

# 基于多体动力学的大造粒齿轮箱拨叉换挡机构轴承选型与花键配合设计方法研究

陈进<sup>1</sup>, 李明阳<sup>2</sup>

(1. 中石化上海石油化工股份有限公司, 上海 200540;

2. 南京高精齿轮集团有限公司, 江苏 南京 211103)

**摘要:** 针对目前大造粒齿轮箱拨叉换挡机构振动偏大的问题, 以正在研制的上海石化大造粒齿轮箱为研究对象, 从轴承配置和花键侧隙两个方面进行了分析与优化设计, 建立了考虑轴承刚度、花键侧隙、不对中量等因素的传动系统多体动力学分析模型, 分析对比了圆锥滚子轴承和深沟球轴承在作为换挡齿轮支撑时传动系统的动态响应, 研究了齿顶定位花键和齿侧定位花键对拨叉换挡系统不对中量的影响, 基于此分析对比了两种花键配合方法对系统动态响应的影响。结果表明圆锥滚子轴承具有更高抗倾覆能力, 齿顶定位花键能提供更高的对中精度, 两者都可以一定程度地降低大造粒齿轮箱拨叉换挡机构处的振动响应。

**关键词:** 大造粒齿轮箱; 轴承; 花键; 减振

**引用论文:** 陈进, 李明阳, 基于多体动力学的大造粒齿轮箱拨叉换挡机构轴承选型与花键配合设计方法研究[J]. 橡塑技术与装备, 2026, 52(4):71-77.

**中图分类号:** TQ330.663

**文献标识码:** B

**文章编号:** 1009-797X(2026)04-0071-07

**DOI:**10.13520/j.cnki.rpte.2026.04.015

## 0 绪论

随着石化行业对高性能造粒设备需求的日益增长, 大型双螺杆挤压造粒机组已成为核心生产装置, 其传动系统齿轮箱的可靠性与换挡性能直接决定了造粒工艺的连续性和生产效率<sup>[1-2]</sup>。由于造粒工艺需根据物料特性(如熔融黏度、塑化温度)动态调整螺杆转速与扭矩, 因此齿轮箱至少需具备两种速比挡位, 以满足不同工况的切换需求。对于中小型挤压造粒机组, 可采用变频方式调节转速; 但对于大型挤压造粒装置, 由于主电机功率过大, 变频调速成本过高, 因此国内外主流大型造粒机组均采用拨叉换挡结构进行速比切换<sup>[3]</sup>。

国内常用的大造粒机组包括: 日本神户制钢所的 LCM 机型、日本制钢所的 CMP 机型、德国 Coperion 的 ZSK 机型等, 目前三种机型的主齿轮箱都存在拨叉换挡机构处噪音较大的问题<sup>[4-5]</sup>, 本文以 LCM 机型为例, 讨论拨叉换挡机构的减振优化方法, LCM 机型主齿轮箱的传动结构如图 1 所示。

## 1 大造粒齿轮箱拨叉换挡结构概述和减振优化策略

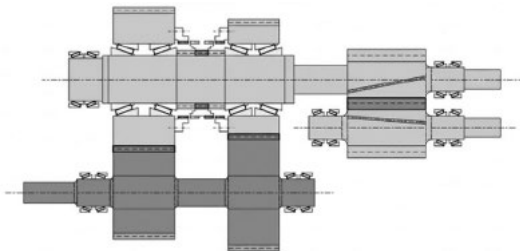


图 1 LCM 主齿轮箱传动系统

### 1.1 拨叉换挡结构概述

拨叉换挡机构的三维外观如图 2 所示, 长输出轴上设有可以沿轴向移动的花键轮, 花键轮中间开设滑槽, 通过手柄操纵拨叉, 拨叉带动滑块在滑槽中移动, 从而推动花键轮在轴向运动, 花键轮上的外花键与齿轮内花键啮合, 从而实现该挡位齿轮副的扭矩传递。

由于空间的原因, 换挡齿轮支撑方式采用内置式轴承配置: 外圈与齿轮内孔之间采用过盈配合, 内圈和长输出轴之间采用间隙配合。工作挡位下的支撑轴承内圈与外圈相对速度为零, 处于静连接状态, 另一挡位齿轮副处于空载状态, 齿轮副、轴承空转, 轴承

作者简介: 陈进(1979-), 男, 高级工程师, 主要从事炼化企业设备管理工作。

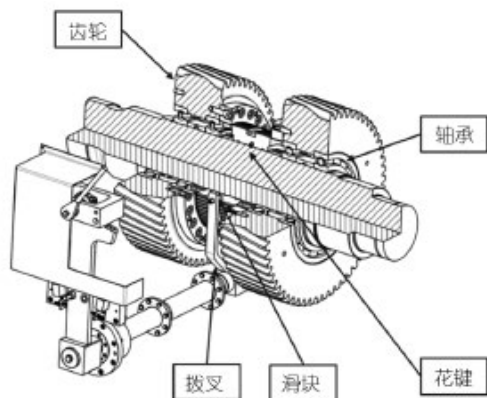


图2 拨叉换挡机构三维结构

的内圈与外圈存在相对转速。

## 1.2 拨叉换挡机构振动激励源分析

一般齿轮传动系统的振动激励源来自齿轮啮合、转子不平衡、制造加工误差等<sup>[6]</sup>，但结合国内外正在服役和新制大造粒齿轮箱的运转情况来看，拨叉换挡机构处的振动响应明显高于其他位置，因此，根据大造粒齿轮箱拨叉换挡机构的结构特征，导致问题的振动激励源可能来自以下几点：

### 1.2.1 换挡齿轮的支承轴承

工作挡位的轴承需要承受齿轮的轴向载荷和径向载荷，同时斜齿轮产生的轴向力会产生一个对轴承的倾覆力矩，由于轴承外圈直接引导齿轮轴线，倾覆力矩引起的不对中对齿轮啮合、系统振动噪音的影响都很大。

### 1.2.2 换挡花键

大造粒齿轮箱切换工作挡位需要停机换挡，为保证换挡过程流畅，花键轮不卡死，连接花键的侧隙一般会选取的较大，从而影响系统振动性能。

## 1.3 拨叉换挡机构减振优化策略

### 1.3.1 滚动轴承配置

提高换挡轴承刚度可以降低齿轮轴向力引起的倾覆不对中，进而降低振动。

目前工业齿轮箱中类似的拨叉换挡机构一般使用成对深沟球轴承或成对圆锥滚子轴承。成对圆锥滚子以背对背形式安装。成对深沟球轴承一般选择内部游隙较大的轴承，通过调整内圈进行零游隙调整，可以产生一个初始接触角。

一般认为滚子轴承的刚性优于球轴承，为比较两种滚动轴承配置对拨叉换挡振动性能的影响，制定两组规格相近的成对圆锥滚子轴承配置和成对深沟球轴

承配置作为仿真算例。

### 1.3.2 花键对中

提高花键对中精度可以有效降低振动响应。考虑到加工难度和定位精度，常使用的花键配合方式为齿侧配合和齿顶配合。

齿侧配合在承受纯扭载荷时，具有自定心效果，但由于大造粒齿轮箱为停机换挡，换挡过程中花键不受载，必须考虑花键在仅受重力情况下产生的径向不对中；齿顶定位有良好的对中能力，但是齿侧间隙较大。将起到轴向位移作用的花键副为花键1，直接连接齿轮的花键副为花键2，花键1在停机换挡时存在自重引起的径向不对中，花键2需要保证侧隙足够大以补偿花键1的不对中。

基于此，以DIN5480花键为例，确定三组花键1配合关系为算例，以对比不同花键配合关系、不同侧隙对拨叉换挡机构振动性能的影响，如表1所示。

表1 花键1设计方案

	花键1配合方式	花键1公差代号与精度
方案1	齿侧定位	7c-7H
方案2	齿侧定位	7d-7H
方案3	齿顶定位	9f-9H

## 2 轴承游隙设计与花键侧隙匹配方法

本文主要针对系统的动力学性能进行讨论，因此仅讨论与振动性能相关的参数设计方法，轴承游隙和预紧量是影响轴承倾覆刚度的重要因素之一，花键侧隙直接影响了花键副的不对中量，因此，以下对这些参数进行的设计方法展开详细讨论。

### 2.1 轴承游隙设计方法

轴承游隙是影响轴承刚度的重要因素之一，为确定换挡轴承的实际工作刚度，首先需要进行游隙设计。

理想状态下，换挡轴承进行零游隙调整可以获得最佳刚度，但零游隙轴承在乏油状态下极易卡死，保守设计一般偏向于工作游隙取较小的正游隙。

从目标工作游隙倒推，考虑内外圈温差、装配过盈量，即可得到初始预紧量，如式所示<sup>[7]</sup>，

$$r = r_{op} + \Delta r_{\text{温差}} + \Delta r_{\text{fit}} \quad (1)$$

式中， $r_{op}$ 为要求的工作游隙， $\Delta r_{\text{fit}}$ 为由配合引起的游隙减小量， $f_1$ 为内圈游隙减小系数， $\Delta r_{\text{温差}}$ 为温差产生的游隙减小量，一般情况下齿轮箱轴承内外圈温差约为5~10℃，但换挡轴承属于静连接，内外圈相对静止。此外，轴承外圈安装在齿轮上，内圈安装在轴上，因此温差较小，因此此处内外圈温差取2℃。温差对

轴承游隙的影响如式所示<sup>[7]</sup>,

$$\Delta r_{\text{温差}} = 0,012 \Delta T d_m \quad (2)$$

式中,  $\Delta T$  为内圈和外圈之间的温差,  $d_m$  为轴承平均直径。

过盈量的影响如式所示<sup>[7]</sup>,

$$\Delta r_{\text{过盈}} = \Delta_1 f_2 + \Delta_2 f_3 \quad (3)$$

式中,  $f_2$  为外圈游隙减小系数,  $\Delta_1$  为内圈和轴之间有效过盈量,  $\Delta_2$  为外圈和轴承座之间的有效过盈量。

## 2.2 花键侧隙匹配设计方法

花键 2 的侧隙需要确保能够补偿花键 1 在空载时的径向不对中和其他误差与变形。

花键侧隙设计方法可以参考 DIN3967 中齿轮侧隙的设计方法, 在确定所需最小工作侧隙后, 通过存在的误差、变形量等倒推设计侧隙, 如式所示<sup>[8]</sup>,

$$j_{\text{min}} = \sum A_j = \sqrt{A_{j_a}^2 + A_{j_{\Sigma\beta}}^2 + A_{j_{\Sigma\beta}}^2 + A_{j_F}^2 + A_{j_Q}^2} \quad (4)$$

式中,  $A_{j_a}$  为中心距偏差,  $A_{j_{\Sigma\beta}}$  为中心距偏差,  $A_{j_F}$  为齿面偏差,  $A_{j_Q}$  为弹性变形。

为保证花键齿面润滑并且满足拨叉换挡机构轴向移动的需求, 确定最小工作间隙为  $50 \mu\text{m}$ 。

根据外花键和内花键的装配定位方式, 分别确定两者的累计制造、装配误差<sup>[9]</sup>, 拨叉换挡机构花键副的装配、制造误差分布如图 3 所示, 齿面偏差值参考 DIN5480。

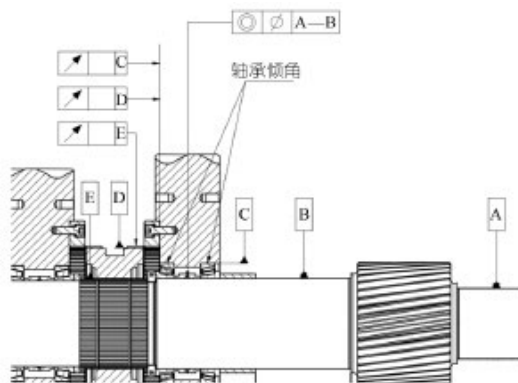


图 3 拨叉换挡机构累计误差分布示意图

花键 1 因自重产生的径向不对中量与花键 1 径向侧隙相同, 如图 4 所示。

综上, 可以确定与表中花键 1 匹配的花键 2 设计方案, 如表 2 所示。

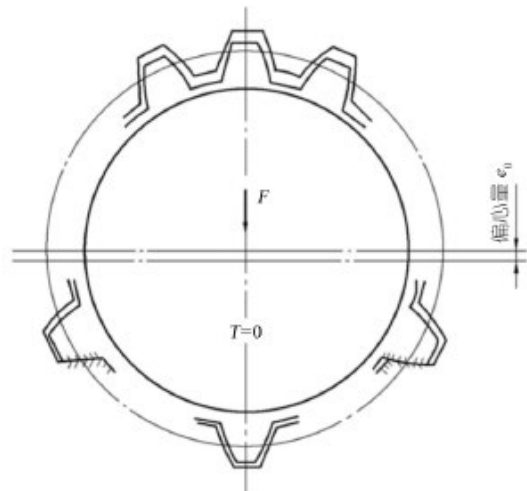


图 4 花键自重导致的径向不对中示意图

表 2 花键 2 设计方案

	花键 2 配合方式	花键 2 公差代号与精度
方案 1	齿侧定位	7a-7H
方案 2	齿侧定位	7a-7H
方案 3	齿侧定位	7c-7H

## 3 大造粒齿轮箱拨叉换挡机构多体动力学分析方法

### 3.1 动力学模型建模方法

借助 simpack 建立大造粒齿轮箱传动系统多体动力学模型, 如图 5 所示, 拓扑关系如图 6 所示。

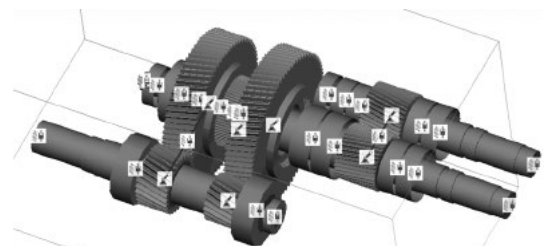


图 5 齿轮箱多体动力学模型

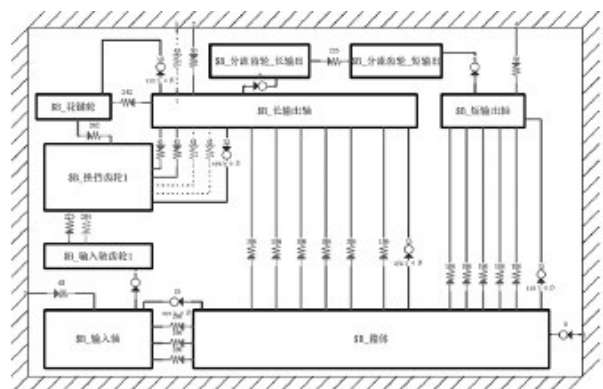


图 6 齿轮箱多体动力学拓扑关系

传动轴基于 Timoshenko 梁建立柔性轴模型；换挡轴承存在接触角，需要考虑各方向刚度间的耦合关系，因此换挡轴承表示为 6DOF 支承单元，其余轴承一般仅受径向力或轴向力，借助 Cylindrical Bushing 力元建立单自由度支承刚度；齿轮副借助 GearPair 力元，考虑时变啮合刚度；花键副借助 Spline Coupling 力元，考虑齿侧间隙和不对中，花键的不对中量通过花键轮结构的坐标位置偏移表示。

### 3.2 换挡轴承刚度计算方法

轴承游隙在 2.1 节已确定，除此之外，轴承实际接触角也是影响倾覆刚度的重要因素，圆锥滚子轴承和深沟球轴承在经过预紧之后，接触角均会发生变化，尤其对于深沟球轴承而言，如果以深沟球轴承接触角为  $0^\circ$  进行分析，将会得到深沟球轴承抗倾覆力矩极弱的错误结论，与工程实践不符，因此必须考虑轴承预紧对接触角的影响。

综上所述，借助专业轴承仿真软件 Simpro 建立长输出轴模型，如图 7 所示。

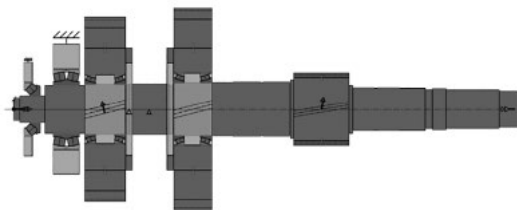


图 7 长输出轴 Simpro 模型

考虑轴承实际工作游隙和工作接触角，得到高速档和低速档两种工况下的轴承刚度矩阵。

### 3.3 花键不对中量计算方法

花键的不对中量可以分为角向不对中量和径向不

对中量，为了简化计算模型，将所有花键副的不对中量都转换为动力学模型中花键轮的坐标系偏移，分为：花键轮的角向与径向不对中，花键副 1 内花键相对于花键轮的角向、径向不对中，花键副 2 外花键相对于花键轮的角向、径向不对中。最终，偏差、变形量与不对中量的转化关系如表 3~表 5 所示。

表 3 花键轮偏移量对应关系

花键轮	不对中类型		对应误差、变形
	径向	角向	花键轮下沉偏移 —

表 4 花键 1 内花键偏移量对应关系

花键 1 内花键	不对中类型		对应误差、变形
	径向	角向	换挡轴承安装面同轴度，轴承径向变形； 轴承倾角，齿轮端面跳动，内花键端面跳动。

表 5 花键 2 外花键偏移量对应关系

花键 2 外花键	不对中类型		对应误差、变形
	径向	角向	长输出轴外花键跳动；花键轮外花键跳动； —

## 4 仿真结果与方案对比

在高速档和低速档两种工况下进行对比，高速档与低速档具体工况表 6 所示。

表 6 大造粒齿轮箱各档位工况

	输出转速 / (r·min <sup>-1</sup> )	功率 / kW
高速档	402.7	10 500
低速档	281.75	7 350

### 4.1 轴承方案结果对比

对比两种轴承方案下高速档动态啮合力，如图 8 所示；对比两种轴承方案下低速档动态啮合力，如图 9 所示：

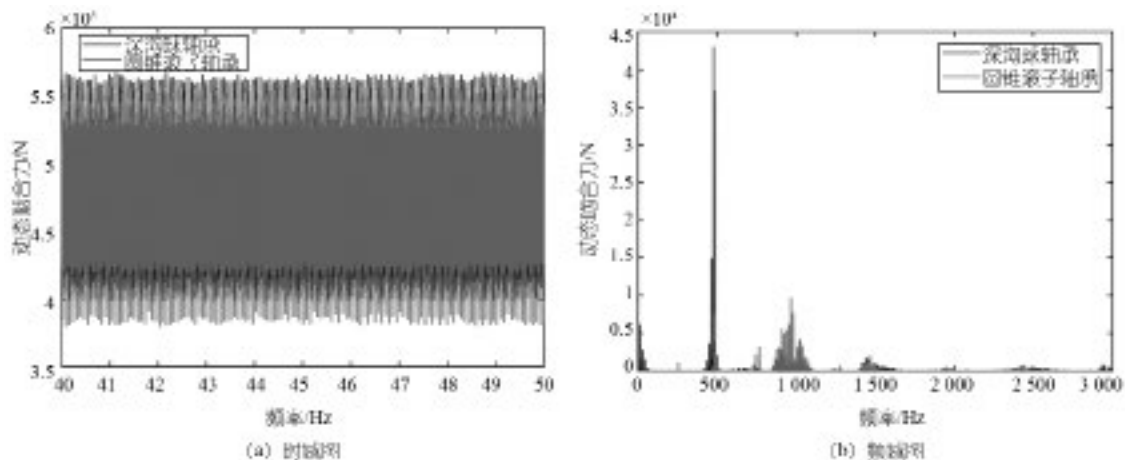


图 8 高速档动态啮合力结果对比图

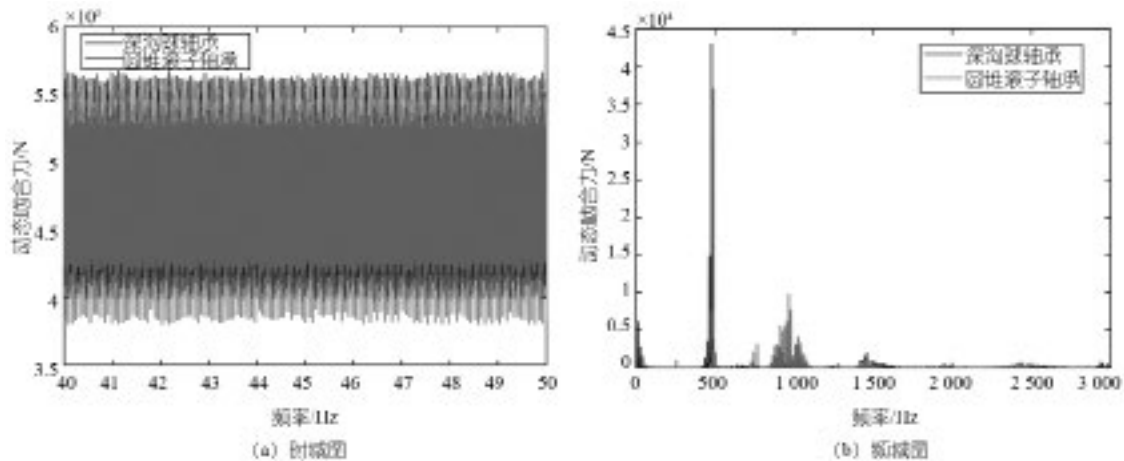


图9 低速挡动态啮合力结果对比图

定义动载荷系数  $K$  如式所示,用于评价振动大小,

$$K = \frac{F_{\max}}{F_n} \quad (5)$$

式中,  $F_{\max}$  为动载荷最大值,  $F_n$  为静载荷。

高速挡工况下,使用圆锥滚子轴承作为拨叉换挡机构的支撑轴承时,动载荷系数约为 1.185 2;使用深沟球轴承作为拨叉换挡机构的支撑轴承时,动载荷系数约为 1.236 6。使用圆锥滚子轴承作为拨叉换挡机构时,振动相较于深沟球轴承约降低了 4.34%。

低速挡工况下,使用圆锥滚子轴承作为拨叉换挡机构的支撑轴承时,动载荷系数约为 1.167;使用深沟球轴承作为拨叉换挡机构的支撑轴承时,动载荷系数约为 1.215。使用圆锥滚子轴承作为拨叉换挡机构时,振动相较于深沟球轴承约降低了 4.11%。

#### 4.2 花键方案结果对比

对比两种花键方案下齿轮动载荷的频域图,如图 10 所示。

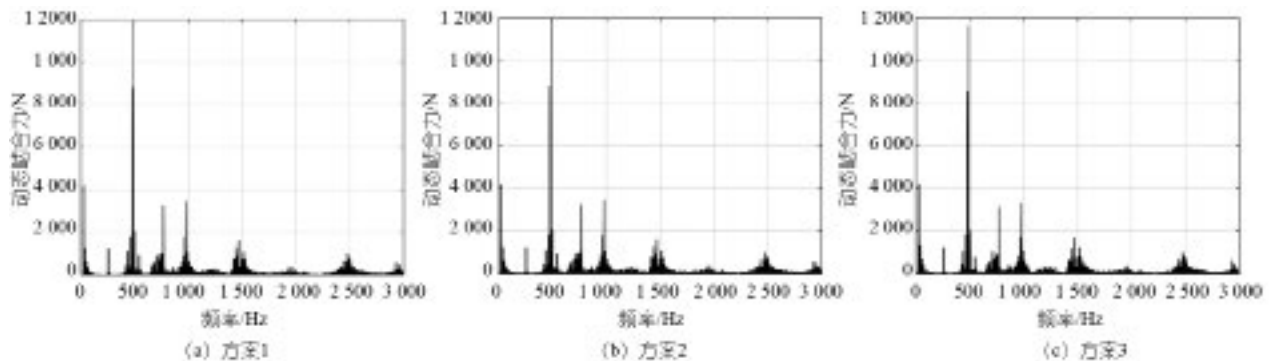


图10 不同花键方案齿轮动载荷频域图

可以发现,不同花键配置对齿轮动载荷的影响很小,三种方案的动载荷系数分别为 1.185 2、1.181 6、1.172 1,这是由于齿轮的定位由轴承外圈实现,花键副的不对中对齿轮歪斜度的影响不大。因此,提取花键轮的振动速度进行分析,花键轮在不同花键配置下的振动速度如图 11 所示:

花键配置方案 1 的振动速度均方根值为 24.4 mm/s,方案 2 为 21.3 mm/s,方案 3 为 15.8 mm/s,齿侧定位配合下,减小侧隙可以一定程度降低振动速度,但可调整范围很小,齿顶配合可以实现更好的振动抑制

效果。

## 5 结论

以大造粒齿轮箱拨叉换挡机构为研究对象,以降低振动噪音为导向,提出了轴承游隙和花键侧隙的设计方法,建立了大造粒齿轮箱多体动力学分析模型,对比了不同轴承方案和花键方案的传动系统振动响应,得到如下结论:

(1) 圆锥滚子轴承具有更优的倾覆刚度,在高速挡工况下,圆锥滚子轴承的动载荷较深沟球轴承降低

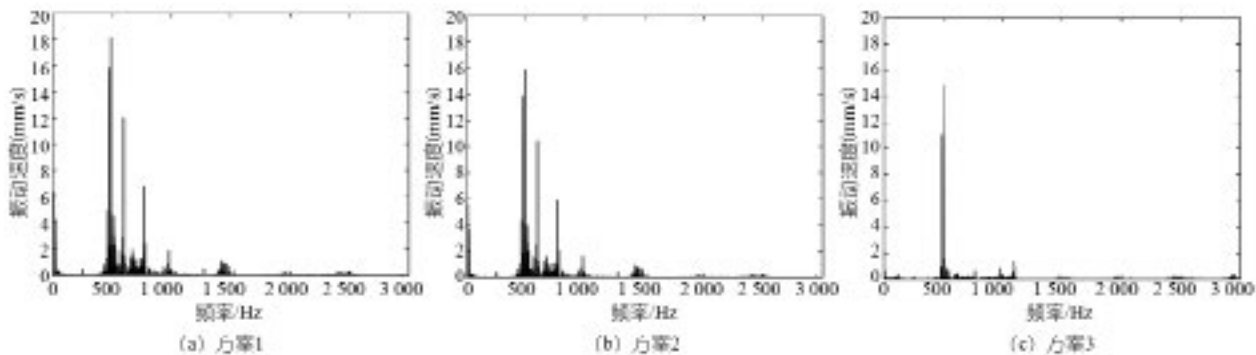


图 11 不同花键方案齿轮动载荷频域图

约 4.34%，低速挡工况下则降低约 7.34%。

(2) 齿顶定位花键相比于齿侧定位花键更有利于抑制传动系统振动，齿侧定位侧隙调整范围有限，减少侧隙的效果不明显，花键轮振动速度降低约 3.1 mm/s；齿顶定位提供了更好的径向定位精度，花键轮振动速度降低约 8.6 mm/s。

#### 参考文献：

- [1] (美)詹姆斯 L. 怀特 (James L.White), (韩)金永奎 (Eung K.Kim) 著, 任冬云译. 双螺杆挤出—技术与原理 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2013.
- [2] 王浩存. 国内聚烯烃装置常见挤出机主减速箱原理与故障 [J]. 石油和化工设备, 2016,19(12):82-85.
- [3] 张坤, 康少博, 徐文博, 等. 双螺杆挤出机关键技术研究与分析 [J]. 内燃机与配件, 2019,(14):160-162.
- [4] 毕超, 何智聪, 嵇耀, 等. 大型双螺杆挤压造粒机组齿轮箱轴系分析及齿轮箱相关核心技术 [J]. 橡塑技术与装备, 2025,41(02):23-40.
- [5] 刘梦华. 浅析大型混炼挤压造粒机组研制中的重大基础问题 [J]. 橡塑技术与装备, 2015,41(02):23-40.
- [6] 刘更, 刘岚, 王晋鹏, 等. 齿轮传动装置低噪声设计理论和方法 [M]. 北京: 科学出版社, 2021.
- [7] SKF Group.SKF 滚动轴承手册 [M].2019.
- [8] DIN 3967: Toleranzen für Stirnradverzahnungen (Tolerances for cylindrical gear teeth)[S]. Berlin: Deutsches Institut für Normung, 1978.
- [9] 叶志旋. 复杂不对中状态下多浮动花键—转子系统动力学特性研究 [D]. 大连理工大学, 2024.

## Research on bearing selection and spline fit design method for fork shifting mechanism of large granulation gearbox based on multibody dynamics

Chen Jin<sup>1</sup>, Li Mingyang<sup>2</sup>

(1. Sinopec Shanghai Petrochemical Co. LTD., Shanghai 200540, China;  
2.Nanjing High Precision Gear (NGC) Co. LTD., Nanjing 211103, Jiangsu, China)

**Abstract:** Addressing the issue of excessive vibration in the fork shifting mechanism of the large granulation gearbox, this paper focuses on the gearbox currently under development at Shanghai Petrochemical. Analysis and optimization design have been conducted from two aspects: bearing configuration and spline side clearance. A multi-body dynamics analysis model of the transmission system has been established, considering factors such as bearing stiffness, spline side clearance, and misalignment. Through model analysis, this paper compares the dynamic responses of the transmission system when using tapered roller bearings and deep groove ball bearings as the support for the shifting gear. It also investigates the effects of tooth tip locating splines and tooth side locating splines on the misalignment of the fork shifting system. Based on this analysis, the impact of the two spline mating methods on the system's dynamic response is compared. The results indicate that tapered roller bearings exhibit higher anti-overturning capabilities, and tooth tip

locating splines provide higher alignment precision. Both can reduce the vibration response at the fork shifting mechanism of the large granulation gearbox to a certain extent.

**Key words:** large granulation gearbox; bearing; spline; vibration damping

(R-03)

## 轮胎企业扩张，宣布 26 亿投资计划

**BKT expands and announces a 2.6 billion investment plan**

近日，印度 BKT 轮胎公司宣布了一项重大的战略调整，正式推出全新的全球品牌架构，并首次确认将进军印度消费轮胎市场。

这一举措标志着这家在全球非公路轮胎（OTR）领域占据重要地位的企业，正式向市场容量更大的公路出行领域拓展。

作为此次战略转型的核心，BKT 启动了一项高达 350 亿印度卢比（约合人民币 26.4 亿元）的投资计划。根据规划，公司将分阶段进入消费轮胎领域，首批上市的产品为针对两轮车的轮胎系列，后续则将逐步推出乘用车子午线轮胎。

在全新的品牌结构下，BKT 将其业务清晰地划分为两大板块：BKT 轮胎与 BKT 炭黑。其中，BKT 轮胎部门将整合集团的轮胎业务，同时覆盖 B2B 与 B2C 领域。在 B2B 侧，将继续深耕其传统的农业、采矿、工业和商用车非公路轮胎业务；而在 B2C 侧，则将正式面向大众消费者，提供两轮车及未来的乘用车轮胎产品。BKT 炭黑部门则将独立运营，专注于炭黑及工业材料业务，以强化产业链上游的竞争力。

产品规划方面，首批上市的两轮车轮胎包含两大系列：面向城市日常通勤的 Zenova 系列，以及适用于公路及轻度非公路场景的 Thyros 系列。

此外，BKT 还明确了其在商用车领域的路线图，计划于 2026 年 6 月推出卡车客车子午线轮胎。首推产品包括面向水泥运输、工程物流及区域货运场景的 m.Loadxpert（11.00R20）与 Milexpert RG（295/90R20）型号。

BKT 董事长兼总经理 Arvind Poddar 表示，进军消费轮胎市场是基于公司全球技术积淀与工程实力的自然延伸，旨在为印度消费者提供符合国际标准的产品。联席总经理 Rajiv Poddar 则指出，此次扩张是公司“2030 愿景”下的关键战略步骤。

公司已制定了清晰的增长路线图，目标是通过规范的投资与一体化的制造布局，到 2030 财年实现 2300 亿印度卢比的营业收入。

BKT 此次战略重组与市场拓展，不仅将改变其在印度本土市场的业务结构，也预示着这家全球化轮胎制造商将在更广阔的公路轮胎领域与国际巨头展开直接竞争。

摘编自“轮胎观察网”

(R-03)

