYS 的 APDL 参数化语言,建立了锥形转鼓和法兰连接结构的3维有限元模型。同时,为了更加真实的模拟连接边缘处的应力分布状态,在上、下法兰密封端面之间以及法兰和螺杆之间定义了接触对,对添加了螺栓预紧力后的接触对之间的接触状态进行非线性模拟分析。螺栓预紧力的施加通过 ANSYS 自带的预紧力施加单元 PRETS179 实现^[12]。最后,考察螺栓预紧力、圆角半径、转鼓壁厚、料浆密度、液池深度、转速以及半锥角等因素的变化对连接边缘处应力的影响,提出这类边缘应力的简化计算方法,以指导该类转鼓的设计。

1 转速影响的理论基础

根据虎克定律可知,对于圆锥形转鼓,转鼓自身重量和物料质量离心惯性力引起转鼓的径向变形为:

$$\Delta R = \frac{\rho_0 r^3 \omega^2}{E} + \frac{\rho \omega^2 (r^2 - r_1^2)}{8E\delta \cos \gamma} [(4 - \mu)r^2 + \mu r_1^2] \quad (1)$$

式中: ΔR 为指转鼓自身质量和物料质量离心惯性力引起的径向变形,m; ρ_0 为转鼓材料密度, kg/m^3 ; ρ 为物料密度, kg/m^3 ; ω 为转鼓的旋转角速度, rad/s ; E 为转鼓材料的弹性模量,Pa; μ 为转鼓材料的泊松比; δ 为转鼓壁厚,m; γ 为半锥角, $(^\circ)$; r 为物料层中任意处的半径,m; r_1 为回转时液体的自由表面半径,m。

在锥形转鼓的大端,即锥形转鼓与法兰连接处, $r = R$,则 $\Delta R = C_1 \omega^2$,其中, C_1 为常数,其值由转鼓材料、转鼓尺寸以及物料密度确定。

而等厚度自由回转盘的径向变形为:

$$\Delta R' = \frac{1 - \mu^2}{E} \frac{r' \omega^2}{8} \left[\frac{3 + \mu}{1 + \mu} (R_a^2 - R_0^2) r' + \frac{3 + \mu}{1 - \mu} \frac{R_a^2 R_0^2}{r'} - r'^3 \right] \quad (2)$$

式中: $\Delta R'$ 为指自由回转盘在仅受自身离心惯性力引起的径向变形,m; r' 为回转盘任意处半径,m; R_0 为轮盘内孔半径,m; R_a 为轮盘外缘半径,m。

在锥筒大端,即锥形转鼓与法兰连接处,有 $r' = R$,则 $\Delta R' = C_2 \omega^2$,其中, C_2 为常数,其值由回转圆盘的材料、转鼓尺寸确定。

由变形协调方程可知,在离心机锥形转鼓与法兰连接处应满足 $\Delta R = \Delta R'$ 条件。而由于 ΔR 和 $\Delta R'$ 均与转鼓旋转角速度的平方成线性关系,即在锥形转鼓与法兰连接处不存在由于转速变化引起的变形不协调。

2 有限元模型的建立

2.1 转鼓模型的简化

由于锥形转鼓壁的法兰开有24个均布螺栓孔与转鼓底连接,受力又有轴对称性,在整个转鼓模型中取1/24部分建立有限元模型进行计算研究。建立的转鼓模型主要由1/24圆锥形转鼓壁、1/24转鼓底和一组螺栓组成。

转鼓的有限元模型如图1所示,转鼓的几何参数如表1所示。锥形转鼓结构满足薄壁条件,即 $\delta/R < 0.15$,其中, R 为转鼓大端内半径,m。为确保网格划分精度,进行了网格无关性验证及误差分析。

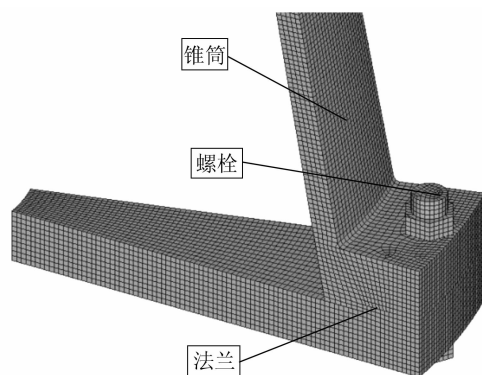


图1 转鼓有限元模型

Fig.1 FEM model of the centrifuge bowl

表1 转鼓的几何参数

Tab.1 Geometry of the centrifuge bowl

参数	取值	参数	取值
锥筒壁厚 δ/mm	20	锥筒大端内半径 R/mm	400
圆角半径 r_0/mm	5	法兰外半径 r_3/mm	480
法兰厚度 δ_0/mm	48	锥筒小端内半径 r_4/mm	264
螺孔直径 d/mm	27	螺孔中心距 r_5/mm	458
半锥角 $\gamma/(\text{°})$	10	螺母高度 h_1/mm	21.5
螺栓高度 h_0/mm	170	螺母外廓直径 e/mm	39.55

2.2 转鼓材料属性

转鼓材料为不锈钢 1Cr18Ni9Ti。常温下,其弹性模量 $E = 2.058 \times 10^5 \text{ MPa}$,泊松比 $\mu = 0.3$,密度 $\rho_0 = 7850 \text{ kg/m}^3$ 。法兰接头中各构件的材料均假设为线弹性材料,各构件材料属性见表2。

表2 法兰连接构件的材料属性

Tab.2 Material properties of flange connecting parts

构件名称	材料牌号	弹性模量 $E/10^5 \text{ MPa}$	泊松比 μ	屈服极限 σ_s/MPa
法兰	16Mn	2.16	0.3	320
螺栓	40MnB	2.11	0.3	635
螺母	40Mn	2.11	0.3	355

2.2 载荷及约束

转鼓承受的载荷主要包括:

1) 转鼓回转时自身质量产生的离心惯性力,在 ANSYS 中施加载荷时,定义一个角转速 ω 即可。

2) 转鼓内物料在回转时由其质量产生的离心液压,其计算公式为:

$$p = \frac{1}{2} \rho \omega^2 (r^2 - r_1^2) \quad (3)$$

式中: p 为半径 r 处的物料的压力, Pa; r 为物料层中任意处的半径, m; 其余符号同前。定义液池深度为

表3 各个参数的取值范围

Tab.3 Ranges of the parameters

参数	δ/mm	r_0/mm	$Q_p/(10^4 \text{ N})$	$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	H/mm	$\gamma/(\text{°})$	$\omega/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$
取值	15, 20, 25, 30	3, 5, 7, 9	2.5, 3.5, 4.5	1 100, 1 300	40, 90	7, 10, 15	120, 140
	35, 40, 48		5.5, 6.5	1 500	100, 130		157, 160

2.4 网格划分及精度

分析采用 SOLID45 单元。该单元由 8 个节点来定义,每个节点有 3 个沿着 x, y, z 方向平移的自由度。计算时采用体扫略网格划分方式进行六面体网格的划分。经过多次尝试,综合考虑计算精度以及计算时间来确定合适的网格尺寸。计算中主要通过两个方面对网格误差进行控制:

1) 网格无关性的验证。分别选取网格尺寸 ESIZE = 3, 3.5, 4.0, 4.5 mm, 然后对各个网格尺寸下得到的应力强度值和计算所需时间进行综合比较分

$$H = R - r_1, \text{m}。$$

3) 螺栓预紧力的施加。预紧力的施加是通过 ANSYS 自带的预紧力施加单元 PRETS179 实现的。首先通过 PSMESH 或是 EINTF 命令在已经划分好网格的结构中定义一个预拉伸截面并创建预紧力单元 PRETS179, 然后通过 SLOAD 命令将预紧力施加在螺栓上。螺栓预紧过程的模拟包括 3 个步骤: 1) 施加螺栓预紧力; 2) 锁住螺栓位移并产生预紧效果; 3) 施加载荷。

由于计算只选取了转鼓的 1/24 模型,所以在转鼓、转鼓底的截面上施加对称边界条件,在转鼓底内径处施加轴向约束 UY。

2.3 计算条件

为了使模拟结果具有实际应用价值,将变量无因次化。定义 3 个无因次量: 边缘处应力系数 β_1 , 表示圆锥筒体和法兰连接边缘处的应力最大值与鼓壁自身质量引起的环向应力之比; 峰值应力系数 β_2 , 为圆锥筒体和法兰连接外表面过渡处的峰值应力与鼓壁自身质量引起的环向应力之比; 厚度系数 α , 表示转鼓壁厚与法兰厚度之比。

$$\beta_i = \sigma_i / \sigma_0, \quad i = 1, 2 \quad (4)$$

式中: σ_1 为圆锥筒体和法兰连接边缘处的 1 次应力(包括局部薄膜应力 P_L 和弯曲应力 P_b) 与 2 次应力 Q 之和, 即 $\sigma_1 = P_L + P_b + Q$; σ_2 为连接边缘处的峰值应力 F , 即 $\sigma_2 = F \cdot \sigma_1$ 和 σ_2 都是按照第三强度理论所定义的当量应力值(SINT)。厚度系数按下式计算:

$$\alpha = \delta / \delta_0 \quad (5)$$

式中, δ 为筒体厚度, δ_0 为法兰厚度。计算时,各参数的取值范围如表 3 所示。

析。在模拟计算中,当单元尺寸取 3.5, 4 和 4.5 mm 时,其应力误差变化范围为 6.46% ~ 6.69%, 比较接近。但计算时间随着网格单元尺寸的增大而急剧减小。综合考虑,本文的模拟计算采用的网格尺寸确定为 4 mm。

2) 应力偏差(SDSG)。单元应力与节点平均应力不一致的量度,其值为此单元上全部节点的 6 个应力分量值之差的极大值。由计算结果可知,在本文研究的重点区域(边缘应力区域)应力偏差都控制在比较小的范围内(其值约为 $7.23 \times 10^{-2} \text{ MPa}$),

而这个区域的应力强度为 65.6 MPa, 可见误差相当小。

综上所述, 文中所建立的有限元模型网格误差得到有效控制, 网格精度较高。

3 结果与讨论

计算时如无特别说明, 参数都取以下值(基础模型值): 螺栓预紧力 $Q_p = 2.5 \times 10^4$ N, 物料密度为 $\rho = 1\ 100$ kg/m³, 锥筒大端内半径 $R = 400$ mm, 半锥角 $\gamma = 10^\circ$, 转鼓液池深度 $H = 130$ mm, 旋转角速度 $\omega = 157$ rad/s, 圆角半径 $r_0 = 5$ mm, 转鼓壁厚分别为 $\delta = 15, 20, 25, 30, 35, 40, 48$ mm。

3.1 螺栓预紧力的影响

选取螺栓预紧力 $Q_p = 2.5 \times 10^4, 3.5 \times 10^4, 4.5 \times 10^4, 5.5 \times 10^4, 6.5 \times 10^4$ N, 考察预紧力的变化对连接边缘处应力参数 β_1 的影响。由图 2 可知, β_2 随着 α 的增大而减小。这是因为随着转鼓壁厚的增大, 转鼓和法兰连接处刚度相对较小的锥筒体得到了加强, 使连接边缘处的变形更加协调, 局部结构的不连续性也得以改善, 从而使连接处的峰值应力值降低, 但由于边缘处圆角半径没有改变, 因而峰值应力系数的降幅较小。 β_2 随着预紧力的增大而增大, 其原因是随着预紧力的增加, 螺栓产生的变形越大, 从而导致法兰环的变形加剧, 锥筒和法兰连接边缘处的局部不连续性变差, 边缘处峰值应力变大。

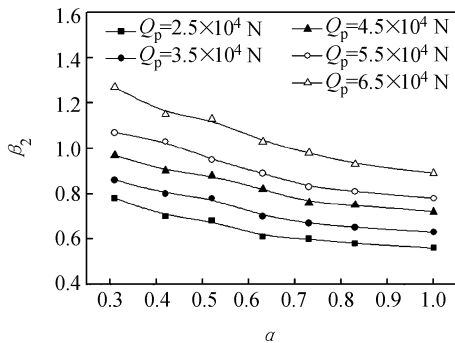


图2 预紧力 Q_p 对边缘处峰值应力的影响

Fig. 2 Influence of bolt pre-tightening force on peak stress at the joint

如图 3 所示, β_1 随着 α 的增大而减小。边缘力产生的原因是由于法兰和锥形筒体的受力情况和刚度均不相同, 产生的自由变形的大小也不一样, 但是在其连接处又必须一起协调变形, 因此在连接处的附近产生了附加应力。由于随着筒体厚度的增加, 刚度相对较小的锥筒刚度会增加, 从而使变形逐渐得到协调, 边缘应力得到相对较大的降低。 β_1 随着预紧

力的增大变化较小, 这是因为 1 次应力 + 2 次应力主要是锥筒与法兰的变形不协调引起的, 虽然随着预紧力的增大, 法兰环的变形也会变大, 但是变化相对较小, 因而总体来说在外载荷不变的情况下, 法兰环和锥筒之间的变形不协调没有明显的变化, 边缘处应力相应地没有明显的变化。

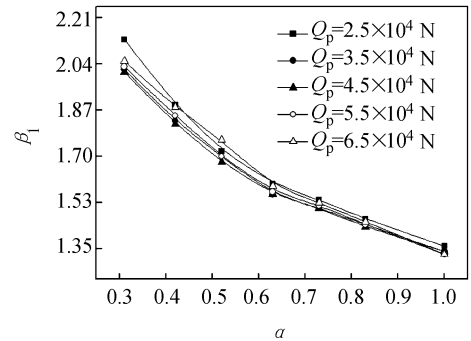


图3 预紧力 Q_p 对边缘处应力的影响

Fig. 3 Influence of bolt pre-tightening force on edge stress at the joint

3.2 圆角半径的影响

考察当圆角半径 $r_0 = 3, 5, 7, 9$ mm 时, 锥筒和法兰连接边缘处的应力系数 β_2 的变化情况。由图 4 可知, 在 α 相对不变的情况下 β_2 随着过渡圆角半径 r_0 的增大而减小。这是因为随着圆角半径的增大, 连接边缘处局部结构的不连续性得到改善, 应力集中现象减弱, 从而峰值应力得到很大程度地降低。

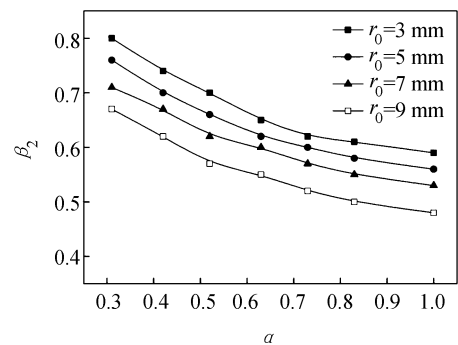


图4 圆角半径对边缘处峰值应力的影响

Fig. 4 Influence of round radius on the peak stress at the joint

图 5 表明, 圆角半径 r_0 对 β_1 影响很小。这是因为在载荷不变的情况下, 尽管过渡处圆角半径增大, 但是锥筒体和法兰的刚度几乎没有发生变化, 因而由相邻元件的变形不协调引起的边缘应力变化很小。

3.3 物料密度的影响

考察当进料物料密度为 $\rho = 1\ 100, 1\ 300, 1\ 500$ kg/m³ 时, 锥筒和法兰连接边缘处应力系数 β_2 的变化情况。分析图 6 可知, β_2 随着物料密度 ρ 的增加而增大。这是由于物料密度增加, 导致物料离心液压

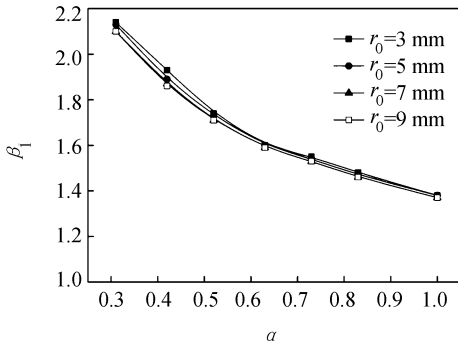


图5 圆角半径对边缘处应力的影响

Fig. 5 Influence of round radius on the edge stress at the joint

增大,从而引起鼓壁应力增加,加剧了其连接边缘区域局部结构的不连续性,从而导致了峰值应力的增加。

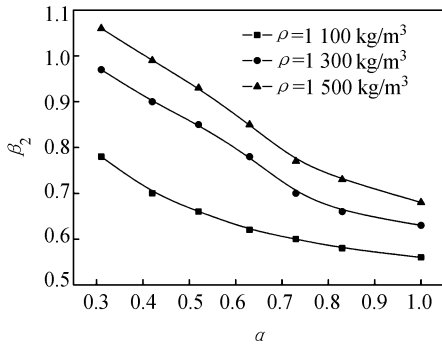


图6 物料密度对边缘处峰值应力的影响

Fig. 6 Influence of slurry density on the peak stress at the joint

图7表明 β_1 随着物料密度 ρ 的增加而增大。因为随着物料密度增加,导致由物料离心液压引起的鼓壁应力增加,加剧了其连接边缘处筒体和法兰的变形不协调,从而造成边缘应力的增加。

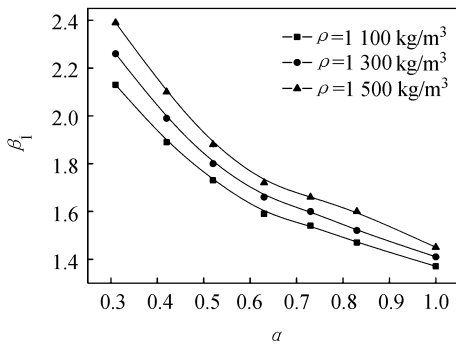


图7 物料密度对边缘处应力的影响

Fig. 7 Influence of slurry density on the edge stress at the joint

3.4 液池深度的影响

考察当转鼓液池深度 $H = 40, 90, 130$ mm时,锥筒和法兰连接边缘处应力系数 β_i 的变化情况。由图

8可知, β_2 随着液池深度 H 的增加而增大。这是由于液池深度的增加导致由物料离心液压增高,从而引起的鼓壁应力增加,加剧了其连接边缘区域局部结构的不连续性,从而导致了峰值应力的增加。

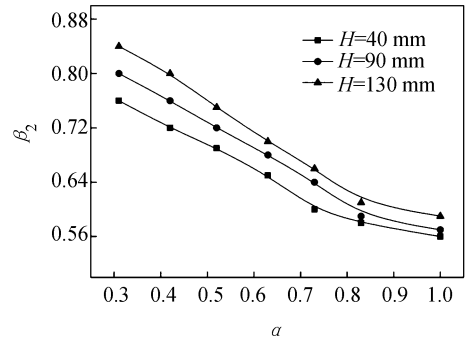


图8 液池深度对边缘处峰值应力的影响

Fig. 8 Influence of the depth of liquid pool on the peak stress at the joint

从图9可知, β_1 随着液池深度 H 的增加而增大。因为液池深度增加使物料离心液压增大,从而引起的鼓壁应力变大,加剧了连接边缘处筒体和法兰的变形不协调,从而造成边缘应力的增加。

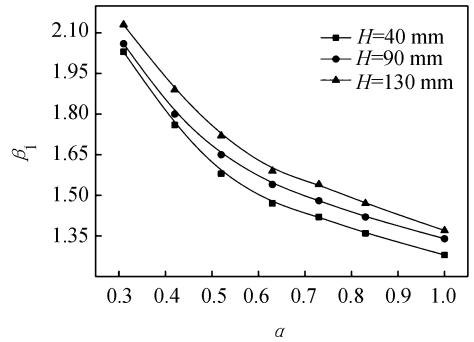


图9 液池深度对边缘处应力的影响

Fig. 9 Influence of the depth of liquid pool on the edge stress at the joint

3.5 转速的影响

考察当转速 $\omega = 120, 140, 160$ rad/s时,锥筒和法兰连接边缘处应力系数 β_i 的变化情况。由图10可知,转速对 β_2 几乎没有影响。根据前面的理论分析,在过渡圆角半径不变的情况下,边缘处应力集中现象并没有发生变化,峰值应力几乎不变。

图11表明,转速的提高对 β_1 也几乎无影响。这是因为转速的提高并不会导致连接处(锥筒体和法兰)的刚度变化,而二者所受的载荷也随着转速的变化而同时变化,故其连接处的变形不协调性没有改变。因此,在其它各参数固定不变情况下,边缘处应力系数不随转速的变化而变化。

3.6 半锥角对边缘处应力的影响

考察当半锥角 $\gamma = 7^\circ, 10^\circ, 12^\circ, 15^\circ$ 时,锥筒和

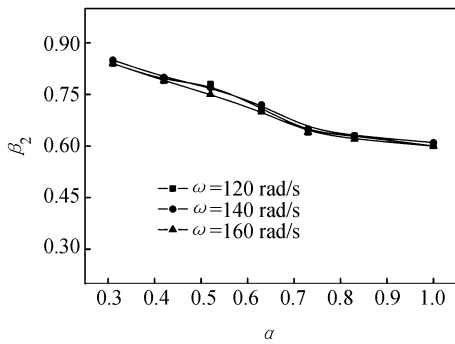


图10 转速对边缘处峰值应力的影响

Fig. 10 Influence of rotation speed on the peak stress at the joint

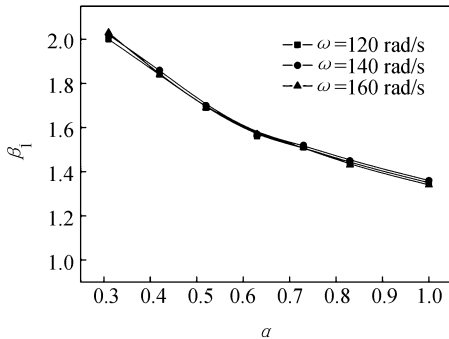


图11 转速对边缘处应力的影响

Fig. 11 Influence of rotation speed on the edge stress at the joint

法兰连接边缘处应力系数 β_i 的变化情况。由图12可知, β_2 随着半锥角 γ 的增大而减小。这是因为随着半锥角的增大, 锥筒和法兰连接边缘处的过渡更加光滑, 局部结构的不连续性得到改善, 应力集中现象减弱, 峰值应力随之变小。

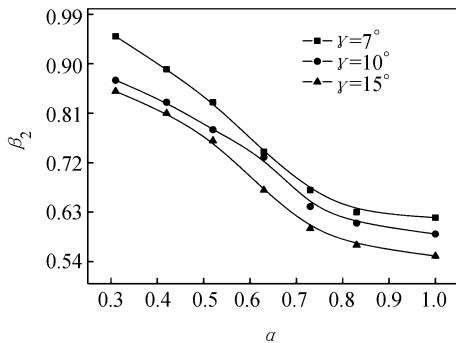


图12 半锥角对边缘处峰值应力的影响

Fig. 12 Influence of semi-cone angle on the peak stress at the joint

由图13可知, β_1 随着半锥角 γ 的增加而减小。这是由于半锥角的增大使锥筒和法兰连接处的夹角增大, 连接边缘处的变形不协调得以改善, 从而造成二次应力的降低。总体来说半锥角的改变对边缘处应力系数影响的幅度较小, 但是当半锥角趋近于零

时, 即变成圆筒和法兰连接结构时, 连接边缘处的峰值应力应该增大较多, 应力集中现象应该更加明显。

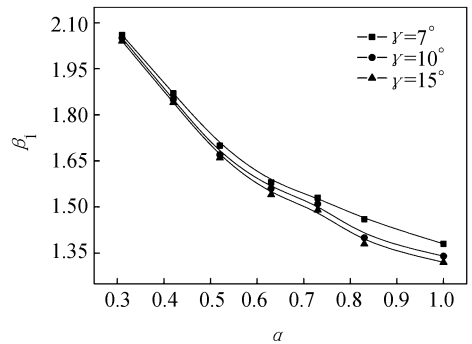


图13 半锥角对边缘处应力的影响

Fig. 13 Influence of semi-cone angle on the edge stress at the joint

4 工程计算举例

1 台实际应用的锥形转鼓卧螺离心机的结构及工况参数如表4所示, 考虑满载荷状态下, 即转鼓液池深度为130 mm时, 以锥形转鼓和法兰连接处的当量应力和峰值应力计算为例说明计算方法。

表4 转鼓的结构及工况参数

Tab.4 Geometry and operation condition of the centrifuge bowl

参数	取值	参数	取值
锥筒壁厚 δ /mm	30	锥筒小端内半径 r_4 /mm	264
圆角半径 r_0 /mm	7	法兰外半径 r_3 /mm	480
半锥角 γ /(°)	10	转鼓转速 ω /(rad · s ⁻¹)	157
螺栓预紧力/N	2.5×10^4	物料密度 ρ /(kg · m ⁻³)	1 300

首先, 根据《离心机转鼓强度计算规范》^[7] 计算出锥形转鼓与法兰连接处的转鼓的周向薄膜应力 $\sigma = 31.0$ MPa。然后由转鼓壁厚30 mm计算得到 $\alpha = 0.63$, 由图7和8查得:

当 $\rho = 1\ 050$ kg/m³, $r = 7$ mm时, $\beta_1^I = 1.59$, $\beta_2^I = 0.60$; $r = 5$ mm时, $\beta_1^{II} = 1.60$, $\beta_2^{II} = 0.62$ 。

由于算例的物料密度与图7和8的不同, 因此应对 β 进行修正。再根据 $\alpha = 0.63$, 由图9和10查得:

当 $r = 5$ mm, $\rho = 1\ 300$ kg/m³时, $\beta_1^{III} = 1.66$, $\beta_2^{III} = 0.75$; 故 $\beta_1 = \beta_1^I \frac{\beta_1^{III}}{\beta_1^{II}} = 1.65$, $\beta_2 = \beta_2^I \frac{\beta_2^{III}}{\beta_2^{II}} = 0.73$ 。

由 β_1 和 β_2 和 σ 可方便地计算出此条件下锥形转鼓和法兰连接处的当量应力和峰值应力:

$$\sigma_1 = \beta_1 \sigma = 51.2 \text{ MPa}, \sigma_2 = \beta_2 \sigma = 22.6 \text{ MPa}。$$

而有限元分析的结果为边缘应力45.6 MPa, 峰值应力18.3 MPa, 可见查图计算出的当量应力偏大

(边缘应力偏大 12.3%, 峰值应力偏大 23.5%), 结果偏保守, 但误差不超过 30%。因此, 所提出的查图计算方法简单可行。

5 结论

无论其它条件如何变化, β_1 和 β_2 总是随着边缘处连接厚度系数 α 变大而减少。为降低边缘应力, 适当地增加边缘连接节点处转鼓的壁厚是切实可行的。在其它条件不变的情况下, β_1 受预紧力的影响不显著, 而 β_2 随着预紧力的增大而增大, 但预紧力越小, 锥形转鼓边缘处的径向位移越大, 因此一味地增大或减小预紧力都是不可取的。 β_1 和 β_2 均随着圆角半径和半锥角的增大而减小, 因此在设计转鼓时应选取较大的连接过渡倒角半径, 在工艺条件允许的情况下尽量取较大的半锥角。悬浮液物料离心压力与其密度和液池深度有关, β_1 和 β_2 均随着离心压力的增加而增大, 随着液池深度的增加而增大, 因此当悬浮液密度较大时, 应控制其加入量, 以免造成转鼓超载。转速的变化对 β_1 和 β_2 几乎无影响。在模拟计算条件的范围内, β_1 的最大值为 2.39, β_2 的最大值为 1.27。可以根据所提出的查图计算方法, 确定给定条件下的 β_1 和 β_2 值, 然后计算出边缘应力和峰值应力, 以指导离心机转鼓的结构设计, 使其满足强度要求。

参考文献:

- [1] Zhu Qixin, Hu Jinbang, Cheng Jinfeng. The strength calculation of a centrifuge basket[J]. Fluid Engineering, 1984(1): 21 - 25. [朱企新, 胡金榜, 程金凤. 离心机转鼓强度计算[J]. 流体工程, 1984(1): 21 - 25.]
- [2] Liu Dongjie, Chen Zhi, Li Jianming, et al. Finite element stress analysis on siphon-peeler centrifuge basket[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(3): 24 - 28. [刘东杰, 陈志, 李建明, 等. 虹吸式离心机转鼓结构的有限元应力分析[J]. 流体机械, 2008, 36(3): 24 - 28.]
- [3] Wang Zuyin. Calculation methods of the edge stress of a centrifugal drum wall[J]. Fluid Machinery, 1996, 27(7): 24 - 28. [王祖荫. 离心机转鼓壁边缘应力的计算方法[J]. 流体机械, 1996, 27(7): 24 - 28.]
- [4] Wang Zuyin. Discussion on the edge stress condition of a centrifugal drum wall[J]. Fluid Machinery, 1997, 25(1): 24 - 26. [王祖荫. 关于离心机转鼓壁边缘区应力状况的讨论[J]. 流体机械, 1997, 25(1): 24 - 26.]
- [5] Hu Jinbang, Li Engui, Zhu Qixin. The study of the stress

- conditions in centrifugal basket[J]. Journal of Tianjin University: Science and Technology Edition, 1981(1): 137 - 148. [胡金榜, 李恩贵, 朱企新. 离心机转鼓应力状态的研究[J]. 天津大学学报: 自然科学与工程技术版, 1981(1): 137 - 148.]
- [6] Chen Wenji, Long Hui, Zhen Wanjiang. The stress analysis of the rotor of WL-350 centrifuge[J]. Fluid Engineering, 1988(9): 31 - 38. [陈文吉, 龙惠, 郑万江. WL-350 型离心机转鼓的应力分析[J]. 流体工程, 1988(9): 31 - 38.]
- [7] Tan Wei. GB/T 28695—2012 Standard of strength calculation for centrifugal drum[S]. Beijing: Standards Press of China, 2012. 谭蔚. GB/T 28695—2012 离心机转鼓强度计算规范[S]. 北京: 中国标准出版社, 2012.
- [8] Tan Wei, Zhou Liangang, Zhu Qixin. A discussion on the perforation coefficient in standard of strength calculation for centrifugal drums[J]. Chemical Machinery, 2007, 34(3): 148 - 150. [谭蔚, 周连刚, 朱企新. 离心机转鼓强度计算规范中开孔系数的讨论[J]. 化工机械, 2007, 34(3): 148 - 150.]
- [9] Zhou Liangang, Tan Wei. Simulation calculation and analysis on the stress of centrifugal basket[J]. Fluid Machinery, 2007, 35(8): 19 - 21. [周连刚, 谭蔚. 离心机开孔转鼓应力模拟计算与研究[J]. 流体机械, 2007, 35(8): 19 - 21.]
- [10] Li Jianming, Ou Fenglan, Chen Zhi, et al. FEM analysis of stresses at the joint area of cylindrical centrifuge bowls[J]. Journal of Sichuan University: Engineering Science Edition, 2010, 42(6): 166 - 171. [李建明, 欧凤兰, 陈志等. 圆筒形离心机转鼓连接节点处应力的有限元分析[J]. 四川大学学报: 工程科学版, 2010, 42(6): 166 - 171.]
- [11] Tao Jie, Chen Zhi, Li Jianming, et al. FEM analysis of stresses at the joint of a conical and cylindrical bowl[J]. Fluid Machinery, 2014, 42(7): 35 - 39. [陶杰, 陈志, 李建明, 等. 离心机柱锥形转鼓连接边缘处应力的有限元分析[J]. 流体机械, 2014, 42(7): 35 - 39.]
- [12] Li Huixun, Hu Yingchun, Zhang Jianzhong. Study on simulating bolt pretension by using ANSYS[J]. Journal of Tianjin University of Science and Technology: Nature Science Edition, 2006, 25(1): 57 - 59. [李会勋, 胡迎春, 张建中. 利用 ANSYS 模拟螺栓预紧力的研究[J]. 山东科技大学学报: 自然科学版, 2006, 25(1): 57 - 59.]