高扭矩同向双螺杆挤出机传动箱箱体 有限元分析

雷刚刚,张晓,马永寿,梁晓刚

(天华化工机械及自动化研究设计院有限公司,甘肃 兰州 730060)

摘要:本文以 SHJ-600 高扭矩同向双螺杆挤出机传动箱箱体为研究对象,通过对传动箱的工况进行受力分析,计算分析箱体 的受力载荷;通过对传动箱箱体的三维建模,采用有限元模拟的方法对箱体进行线性静力分析和模态分析,得到该箱体的变形和 等效应力应变云图,找出应力集中区域,同时对比箱体前六阶固有频率和振型特征,找出激励频率与固有频率之间的关系,进而 验证了箱体结构的合理性,为后续箱体的结构优化提供思路。

关键词:有限元;传动箱;静力分析;模态分析 中图分类号:TQ330.41 文献标识码:B

文章编号:1009-797X(2025)04-0052-06 DOI:10.13520/j.cnki.rpte.2025.04.012

0 引言

同向双螺杆挤出机是一种对不同的物料通过混 合、改性、脱挥、填充、干燥的设备^[1]。双螺杆挤出 机由混炼机构、加热系统、冷却系统、驱动装置等组 成^[2]。在驱动装置中,传动箱体作为双螺杆挤出机驱 动装置的"心脏"部件,扮演着整个双螺杆挤出机驱 动装置的"心脏"部件,扮演着整个双螺杆挤出机动 力机械系统中最重要的角色。传动箱箱体作为挤出机 单元中传递扭矩、驱动螺杆行进的关键零部件,其安 全稳定性直接影响挤出机的运行可靠性。因此,研究 传动箱的刚度和强度对整个传动系统的运行以及系统 的稳定性和可靠性都有十分重要的意义^[3]。

"工欲善其事, 必先利其器"。随着软件的不断更 新、功能的强化以及可靠性的提升, 通过引入更先进 的算法和更精细的网格划分技术, 能够更精确地模拟 传动系统在工作过程中的受力情况及材料性能变化等 关键因素。这使得工程师们能够更全面地了解传动系 统的性能特点, 从而为其改进和开发提供更为准确的 数据支持^[4~5]。本文利用利用有限元技术, 对传动箱 箱体进行静力和模态分析, 力求验证箱体设计的合理 性的同时, 找出当前设计的应力集中点及箱体共振频 率区间, 根据分析的结果, 进一步优化箱体结构设计, 增强该部件可靠性, 进而提升整个挤出机产品的最大 经济效益和社会效益。

1 传动箱力学分析

1.1 SHJ-600 挤出机传动箱基本参数

SHJ-600 挤出机传动箱的结构包括主箱体、齿轮、 齿轮轴、轴承、端盖以及盖板等,其中轴承类型都采 用调心滚子轴承。传动箱基本结构如图 1 所示,其中 I、 II、III 表示齿轮啮合位置,数字 1~12 表示传动箱安装 轴承位置。



该传动箱为三级减速齿轮箱。电机功率通过输入 轴、中间轴和输出轴的齿轮传动,将扭矩和功率平均

和、中间和祝潮出轴的公花存动,将近定祝切率下方 分配到两根输出轴,以相同的转速输出到芯轴上。传 动箱的基本参数见表 1、表 2 所示。

作者简介: 雷刚刚(1998-),男,助理工程师,本科,主要从事橡塑机械的研发设计方面的工作。

项目编号:工信部专项 TC220A04W-4

| _ 额定功率 / | kW 输入转 | 专速 /(r·mi | n ⁻¹) 总传动 | 比 输出转速 /(1 | r·min ⁻¹) 输出 | 轴间距/mm |
|----------|--------|-----------|-----------------------|------------|--------------------------|--------|
| 315 | | 1 000 | 20 | 50 | | 448 |
| | | | | | | |
| | | | 表 2 传动 | 齿轮基本参数 | | |
| 齿轮名称 | 中心距 | 齿数 | 模数 | | 齿宽/mm | 旋向 |
| Z_1 | 480 | 24 | 8 | 10 | 100 | 右 |
| Z_2 | | 85 | 8 | 10 | 120 | 左 |
| Z_3 | 335.67 | 19 | 8 | 8 | 110 | 左 |
| Z_4 | | 63 | 8 | 8 | 90 | 右 |
| Z_5 | 335.67 | 20 | 12 | 10 | 140 | 左 |
| Z_6 | | 34 | 12 | 10 | 120 | 右 |

表1 传动箱基本参数

1.2 齿轮传动力计算

在齿轮传动系统传递扭矩以及输出功率的过程 中,根据实际工况,当电机以最大功率,顺时针转动时, 由公式(1)求出图1中三对啮合齿轮副处齿轮圆周力 *F*_t、径向力*F*_r以及轴向力*F*_a大小^[6]:

$$\begin{cases} F_{t} = \frac{2T}{d} \\ F_{r} = \frac{F_{t} \tan \alpha_{n}}{\cos \beta} \\ F_{a} = F_{t} \tan \beta \end{cases}$$
(1)

根据传动箱中斜齿轮的基本参数以及传递功率, 确定出齿轮啮合时齿轮传动力,其数值大小见表3:

| 表 3 | 齿轮传动力 |
|-----|-------|
|-----|-------|

| 齿轮对 | 圆周力 F _t /N | 径向力 F_r/N | 轴向力 F _a /N |
|-----|-----------------------|-------------|-----------------------|
| Ι | 30 860.18 | 11 405.46 | 5 441.48 |
| II | 138 758.23 | 51 000.20 | 19 501.20 |
| III | 289 766.11 | 107 093.22 | 105 466.24 |

2.3 轴承支反力计算

传动箱体上的主要载荷来自齿轮轴对箱体轴承座 的作用力,与齿轮轴的支承反力大小相等,方向相反。 下面以输入轴受力分析为例,根据电机转动方向和输 入轴斜齿轮旋向,将轴上所受空间力分解为圆周力和 径向力,并转化到轴上,绘制输入轴受力分析如图 2 所示。



图 2 输入齿轮轴受力分析

力如表4。

根据齿轮轴受力和力矩平衡公式可得:

$$\begin{cases} R_{HA} + R_{HB} + F_r = 0 \\ R_{VA} + R_{VB} + F_t = 0 \\ R_{VA} L_{AB} - F_t L_{AC} = 0 \\ R_{HA} L_{AB} - F_r L_{CB} - F_a d / 2 = 0 \end{cases}$$
(2)

求得支承反力为:

$$R_{\text{HA}} = -7 851.03 \text{ N}$$

 $R_{\text{HB}} = -3 554.43 \text{ N}$
 $R_{\text{VA}} = -16 458.76 \text{ N}$
 $R_{\text{VB}} = -14 401.42 \text{ N}$

忽略齿轮零部件自身的重力,根据各齿轮轴轴承 处的支承反力求出齿轮轴对箱体的作用载荷,将载荷 按照有限元模型中的坐标系转换成 X、Y、Z 方向上的

| | 表 4 | 箱体载荷数值 | Ν |
|------|----------------|----------------|----------------|
| 轴承编号 | X向载荷 | Y向载荷 | Z向载荷 |
| 1 | 0 | 3554.43 | -16458.76 |
| 2 | -5 441.8 | 7 851.03 | $-14 \ 401.42$ |
| 3 | 0 | $-34 \ 153.51$ | -7 698.52 |
| 4 | $-14 \ 059.72$ | $-46\ 282.25$ | $-100\ 210.93$ |
| 5 | 19 501.20 | 39 411.57 | 65 038.31 |
| 6 | 0 | 15 347.56 | 73 710.09 |
| 7 | 105 466.24 | -144 883.06 | $-20\ 425.20$ |
| 8 | 0 | -144 883.06 | $-86 \ 667.90$ |
| 9 | 0 | 72 466.42 | 40 416.50 |
| 10 | 105 466.24 | 72 466.42 | 13 148.37 |
| 11 | 0 | $-72 \ 466.42$ | 40 416.50 |
| 12 | 105 466.24 | -72 466.42 | 13 148.37 |

2 传动箱静力分析

传动箱体的主要功能包括支承和保证各传动零部

2025年 第51卷

件正常运行,达到整个系统的平衡、减振、降躁。针 对本文描述的高扭矩同向双螺杆挤出机,由于其箱体 要求能够承受较大的动载和冲击力,同时要保证其结 构紧凑紧密,具备一定的强度和刚度,因此有必要对 箱体进行有限元静力分析,研究箱体的受力分布情况。

2.1 建立有限元模型

根据双螺杆挤出机齿轮箱其高扭矩、同向、平双、 带负载的特性,将齿轮箱箱体考虑为一个整体进行静 力学分析,以便于后期添加边界约束条件^[7]。

建模过程对齿轮箱整体进行一定的简化^[8],简化 后的箱体模型如图 3 所示。



表 5 为箱体材料特征表^[9]。采用四面体网格划分, 划定后网格数量为 83 896, 节点数量为 147 152 网格 划分如图 4 所示。

 表5 箱体材料特征表

 材料
 密度/(kg·m³)
 泊松比
 弹性模量/MPa

 QT400
 7.01×10³
 0.274
 1.6×10⁵

 ●
 ●
 ●
 ●

 ●
 ●
 ●
 ●
 ●

 ●
 ●
 ●
 ●
 ●

 ●
 ●
 ●
 ●
 ●

 ●
 ●
 ●
 ●
 ●

 ●
 ●
 ●
 ●
 ●

 ●
 ●
 ●
 ●
 ●

 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●

 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●

 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●

 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●
 ●

图 4 箱体网格划分

2.2 施加载荷约束

箱体所受的载荷主要为齿轮和轴自身的重力及齿轮啮合产生的传动力,有圆周力、轴向力以及径向力, 这些力通过轴承传递给箱体轴承座处^[10]。忽略其余零部件所受的重力影响。根据表4中各轴承座处箱体所受的载荷数值添加在模型相应位置,底部采用固定约 束,限制箱体上下移动。

2.3 求解及结果分析

当完成上述步骤后,进行求解。由于静力分析属 于线性分析,所以只需一次迭代,即可得出结果。箱 体静力分析结果,如图 5、6、7 所示。

由图 5 箱体的总变形云图可知,箱体的总变形量 总体处于一个比较低的水平,最大变形量为 0.083 2 mm,说明箱体在稳定工作状态下时,载荷对传动系 统的平稳运转影响较小;主要变形发生在箱体输出轴 端的轴承孔 4、10 和 12 处,这是因为在箱体内部这 块轴承座上布置有 3 个轴承孔,在承受来自轴承 4、6、 7、10、12 的载荷的同时还受到两输出轴较大的轴向 力,是箱体主要的受力部位之一,对箱体的变形产生 较大的影响;由图 6、图 7 可知,箱体最大等效应力 为 22.61 MPa,最大等效应变为 0.000 13 mm,应力 应变主要集中在下箱体内部靠近输出轴端的轴承安装 处与支撑箱体内部轴承座的筋板上,最大应力出现在 箱体内部轴向的筋板上。

综上所述, SHJ-600 同向双螺杆挤出机齿轮箱的 箱体变形、应力应变情况总体处于一个较低的水平。 QT400 的屈服强度极限为 240 MPa, 箱体应力最大值 为 22.61 MPa, 远远低于箱体材料的屈服强度极限值。 由图 5、图 6 中可看出, 箱体输出轴端的轴承座底部 和下箱体内部轴向的筋板有应力集中, 可通过适当增 大下箱体壁厚尺寸、增大箱体内轴向筋板厚度, 增加 箱体内部轴承座的厚度或在其上方加设筋板等措施来 改善箱体的应力应变集中情况。

3 传动箱模态分析

在实际的生产活动中由于动设备自身机械振动导 致机械故障和安全生产事故的案例时有发生。挤出机 作为一种典型的动设备,齿轮轴的高速转动容易产生 较高的激励频率,尤其针对本文提出的高扭矩、高转 速挤出机设计,箱体结构的合理布局显得尤为重要^[11]。

3.1 模态分析步骤简介

本文采用分块法对箱体进行模态分析^[12]。

3.2 模态结果与分析

模态分析中随着阶数的提高,计算结果的误差愈 大,对实际设计研究的参考性降低,另外模态分析中 低阶频率对振动响应的影响较大。结合齿轮箱实际工 作状况的考虑,根据有可能产生的激振频率,仅提取 箱体前6阶模态进行查看,箱体前六阶固有频率值及



振型描述如表5所示,相对应的振型如图8所示。

283.11

312.67

| 表 5 | 箱体前6阶[| 固有频率值及振型描述 |
|------|----------|--------------|
| 模态阶数 | 固有频率 /Hz | 特征 |
| 1 | 147.91 | 箱体沿 X 方向整体摆动 |
| 2 | 198.58 | 箱体沿 Y 方向整体摆动 |
| 3 | 225.38 | 箱体顶部局部弯曲摆动 |
| 4 | 262.55 | 箱体绕 Z 轴整体扭转 |

分析图 8 可知:第1、第2阶振型中箱体主要表 现为箱体沿 X 向和 Y 向的整体摆动;第4阶表现为箱 体绕 Z 轴的扭转振动,第3、第5 和第6阶振型主要

箱体顶部及侧壁局部弯曲

箱体输入与输出轴端局部弯曲

表现为集中在箱体输入、输出轴端和箱体顶部的局部 弯曲与摆动变形。若箱体发生较大振动,箱体可能沿 上述振型发生破坏,后续对箱体的优化设计中可以改 进箱体结构来增大箱体的局部刚度。

在满功率工作的情况下,通过理论计算各级减速 齿轮啮合频率如表 6 所示, I、II、III 级齿轮的啮合频 率均远离箱体的前 6 阶模态频率 147.91~312.67 Hz, 因此在挤出机满功率稳定工况下齿轮的啮合不会引起 箱体较大的共振现象。箱体的激励频率远离共振区域,

2025年 第51卷

5

6





图 8 箱体前 6 阶振型图

处于安全的状态。

| 表 6 | 齿轮箱各减速级齿轮啮合频率 | | | |
|----------|---------------|-------|-------|--|
| 啮合齿轮对 | Ι | II | III | |
| 啮合频率 /Hz | 400.07 | 89.42 | 28.39 | |
| | | | | |

4 结语

双螺杆挤出机传动系统设计过程复杂,实际运行

工况特殊,设备运行受到现场安装精度、运行环境、 操作人员技术水平、制造加工误差等因素,本文使用 有限元模拟技术,通过合理简化模型,模拟传动箱实 际工况下其受力及形变分析情况。

(1) 由静力分析结果可知,该箱体的变形、应力 应变情况总体处于较低水平,其最大应力值远小于箱 体材料 QT400 的屈服极限, 位移变形量较小, 满足使用要求, 箱体输出轴端的轴承座底部和下箱体内部轴向的筋板处为箱体工作期间的应力集中区域, 后续可通过适当增加下箱体内轴向筋板厚度、增加箱体内部轴承座的厚度或在上箱体增加连接轴承座的筋板以改善箱体的应力应变集中情况。

(2) 由模态分析结果可知, 传动箱的激励频率 均远离箱体各阶固有频率值, 因此在齿轮满功率稳 定传动的工况下, 共振对传动箱的影响较小, 但当 双螺杆挤出机开停车以及半功率等工况运行时, 齿 轮箱第一减速级的齿轮啮合频率将与箱体的前六阶 固有频率产生交集, 存在共振的可能性, 后续可通 过改变箱体材料和优化箱体结构等措施, 使箱体所 受到的外部激励频率远低于箱体的固有频率, 彻底 杠绝共振的可能。

(3)因为双螺杆挤出机传动系统实际工况的特殊 性,其设计过程复杂,并且各种方案的对比分析、结 构设计和强度分析的工作内容都较为繁琐,希望在以 后的研究过程中不断充裕,为国内挤出机传动系统的 研究提供一些新思路。

参考文献:

- [1] 耿孝正.双螺杆挤出机及其应用[M].北京:中国轻工业出版 社, 2003.
- [2] 娄晓鸣. 双螺杆挤出机传动系统设计及系列化探讨 [J]. 中国塑料, 1988(4):352-356.
- [3] 李世通.双螺杆挤出机传动系统分析及高扭矩设计探讨[J].北 工机械,1999(6):23-28.
- [4] Kish J. Comanche Drive System. Rotary Wing Propulsion Specialists Meeting: Proceedings[J]. American Helicopter Society, 1993.
- [5] 韩斌慧.闭式齿轮传动系统内部动态响应的有限元法预测[J]. 机械设计与制造工程,2016,45(11):26-31.
- [6] 邱宣怀,郭可谦. 机械设计 [M]. 北京:高等教育出版社, 2008.
- [7] 林建冬,原思,郑建校.基于 Pro/E 与 ANSYS 的 CAD/CAE 数据交换方法研究 [J]. 工程机械, 2007, (8):32-36.
- [8] 杨成云,林腾蛟,李润方,等.中心传动齿轮箱体有限元分析 及结构优化设计 [J]. 重型机械,2001,(2):42-45.
- [9] 吴宗泽.机械设计实用手册(第三版)[M].北京:化学工业出版社,2010.
- [10] 贾吉林.基于 pro/E 和 ANSYS 减速箱体的有限分析 [J]. 煤矿 机械, 2001, (2): 42-45.
- [11] 顾祥军.基于有限元法的剪板机机架优化设计与分析 [D].南 京:南京农业大学,2009.
- [12] 王新荣,陈永波.有限元法基础及 ANSYS 应用 [M].北京: 科学出版社,2008.

Finite element analysis of the transmission box body of high torque co directional twin-screw extruder

Lei Ganggang, Zhang Xiao, Ma Yongshou, Liang Xiaogang

(Tianhua Institute of Chemical Machinery & Automation Co. LTD., Lanzhou 730060, Gansu, China)

Abstract: This article takes the transmission box body of the SHJ-600 high torque co rotating twin-screw extruder as the research object. By analyzing the working conditions of the transmission box, the force load of the box body is accurately calculated. At the same time, 3D modeling technology is used to model the transmission box body, and finite element simulation method is used for linear static analysis and modal analysis. By analyzing, the deformation situation of the box and the equivalent stress-strain distribution cloud map are obtained, and the stress concentration area is identified. In addition, by comparing the natural frequencies and mode characteristics of the first six orders of the box, analyzing the relationship between excitation frequency and natural frequency, the rationality of the box structure can be verified, providing the oretical basis and direction for subsequent structural optimization.

Key words: finite element; transmission box; static analysis; modal analysis

(R-03)



2025年 第51卷