

塑料挤出机输入轴齿轮失效分析

马根 钟继如 关凯书

(华东理工大学 机械与动力工程学院, 上海 200237)

摘要:【目的】针对某型号塑料挤出机输入轴高速挡离合器齿轮发生多齿断裂的问题, 探究其失效机制, 明确断裂原因, 为齿轮结构改进与寿命提升提供依据。【方法】首先, 通过宏观断口形貌分析与扫描电镜表征, 观察断口疲劳台阶、疲劳辉纹及齿面塑性挤压/滑移痕迹, 初步判定失效形式; 其次, 开展化学成分检测与硬度测试, 验证齿轮材料的成分合规性, 测试齿面与芯部硬度以判断是否经表面强化处理; 然后, 采用有限元法建立齿轮副模型, 模拟正常配合、中心线不平行及中心线不对中3种工况, 分析齿根应力分布规律, 重点量化中心线不对中对齿根应力幅值的影响; 最后, 进行轴系弯曲刚度校核, 通过计算轴的当量直径、惯性矩及齿轮处挠度, 验证轴刚度不足对齿轮副中心线对中性的影响。【结果】齿轮失效形式为疲劳断裂, 断口可见明显疲劳辉纹与疲劳源区; 轴弯曲刚度不足导致齿轮处轴挠度超过许用挠度, 引发齿轮副中心线不对中; 平动自由度Y方向0.01 mm位移时, 内、外齿轮齿根应力幅值分别达62.66、62.72 MPa, 加速了疲劳裂纹萌生与扩展; 齿轮表面未进行渗碳等强化处理, 进一步降低了抗疲劳性能。

关键词: 塑料挤出机; 齿轮; 疲劳断裂; 失效分析

中图分类号: TG115 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2026.03.021

0 引言

塑料具备优异的耐腐蚀性、良好的防水性、生产成本低廉、质轻及优良的绝缘性能, 已逐渐成为我国现代工业技术发展中的关键材料之一^[1-2]。相较于传统金属材料的加工成型工艺, 塑料的挤塑成型工艺更易于实现自动化控制, 因此, 塑料挤出机已成为塑料生产领域中不可或缺的核心设备^[3]。塑料挤出机主要由旋转螺杆、推力轴承、加热装置、料筒、料斗和传动系统等多个部分组成^[4], 主要涵盖传动、挤压及加热冷却三大核心模块。其中, 传动模块负责驱动螺杆在特定的转矩下运转^[5]。在塑料挤出机的传动过程中, 输入轴齿轮受冲击、弯曲应力和接触应力的影响, 容易出现磨损、冲击、点蚀、塑性变形及疲劳等失效形式^[6]。其中, 疲劳失效是齿轮系统中最常见的失效形式之一, 也是齿轮系统性能急剧恶化的主要原因^[7]。齿轮疲劳的失效类型主要包括轮齿弯曲疲劳、热疲劳以及滚动和表面接触疲劳^[8]。在关于齿轮疲劳失效的研究中, 任艳艳等^[9]研究了齿面硬度、夹杂物、疲劳及腐蚀对齿轮箱故障的影响, 指出故障的原因是材料中的未溶铁素体导致了耐磨性下降。郭鹏辉等^[10]对齿

轮箱输出齿轮轴的断口进行分析, 结合强度校核与理化检验, 确认失效是由瞬时冲击引起的轴承与齿轮轴之间的相对滑动。GUAGLIANO等^[11]通过对渗碳和喷丸处理的齿轮进行试验和数值分析, 探讨了残余应力及微裂纹扩展导致疲劳失效的改进方法。这些研究强调了材料缺陷、外部冲击与滑动、残余应力以及微裂纹等因素对疲劳失效的影响, 未涉及设计方面的原因。本文针对某型号塑料挤出机输入轴高速挡离合器的内、外齿轮出现断齿的问题, 深入研究了齿轮因设计问题导致的失效。

1 失效设备的基本情况

塑料挤出机输入轴高速挡离合器的内、外轮齿发生断裂的具体位置如图1所示。该塑料挤出机输入轴高速挡离合器齿轮材料为20CrMnMo钢, 高速轴连接电动机, 已经运转4年, 额定转速为980 r/min, 电动机额定功率为10 600 kW, 齿轮模数 m 为5 mm, 内、外齿轮齿数 z_1 、 z_2 均为66, 齿宽 b 为70 mm, 分度圆直径均为330 mm。挤出机一直使用高速挡, 各个轮齿断裂的具体时间不同, 机器运行平稳, 振动在正常范围内。

收稿日期: 2024-10-10

作者简介: 马根, 男, 2000年生, 湖北宜昌人, 硕士; 主要研究方向为微试样测试技术、过程设备失效分析与预防; magen2000@163.com。

关凯书(通信作者), 男, 1962年生, 黑龙江五常人, 博士, 教授, 博士研究生导师; 主要研究方向为承压设备结构完整性、微试样测试技术、过程设备失效分析与预防; guankaishu@ecust.edu.cn。

引用格式: 马根, 钟继如, 关凯书. 塑料挤出机输入轴齿轮失效分析[J]. 机械传动, 2026, 50(3): 187-192.

MA Gen, ZHONG Jiru, GUAN Kaishu. Failure analysis of input shaft gear of plastic extruder[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2026, 50(3): 187-192.



免费获取

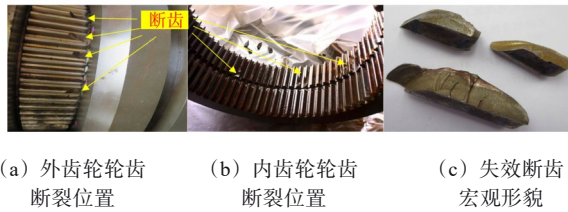


图1 齿轮断裂位置及宏观形貌

Fig. 1 Location and macroscopic morphology of the fractured gear teeth

图2为断齿示意图。图2中，红色部分表示轮齿断裂处。其中，外齿断齿数为15，内齿断齿数为5，内齿和外齿均断裂在一侧，断裂长度约为齿长的1/4。

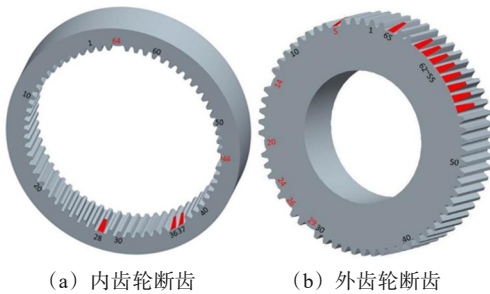


图2 断齿示意图

Fig. 2 Illustrative diagram of the fractured gear teeth

2 检验与分析

2.1 宏观断口形貌分析

图3所示为断裂轮齿的宏观形貌。图3中，断口存在明显疲劳台阶，断裂源位于齿轮外表面并沿周向扩展，符合疲劳断裂特征(包含裂纹起源区、稳扩区和最后瞬时断裂区^[12])。瞬时断裂区(红褐色区域)面积较小，表明断裂时施加的载荷相对较小，疲劳裂纹已充分扩展。



图3 断齿的宏观形貌

Fig. 3 Macroscopic morphology of the fractured gear tooth

表1 化学成分及相应的标准

Tab. 1 Chemical composition and corresponding standard

元素	C	Si	Mn	S	P	Cr	Mo
断齿齿轮含量/%	0.20	0.27	0.87	0.01	0.01	1.17	0.18
标准GB/T 3077—2015含量/%	0.17~0.23	0.17~0.37	0.9~1.2	≤0.035	≤0.035	1.1~1.4	0.2~0.3

表2 维氏硬度试验标准

Tab. 2 Vickers hardness test standards

试验力范围/N	硬度符号	试验名称
≥49.03	≥HV5	维氏硬度试验
1.961~<49.03	HV0.2~<HV5	小力值维氏硬度试验
0.098 07~<1.961	HV0.01~<HV0.2	显微维氏硬度

表3 布氏硬度测试结果

Tab. 3 Test results of the Brinell hardness

试样位置	同一试样上不同点的硬度值/HB		
表面	266	273	269
芯部	270	257	273

2.2 扫描电镜分析

图4(a)所示为断齿扫描电镜低倍照片；图4(b)所示为其高倍照片，表面有明显的疲劳辉纹；图4(c)所示为轮齿接触面齿顶的扫描电镜形貌，接触面上存在明显的塑性挤压痕迹；图4(d)所示为轮齿接触面扫描电镜形貌，可观察到沿齿高方向的滑移痕迹，这表明在实际工况中，齿轮副中心线存在不对中的情况。

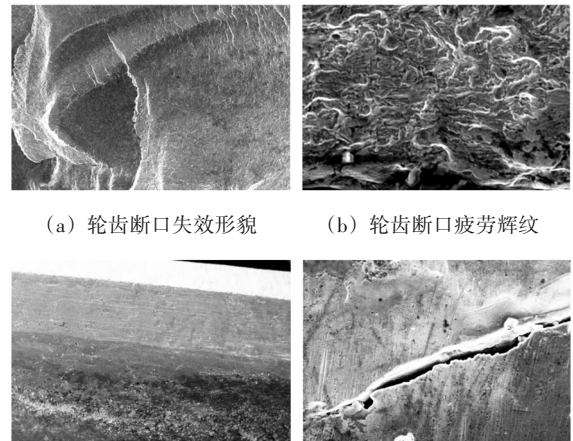


图4 齿轮断口及接触面扫描电镜形貌图

Fig. 4 Scanning electron microscope morphology of gear fracture and contact surfaces

2.3 化学成分分析及硬度测试

2.3.1 化学成分分析

表1所示为分析结果及化学成分标准。齿轮材料化学成分与标准GB/T 3077—2015中20CrMnMo钢成分相符^[13]，成分合规，无明显杂质超标问题。

2.3.2 硬度测试

在失效轮齿的断口附近取硬度测试试样，按照GB/T 4340.1—2009^[14]的要求(表2)，采用显微硬度计对试样的表面和芯部进行硬度试验。将试验结果转换成布氏硬度，结果如表3所示。轮齿表面平均硬度为269 HB，芯部平均硬度为267 HB，二者基本一致，表明齿轮表面未进行渗碳等表面强化处理，抗疲劳性能有限。

3 有限元分析

通过对齿轮接触面进行扫描电镜分析, 发现齿轮副中心线存在不对中的情况。为进一步分析失效的原因, 采用有限元分析法对齿轮副中心线的不对中情况进行了模拟研究。

3.1 有限元求解过程

在塑料挤出机输入轴高速挡齿轮中, 外齿轮为齿轮轴结构, 可自由旋转, 齿轮轴连接电动机; 换挡齿轮(内齿轮)套在外齿轮上, 工作时连接外齿轮和其他齿轮, 以传递力矩。内齿轮主要受两个力矩的作用: 一是在输入、输出齿轮的作用下产生的转矩; 二是齿轮啮合带来的反向力矩。

塑料挤出机电动机额定功率为 10 600 kW。根据工作功率不超过额定功率的 80% 的要求, 即 $P=8\ 480\text{ kW}$ 进行计算; 电动机额定转速 $n_1=980\text{ r/min}$ 。齿轮转矩 T 的表达式为

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} \quad (1)$$

将数据代入式(1)可得 $T=8.264 \times 10^7\text{ N}\cdot\text{mm}$ 。

表4所示为内、外齿轮的主要尺寸。

表4 内、外齿轮尺寸

Tab. 4 Dimensions of internal and external gears

外齿轮/mm				内齿轮/mm			
齿顶圆直径	齿根圆直径	齿宽	内径小圆直径	齿顶圆直径	齿根圆直径	齿宽	外径大圆直径
337	319	70	190	322	341	70	400

图5所示为齿轮副网格划分后的模型。将划分好的模型导入 Ansys 软件中, 模型材料为 20CrMnMo 钢, 弹性模量 $E=206\text{ GPa}$, 泊松比 $\nu=0.3$ 。接触面为 contal174 单元, 目标面为 target170 单元。对于接触模型, 接触面节点(外齿轮齿面节点)与目标面节点(内齿轮齿面节点)成对出现, 形成接触对。其中, 网格模型共有节点 56 233 个, 单元 82 369 个; 每个接触面上共有 25 个单元, 35 对接触点, 35 个节点。

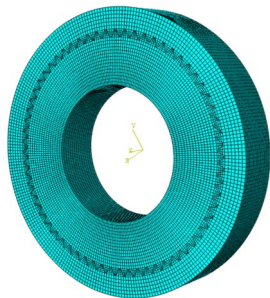


图5 齿轮副网格划分模型

Fig. 5 Meshing model of the gear pair

除了齿轮副中心线不对中的情况外, 齿轮副在装配过程中还可能出现中心线不平行的情况。因此,

将针对3种情况进行有限元分析。

1) 齿轮副正常配合

在齿轮副正常配合的情况下, 施加边界条件。包括在外齿轮中心位置创建主节点(单元类型 MASS21), 实现对外齿轮内表面节点的控制; 对主节点施加 UX、UY、UZ、ROTX、ROTY 方向的约束, 并施加 MZ 方向转矩 $T=8.264 \times 10^7\text{ N}\cdot\text{mm}$; 对内齿轮的端面实现 UZ、ROTZ 方向的约束, 对求解结果进行控制。分析类型为小变形、小应变静态分析, 载荷步的结束时间设定为 1 s, 开始子步数设置为 100, 最大子步数设为 200, 最小为 100。其中, U 为平动自由度; ROT 为旋转自由度; M 为旋转变矩。

2) 齿轮副中心线不平行

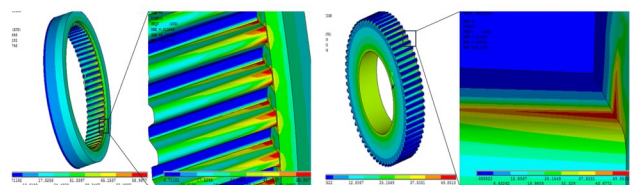
在1)的边界条件基础上, 通过对外齿轮主节点施加 MX 方向的弯矩来模拟齿轮副中心线的不平行情况。

3) 齿轮副中心线不对中

在1)的边界条件基础上, 通过对外齿轮主节点施加 UY 方向的微小位移来模拟齿轮副中心线的不对中情况。

3.2 有限元分析结果

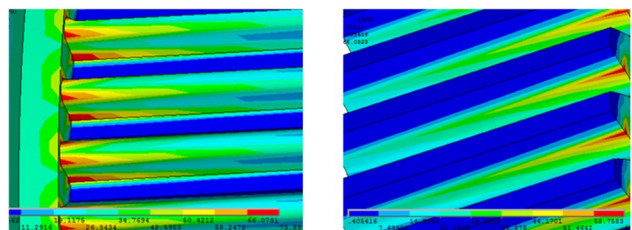
根据上述有限元求解条件, 得到的结果如图6~图8所示。



(a) 内齿轮 von Mises 应力图 (b) 外齿轮 von Mises 应力图

图6 齿轮副正常配合条件下的 von Mises 应力分布

Fig. 6 Von Mises stress distribution of the gear pair under normal assembly conditions



(a) 内齿轮 von Mises 应力图 (b) 外齿轮 von Mises 应力图

图7 齿轮副中心线不平行条件下的 von Mises 应力分布

Fig. 7 Von Mises stress distribution of the gear pair under non-parallel centerline conditions

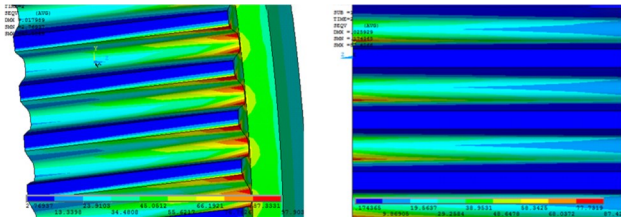
1) 齿轮副正常配合

如图6所示, 内、外齿轮应力均集中在同侧齿根处, 出现明显应力集中现象, 与实际断齿位置一致。

2) 齿轮副中心线不平行

图7为在 MX 方向施加 $2 \times 10^6\text{ N}\cdot\text{mm}$ 弯矩后的等

效应力分布图。内、外齿轮的最大等效应力均出现在齿根处。施加不同弯矩时的等效应力值如表5所示。其中,端面1表示应力较大的侧面,端面2表示应力较小的侧面。



(a) 内齿轮 von Mises 应力图 (b) 外齿轮 von Mises 应力图
图8 齿轮副中心线不对中条件下的 von Mises 应力分布

Fig. 8 Von Mises stress distribution of the gear pair under misaligned centerline conditions

表5 施加不同弯矩后的等效应力值

Tab. 5 Equivalent stress values after applying different bending moments

组数	增加MX方向弯矩/(N·mm)	外齿轮齿根最大等效应力/MPa		内齿轮齿根最大等效应力/MPa	
		端面1	端面2	端面1	端面2
1	0	56.02	31.41	65.87	35.91
2	5×10 ⁵	58.53	33.40	67.70	37.68
3	1×10 ⁶	61.03	34.75	69.54	37.29
4	2×10 ⁶	66.05	40.89	71.52	43.49
5	5×10 ⁶	81.21	55.21	81.28	53.78

由表5、图7可知,在施加MX方向的弯矩后,当弯矩较小时,内、外齿轮的最大应力均出现在啮合面的齿根;当MX方向的弯矩增加到2×10⁶ N·mm时,外齿轮齿顶的最大等效应力达到73.89 MPa,超过齿根应力,与实际断齿均发生在齿根的现象不符,表明中心线不平行对传动影响有限。

3) 齿轮副中心线不对中

图8为在UY方向增加0.01 mm位移后的等效应力分布图。由图8可知,内、外齿轮的应力集中区域均位于靠近端面1的齿根处。施加UY方向不同的位移后,应力变化值如表6所示。

表6 施加不同位移后的应力变化

Tab. 6 Stress variation after applying different displacements

组数	施加UY位移/mm	外齿轮端面1齿根应力范围/MPa	应力变化幅值/MPa	内齿轮端面1齿根应力范围/MPa	应力变化幅值/MPa
1	0.005	71.71~40.35	31.36	81.87~48.51	33.36
2	0.01	87.43~24.71	62.72	97.90~35.24	62.66
3	0.05	218.36~5.30	213.06	235.95~4.16	231.79
4	0.1	361.46~4.96	356.50	423.85~3.61	420.24

由表6可知,施加UY方向的位移后,内、外齿轮啮合面齿根的应力变化幅值显著增加。该结果表明,微小的位移变化对齿轮的应力集中现象具有显著影响,直接导致齿根应力幅值的增加,从而加速疲劳源的形成,促进疲劳失效的发生。

4 输入轴的弯曲刚度校核计算

针对有限元模拟中齿轮副中心线不对中对齿轮齿根处应力变化的显著影响,进行了输入轴弯曲刚度的校核计算,以进一步分析齿轮副中心线不对中情况产生的原因。

轴的当量直径d_v为

$$d_v = \sqrt[4]{L \left(\sum_{i=1}^Z \frac{l_i}{d_i^4} \right)} \quad (2)$$

式中,L为阶梯轴的计算长度,m;Z为阶梯轴计算长度内的轴段数;l_i为阶梯轴第i段的长度,mm;d_i为阶梯轴第i段的直径,mm。

当载荷作用在两支承之间时,L=l(l为支撑跨距);当载荷作用于悬臂端时,L=l+K(K为轴的悬臂长度)。根据式(2)计算可得d_v=227.5 mm。

轴的惯性矩I为

$$I = \frac{\pi d_v^4}{32} \quad (3)$$

由式(3)计算可得I=2.6299×10⁸ mm⁴。

为简化烦琐的计算过程,经验算后选择在只有圆周力作用时进行弯曲刚度的校核计算。图9为一对齿受圆周力的示意图。

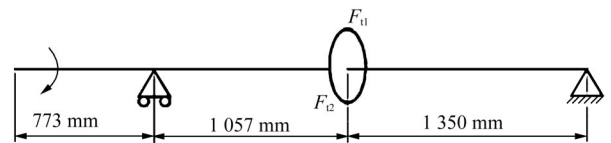


图9 一对齿受圆周力示意图

Fig. 9 Schematic diagram of gear teeth subjected to circumferential forces

仅有单齿啮合时,齿轮处轴挠度y₁及右支承处转角θ₁分别为

$$\begin{cases} y_1 = \frac{F'_t \times 1057 \times 1350}{6EIL} \times (L^2 - 1350^2 - 1057^2) \\ \theta_1 = \frac{F'_t \times 1057 \times 1350 \times (L + 1057)}{6EIL} \end{cases} \quad (4)$$

其中,整个齿轮所受的圆周力F_t与单个轮齿所受的圆周力F'_t的计算式分别为

$$\begin{cases} F_t = 2T/d_v \\ F'_t = F_t/66 \end{cases} \quad (5)$$

由式(5)可得,F_t=500 828.7 N,F'_t=7 588.3 N。

轴的弹性模量E=2.06×10⁵ N/mm²;轴的惯性矩I=2.6299×10⁸ mm⁴;轴的长度L=2 407 mm。代入式(4)可得y₁=0.039 5 mm,θ₁=4.794 1×10⁻⁵ rad。

若载荷分配严重不均匀,各对齿的力不能相互抵消,则齿轮处轴的挠度y和许用挠度[y]分别为

$$\begin{cases} y = y_1 \times 66 \\ [y] = 0.03m_n \end{cases} \quad (6)$$

式中, m_n 为法向模数。代入数据得: $y=2.607\text{ mm}$, $[y]=1.15\text{ mm}$ 。可知齿轮轴的挠度远远大于安装齿轮轴的许用挠度, 轴的弯曲刚度不足, 齿轮轴挠度的变化会导致齿轮副中心线不对中情况的发生。

5 分析与讨论

5.1 齿轮的失效形式

对轮齿断口进行扫描电镜形貌分析, 观察到齿轮表面存在明显的疲劳辉纹, 表明齿轮已发生疲劳失效。此外, 齿面上出现了因齿轮副中心线不对中所引起的塑性挤压和滑移痕迹。在法向压力的作用下, 相互接触的表面会发生挤压并产生往复相对滑动, 继而加剧齿轮的磨损, 导致动态损伤, 最终缩短其使用寿命^[5]。

5.2 有限元分析总结

根据齿轮的有限元分析结果, 内、外齿轮应力集中主要发生在齿根部位。当施加 MX 方向 $2 \times 10^6\text{ N}\cdot\text{mm}$ 的弯矩时, 外齿轮齿顶的最大等效应力为 73.89 MPa , 超过了齿根处的应力。这一现象与实际不符, 因为内齿轮的断齿均出现在齿根部, 表明齿轮副中心线不平行程度对传动的并不显著。若齿轮副中心线不平行程度影响较大, 内齿轮的断齿应出现在靠近齿顶的啮合面位置。

此外, 齿轮副中心线的不对中对齿根的等效应力有显著影响, 导致齿轮齿根部位的应力变化幅值增大。在齿轮运行过程中, 过大的交变应力加速了微裂纹的生成, 进一步促使疲劳源的生成与裂纹扩展, 最终导致疲劳失效。

5.3 轴的刚度影响

刚度不足会导致轴产生变形和位移, 进而引起显著的挠度和转角。在有限元分析中, 对主节点施加 UY 方向 0.01 mm 的微小位移, 内、外齿轮齿根处的应力变化幅值分别为 62.66 、 62.72 MPa ; 施加 0.05 mm 的微小位移时, 内、外齿轮齿根处的应力变化幅值分别为 231.79 、 213.06 MPa 。计算结果表明, 在单齿啮合状态下, 齿轮处轴的挠度为 0.0395 mm 。然而, 实际加工和装配中的不均匀性导致载荷分配不均, 各对齿的力无法相互抵消, 这会使齿轮轴的挠度超过 0.0395 mm 。因此, 根据表5的结果可以推断, 在此挠度下, 齿轮齿根处的应力幅值变化将会增大, 加速疲劳源的生成, 并促进疲劳失效的发生。

此外, 轴刚度不足导致轴变形与位移, 加剧齿轮副中心线不对中, 引发齿面相对滑动与应力集中, 加速疲劳失效; 因此, 提升轴的刚度、提高齿轮的制造和装配精度, 尽量降低载荷分配的不均匀性, 以减少齿轮间的相对滑动, 将有助于延缓齿轮的疲

劳失效进程。

5.4 齿面硬度的影响

硬度测试结果表明, 齿轮表面未经过渗碳等表面热处理。渗碳等表面热处理能够在齿轮表面形成较深的硬化层, 从而提高其疲劳强度, 使其能够承受更大的冲击载荷, 增强耐磨性和耐腐蚀性^[16]。硬度较低会降低齿轮的抗磨损能力和抗疲劳性能, 进而加速疲劳失效的进程。改善齿面材料的特性, 例如增加硬度或应用涂层, 对于延缓疲劳失效的发生具有重要意义。

6 结论

通过对齿轮材料的理化检验分析、断口和接触面扫描电镜分析、有限元模拟以及刚度计算, 得知塑料挤出机输入轴高速挡离合器的内、外轮齿的失效形式为疲劳失效。得出如下结论:

- 1) 轴的弯曲刚度不足导致轴在工作时产生变形和位移。
- 2) 在实际情况下, 载荷分配的不均匀性使得各对齿的作用力无法相互抵消, 导致齿轮处轴的挠度增大, 增加了齿轮副中心线的不对中程度。
- 3) 上述过程导致内、外齿轮齿根处的应力幅值变化加剧, 加速了疲劳源的生成, 促进了疲劳失效的发生。

参 考 文 献

- [1] 张还. 基于 PLC 和智能温控表的塑料挤出机温度控制系统设计[J]. 工程塑料应用, 2010, 38(1): 76-79.
ZHANG Huan. Design of temperature control system of plastic extruder based on PLC and smart thermostat[J]. Engineering Plastics Application, 2010, 38(1): 76-79.
- [2] 龚成龙, 刘永强, 田锦明, 等. 塑料成型挤出机现场总线控制系统[J]. 仪表技术与传感器, 2009(12): 61-63.
GONG Chenglong, LIU Yongqiang, TIAN Jinming, et al. Fieldbus control system of plastic profile extruder[J]. Instrument Technique and Sensor, 2009(12): 61-63.
- [3] 闫兵, 马琰. 单螺杆挤出机温度时变性与非线性控制的解决方法[J]. 计算机测量与控制, 2014, 22(4): 1076-1078.
YAN Bing, MA Yan. Single screw extruder temperature time-varying and non-linear control solution[J]. Computer Measurement & Control, 2014, 22(4): 1076-1078.
- [4] 王莉, 张宏. 基于 PLC 的塑料挤出机控制系统设计[J]. 合成树脂及塑料, 2020, 37(2): 59-62.
WANG Li, ZHANG Hong. Design of a control system for plastic extruder based on PLC[J]. Synthetic Resin and Plastics, 2020, 37(2): 59-62.
- [5] 孟锦涛, 国海, 王磊, 等. 基于 GA 优化的模糊 PID 塑料挤出机温度控制系统设计[J]. 工程塑料应用, 2023, 51(4): 84-90.
MENG Jintao, GUO Hai, WANG Lei, et al. Design of fuzzy PID temperature control system for plastic extruder based on GA optimi-

- zation[J]. *Engineering Plastics Application*, 2023, 51(4): 84-90.
- [6] 陈娜, 皇百红. 齿轮用渗碳钢弯曲疲劳试验浅析[J]. *汽车工艺与材料*, 2017(11): 67-72.
CHEN Yun, HUANG Baihong. Analysis on bending fatigue test of carburized steel for gear[J]. *Automobile Technology & Material*, 2017(11): 67-72.
- [7] PENG X Q, LIU G, WU L Y, et al. A stochastic finite element method for fatigue reliability analysis of gear teeth subjected to bending[J]. *Computational Mechanics*, 1998, 21(3): 253-261.
- [8] 袁洁, 纪宏超, 宋昌哲, 等. 齿轮疲劳裂纹萌生与扩展行为研究现状[J]. *机械传动*, 2023, 47(5): 167-176.
YUAN Jie, JI Hongchao, SONG Changzhe, et al. Research status of initiation and expansion behavior of gear fatigue cracks [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2023, 47(5): 167-176.
- [9] 任艳艳, 王亚强. 风机齿轮箱太阳轮花键失效分析研究[J]. *机械传动*, 2023, 47(11): 117-122.
REN Yanyan, WANG Yaqiang. Failure analysis of sun gear splines in fan gearboxes [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2023, 47(11): 117-122.
- [10] 郭鹏辉, 刘世军, 徐文博, 等. 造粒机组主齿轮箱输出齿轮轴断裂失效分析[J]. *机械传动*, 2023, 47(9): 151-159.
GUO Penghui, LIU Shijun, XU Wenbo, et al. Fracture failure analysis of the output gear shaft for a granulator main gearbox [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2023, 47(9): 151-159.
- [11] GUAGLIANO M, RIVA E, GUIDETTI M. Contact fatigue failure analysis of shot-peened gears [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2002, 9(2): 147-158.
- [12] 卿光辉. 飞机结构疲劳与断裂[M]. 北京: 中国民航出版社, 2015: 21-39.
QING Guanghui. *Fatigue and fracture of aircraft structures* [M]. Beijing: China Civil Aviation Press, 2015: 21-39.
- [13] 全国钢标准化技术委员会. 合金结构钢: GB/T 3077—2015[S]. 北京: 中国标准出版社, 2015: 3-11.
National Technical Committee of Steel Standardization. *Alloy structure steels: GB/T 3077—2015* [S]. Beijing: Standards Press of China, 2015: 3-11.
- [14] 全国钢标准化技术委员会. 金属材料 维氏硬度试验 第1部分: 试验方法: GB/T 4340. 1—2009[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009: 134-139.
National Technical Committee of Steel Standardization. *Metallic materials—Vickers hardness test—part 1: test method: GB/T 4340. 1—2009* [S]. Beijing: Standards Press of China, 2009: 134-139.
- [15] 赵紫荆. 行星齿轮-轴承过盈配合面微动疲劳研究[D]. 重庆: 重庆交通大学, 2023: 1-2.
ZHAO Zijin. *Research on fretting fatigue of planetary gear-bearing interference fit surface* [D]. Chongqing: Chongqing Jiaotong University, 2023: 1-2.
- [16] 陈治, 李宝奎, 卢金生, 等. 渗氮处理在重载齿轮上的应用进展 [J]. *金属热处理*, 2023, 48(3): 104-111.
CHEN Zhi, LI Baokui, LU Jinsheng, et al. Application and process of nitriding treatment in heavyduty gears [J]. *Journal of Metal Heat Treatment*, 2023, 48(3): 104-111.

Failure analysis of input shaft gear of plastic extruder

MA Gen ZHONG Jiru GUAN Kaishu

(School of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China)

Abstract: [Objective] Aiming at the multi-tooth fracture problem of the high-speed clutch gear on the input shaft of a certain type of plastic extruder, the failure mechanism was explored, the fracture cause was clarified, and a basis was provided for gear structure improvement and service life enhancement. [Methods] Firstly, through macroscopic fracture morphology analysis and scanning electron microscope (SEM) characterization, the fatigue steps, fatigue striations on the fracture, and plastic extrusion/slip marks on the tooth surface were observed, and the failure mode was initially determined. Secondly, chemical composition detection and hardness testing were carried out to verify the compliance of the gear material composition, and the hardness of the tooth surface and core was tested to determine whether surface strengthening treatment had been performed. Then, the finite element method was used to establish a gear pair model, and three working conditions (normal fit, non-parallel centerlines, and misaligned centerlines) were simulated to analyze the stress distribution law of the tooth root, with emphasis on quantifying the influence of centerline misalignment on the tooth root stress amplitude. Finally, the bending stiffness check of the shafting was conducted, and the influence of insufficient shaft stiffness on the alignment of the gear pair centerlines was verified by calculating the equivalent diameter, moment of inertia of the shaft, and deflection at the gear. [Results] The gear failure mode is fatigue fracture, with obvious fatigue striations and fatigue source areas visible on the fracture. Insufficient bending stiffness of the shaft causes the shaft deflection at the gear to exceed the allowable deflection, leading to misalignment of the gear pair centerlines. When the displacement in the Y direction of the translational degree-of-freedom is 0.01 mm, the stress amplitudes at the tooth roots of the internal and external gears reach 62.66 MPa and 62.72 MPa respectively, which accelerate the initiation and propagation of fatigue cracks. No strengthening treatment such as carburizing is performed on the gear surface, which further reduces the fatigue resistance.

Key words: Plastic extruder; Gear; Fatigue fracture; Failure analysis

(编辑: 李凯阳)