

【工程与技术】

基于 ANSYS 的新能源汽车减速器 中间轴齿的设计

李建恒¹, 陈育荣¹, 沈永平², 刘官钦¹

(1. 湖北汽车工业学院 汽车智能制造学院, 湖北 十堰 442002;
2. 东风汽车零部件(集团)有限公司 刃量具分公司, 湖北 十堰 442000)

摘 要:新能源汽车减速器的中间轴与传动齿轮的配合方式十分重要。针对目前市场上新能源汽车减速器轴齿采用花键配合方式制造成本高昂、加工工艺复杂等问题,提出了以过盈配合、过盈+辅助键和过盈+花键组合方式代替花键配合的解决方式,并通过创建模型使用有限元分析法进行仿真验证。研究结果表明,该款电动汽车减速器在现有要求下,中间轴与传动齿轮采用过盈+辅助键和过盈+花键组合方式能满足传递扭矩要求,采用过盈配合方式在本设计中不适宜传递全部扭矩,但通过优化设计参数,如改变配合公差或延长接触长度,能够可靠地传递驱动电机的峰值扭矩。

关键词:减速器;中间轴;传动齿轮;配合方式;新能源汽车;扭矩

中图分类号: U 463.2 **文献标识码:** A **DOI:**10.13486/j.issn.2097-4973.2026.02.010

0 引言

在电动汽车零部件逐渐通用化使用、规模化生产的背景下,部分零部件的设计制造仍被忽视,如可传递较高扭矩的新能源汽车减速器被使用在低扭矩要求的车型上,会导致资源浪费、部分小型汽车的生产成本高昂。改变新能源汽车减速器中间轴和传动齿轮的配合方式不仅能改变传递扭矩的范围,还能改变生产工艺,降低成本。目前,中间轴和传动齿轮普遍采用花键配合,内花键主要由拉床拉削,表面粗糙度 Ra 为 $1.6 \sim 3.2 \mu\text{m}$,外花键主要由花键铣床加工,粗铣留余量约 0.3 mm ,经热处理后再进行精磨, Ra 可降至 $0.4 \mu\text{m}$ 以下^[1]。这种配合方式不仅工艺复杂而且需要使用对应设备进行加工,在工厂的实际压装中还会出现 $0.1\% \sim 5\%$ 的传动齿轮断裂的情况,若采用更加精密的加工制造仪器,此问题出现的概率虽会大大降低,但将极大增加企业的制造成本。孙晓顺分析了粉末冶金齿轮用于齿轮输油泵中的过盈配合,发现改变齿轮的材料会增加原材料成本^[2]。周洋等基于 Matlab 研究了轴-齿轮过盈装配对齿形的影响,分析了齿形在过盈装配中的作用^[3]。李海宾研究了对渐开线花键大径定心过盈配合热装方式,验证了改善装配工艺的重要性^[4]。贾国海在齿轮轴采用过盈配合方式对轴肩微动影响研究中,阐述了采用过盈配合齿轮的微动对轴肩影响产生的失效^[5]。以上研究均对轴齿采用过盈配合进行了分析,侧重优化生产工

收稿日期:2025-09-04

基金项目:湖北省高等学校优秀中青年科技创新团队计划项目(T2022027)

第一作者简介:李建恒(1998—),男,河南濮阳人,硕士研究生,主要从事汽车差速器设计与研究。

E-mail:18339317917@139.com

通信作者简介:陈育荣(1964—),男,湖北十堰人,教授,博士,主要从事汽车关键零部件设计与研究。

E-mail:chenyurong@huat.edu.cn

艺,不适于新能源汽车降本增效理念。在此基础上,本文通过设计新能源汽车减速器中间轴与传动齿轮的配合方式,对不同功率的驱动电机合理选择轴齿过盈配合的过盈量或者不同的轴齿配合方式,以实现扭矩的传递,避免了盲目采用轴齿内花键配合增加制造成本,为其他机械轴齿结构的设计提供参考。

1 配合分析

在不考虑热损失与减速箱油流体摩擦的情况下,新能源汽车减速器的扭矩由驱动电机连接输入轴,经一对外啮合齿轮传至中间轴,再经二级减速后传至输出轴。输出齿轮与差速器壳体固定连接,由差速器实现左右两轮轴扭矩输出。其中间轴与传动齿轮主要失效形式有两种:一是齿轮承载切向力过大导致轮齿断裂^[6],二是齿轮与轴之间产生相对滑动^[7]。在本实验中,新能源汽车减速器驱动电机峰值扭矩设计为 $160 \text{ N} \cdot \text{m}$,中间轴与传动齿轮材料为 20CrMnTiH,尺寸参数如表 1 所示。

表 1 已知模型参数

名称	物理量	值	名称	物理量	值
输入轴斜齿分度圆直径	d_1/mm	35.67	轴齿配合直径	d_3/mm	34
传动齿轮分度圆直径	d_2/mm	105.311	摩擦系数	μ	0.12
传动齿轮粗糙度	$Ra_{\text{齿}}$	0.6	泊松比	γ	0.3
中间轴空心内径	d_4/mm	9	弹性模量	E/Pa	206×10^9
中间轴粗糙度	$Ra_{\text{轴}}$	0.6			

1.1 传动齿轮最大扭矩

电动机峰值扭矩 $M_e = 160 \text{ N} \cdot \text{m}$,输入轴齿轮分度圆直径 $d_1 = 35.67 \text{ mm}$,输入轴齿轮上圆周力

$$F_{t1} = \frac{2M_e}{d_1} = \frac{2 \times 160\,000}{35.67} \approx 8\,971.12 \text{ N}。$$

中间轴上传动齿轮圆周力 $F_{t2} = -F_{t1} = -8\,971.12 \text{ N}$ 。传动齿轮分度圆直径 $d_2 = 105.311 \text{ mm}$,中间轴上传动齿轮扭矩 $M_2 = \frac{d_2}{d_1} M_e \approx 472.38 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

1.2 采用过盈配合最小有效过盈量

轴与传动齿轮最小接触应力^[8] $P_{\min} = \frac{2M_2}{\pi d_3^2 l \mu} = 61.94 \text{ MPa}$,该最小接触应力为传动齿轮与实心轴的最小接触应力。式中: l 为中间轴与传动齿轮的配合长度(此处取 35 mm)。

由于齿轴为过盈配合,且实际工厂加工齿轴存在误差而非完全标准,所以应力会存在不均匀分布情况。传动齿轮修正系数 $C_1 = \frac{d_2^2 + d_3^2}{d_2^2 - d_3^2} + \gamma \approx 1.532\,7$,中间轴空心轴修正系数 $C_2 = \frac{d_3^2 + d_4^2}{d_3^2 - d_4^2} - \gamma \approx 0.850\,7$ 。

中间轴与传动齿轮最小理论过盈量

$$\delta_{\min} = P_{\min} \times d_3 \times \frac{C_1 + C_2}{E} \approx 24.37 \text{ } \mu\text{m}。$$

最小有效过盈量

$$\delta_{e\min} = \delta_{\min} + 1.2(Ra_{\text{轴}} + Ra_{\text{齿}}) = 25.81 \text{ } \mu\text{m}。$$

式中:1.2为安全系数。

1.3 校核最小有效过盈量

校核最大允许过盈量 $\delta_{\max} = \epsilon_{\max} \times d_3 = 51 \text{ } \mu\text{m}$ 。其中, $\epsilon_{\max}$ 为材料 20CrMnTiH 允许的极限拉伸应变。由于 $\delta_{e\min} = 25.81 \text{ } \mu\text{m} < \delta_{\max} = 51 \text{ } \mu\text{m}$,所以该中间轴与传动齿轮在过盈量方面处于安全范围内。最终过盈配合过盈量 $\delta = 1.5\delta_{e\min} = 38.715 \text{ } \mu\text{m}$,其中, δ 取 39,1.5为设计安全系数。

接触压力 $P = P_{\min} \times \frac{\delta}{\delta_{\min}} \approx 99.12 \text{ MPa}$, 径向应力 $\sigma_r = -P = -99.12 \text{ MPa}$, 切向应力

$$\sigma_t = -P \times \frac{d_3^2 + d_4^2}{d_3^2 - d_4^2} \approx -114.06 \text{ MPa},$$

Mises 等效应力(第四强度理论)

$$\sigma_{\text{von mises}} = \sqrt{\sigma_r^2 - \sigma_r \sigma_t + \sigma_t^2} \approx 107.37 \text{ MPa},$$

安全系数

$$n = \frac{\sigma_{ys}}{\sigma_{\text{von mises}}} = \frac{850}{107.37} \approx 7.92 > 1,$$

其中, $\sigma_{ys} = 850 \text{ MPa}$ 表示 20 CrMnTiH 的屈服强度。

该款新能源汽车减速器原花键配合公差传动齿轮直径 35 mm 公差带 H6, 极限偏差 $0/+0.016 \text{ mm}$, 实际尺寸为 $35.000 \sim 35.016 \text{ mm}$ 。中间轴精度等级 IT6 直径 35 mm 公差带 U5, 极限偏差 $+0.040/+0.051 \text{ mm}$, 实际尺寸为 $35.040 \sim 35.051 \text{ mm}$ 。

实际最小过盈量 $\psi_{\min} = \psi_{\text{齿 max}} - \psi_{\text{轴 min}} = -24 \mu\text{m}$, 实际最大过盈量 $\psi_{\max} = \psi_{\text{轴 max}} - \psi_{\text{齿 min}} = 51 \mu\text{m}$ 。最大过盈量 ($\psi_{\max} = 51 \mu\text{m}$) $\leq$ 校核最大允许过盈量 ($51 \mu\text{m}$), 未超过安全限, 不存在开裂风险。但该传递扭矩要满足的最小有效过盈量 ($\delta_{\min} = 25.81 \mu\text{m}$) $>$ 实际最小过盈量 ($\psi_{\min} = -24 \mu\text{m}$), 故存在传递扭矩失效可能。即在现有基础条件上, 无法直接将减速器中间轴与齿轮花键配合改为圆孔过盈配合来满足减速器电动机峰值扭矩为 $160 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的要求。

1.4 范围分析

由于减速器结构固定, 且目的是为了降低生产制造成本, 故中间轴与传动齿轮直径尺寸不做改变, 另外考虑减速器利用油散热的问题, 减速器中间轴的空心轴尺寸也不做改变, 仅通过改变电动机峰值扭矩 M_e ($50 \sim 200 \text{ N} \cdot \text{m}$) 和中间轴与传动齿轮配合长度 l ($0.025 \sim 0.065 \text{ m}$) 得到对应安全系数下的最小有效过盈量关系图(图 1)。

2 优化方案

2.1 增大配合长度

上文得到了以电动机峰值扭矩 M_e 和中间轴与传动齿轮配合长度 l 为自变量的对应最小有效过盈量关系图。在不改变驱动电机峰值扭矩 $160 \text{ N} \cdot \text{m}$ 条件下, 最小有效过盈量随中间轴与传动齿轮配合长度 l 的增加而降低。在现有基本尺寸 34 mm 公差带的情况下, 最小过盈量为 $24 \mu\text{m}$, 取 $\delta_{\min}^* = 24 \mu\text{m}$, 此时轴与传动齿轮最小有效过盈量

$$\delta_{\min}^* = \delta_{\min} + 1.2(Ra_{\text{轴}} + Ra_{\text{齿}}) = 24 \mu\text{m}。$$

中间轴与传动齿轮最小理论过盈量 $\delta_{\min}^* = P_{\min}^* \times d_3 \times \frac{C_1 + C_2}{E}$, 最小接触应力 $P_{\min}^* = \frac{2M_2}{\pi d_3^2 l_2 \mu}$ 。此时, l_2 为 37.8 mm ,

故在 $l \geq 37.8 \text{ mm}$ 时, 所需过盈量均能满足要求。结合变速箱壳体尺寸要求(减速箱内轴与齿轮配合长度在 40 mm 及以上), 取 $l = 40 \text{ mm}$ 。

2.2 表面处理提高摩擦系数

对轴表面进行喷砂处理, 使摩擦系数 $\mu = 0.15$ 。此时

$$P_{\min}^* = \frac{2M_2}{\pi d_3^2 l_2 \mu} \approx 49.55 \text{ MPa}, \delta_{\min}^* = P_{\min}^* \times d_3 \times \frac{C_1 + C_2}{E} \approx 19.49 \mu\text{m},$$

$$\delta_{\min}^* = \delta_{\min} + 1.2(Ra_{\text{轴}} + Ra_{\text{齿}}) = 20.93 \mu\text{m}。$$

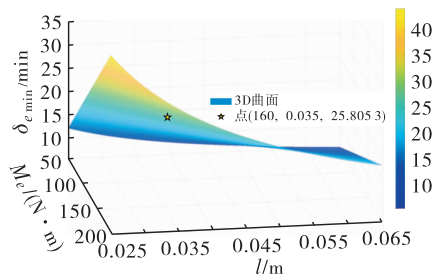


图 1 最小有效过盈量关系图

由于该传递扭矩最小有效过盈量 $\delta_{\min}^* = 20.93 \mu\text{m} < 24 \mu\text{m}$, 满足最小过盈量需求, 故可实现传递扭矩功能。且最终过盈量 δ 为 $1.5\delta_{\min}^* = 31.40 \mu\text{m} < 51 \mu\text{m}$ (校核最大允许过盈量), 未超过材料 20CrMnTiH 安全限, 不存在开裂风险, 符合要求。

2.3 更换公差设计

更换公差设计传动齿轮直径 35 mm 公差带 H6, 极限偏差 $0/+0.016 \text{ mm}$, 实际尺寸为 $35.000 \sim 35.016 \text{ mm}$ 。中间轴精度等级 IT6 直径 35 mm 公差带 U6, 极限偏差 $+0.044/+0.051 \text{ mm}$, 实际尺寸为 $35.044 \sim 35.051 \text{ mm}$ 。其他条件保持不变。此时, 实际过盈量为 $28 \sim 51 \mu\text{m}$ 。取最小 $28 \mu\text{m}$, 对应接触压力

$$P = P_{\min}^* \times \frac{28}{\delta_{\min}^*} \approx 71.19 \text{ MPa},$$

传递扭矩

$$M = \frac{\pi d_3^2 l_2 \mu P}{2} \approx 586.37 \text{ N} \cdot \text{m}。$$

M 超过减速器原电机峰值扭矩驱动下传动齿轮的 $M_2 = 472.38 \text{ N} \cdot \text{m}$, 且中间轴 Mises 应力为 $77.12 \text{ MPa} < \sigma_{ys} = 850 \text{ MPa}$, 传动齿轮切向应力为 $81.92 \text{ MPa} < \sigma_{ys} = 850 \text{ MPa}$, 满足要求。

2.4 采用组合配合方式

上文验证了减速器中心轴与传动齿轮由花键配合直接改为圆孔过盈配合所需要满足的条件关系。除此之外, 还可以采用圆轴过盈配合+辅助键、圆轴过盈配合+花键配合、圆轴过盈配合+焊接处理等配合方式。对于高转速、重载或存在频繁冲击的工况应优先选用过盈+花键组合方式, 这种组合方式的多齿承载结构能提供更高的抗疲劳裕度与传动精度; 而在追求极致的结构紧凑、轻量化及免维护设计时, 过盈配合+高能束焊接的组合方式能从根本上消除连接失效的可能。相比之下, 过盈配合+辅助键的组合方式在面对复杂动载荷时, 存在因过盈量衰减或键槽应力集中而失效的风险, 可靠性有限。下面将以圆轴过盈配合+辅助键的组合方式为例进行分析。

若增加一个矩形键 ($10 \text{ mm} \times 8 \text{ mm}$) 分担 50% 扭矩^[9], 则过盈配合传递齿轮需传递扭矩 $236.19 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

$$P'_{\min} = \frac{2M'}{\pi d_3^2 l \mu} \approx 30.97 \text{ MPa}, \delta'_{\min} = P'_{\min} \times d_3 \times \frac{C_1 + C_2}{E} \approx 12.18 \mu\text{m},$$

$$\delta'_{\min} = \delta'_{\min} + 1.2(Ra_{\text{轴}} + Ra_{\text{齿}}) = 13.62 \mu\text{m}。$$

由于 $\delta' = 13.62 \mu\text{m} < 24 \mu\text{m}$ 满足要求, 考虑现实情况, 其余配合方式均能满足扭矩传递要求, 故不再进行验证。

3 有限元仿真

3.1 过盈配合仿真

若减速器中间轴与传动齿轮采用过盈配合, 依靠材料的弹性在配合面之间产生压力, 过盈量越大, 产生摩擦力也越大, 连接也就越牢固^[10]。为减少模型计算量和其他较小影响因素, 去除模型倒角以及齿轮外齿形, 均以圆柱形状代替轴和传动齿轮。对轴和齿轮过盈配合接触面进行网格加密处理, 并对传动齿轮与中间轴接触面进行五层膨胀处理以更好地观察接触变化^[11], 后续其他仿真进行同样处理。

保持减速器中间轴与传动齿轮其他条件不变, 分别进行当 $\delta_{\min} = 25.81 \mu\text{m}$ 、 $l = 35 \text{ mm}$ 时与当 $\delta_{\min} = 25.81 \mu\text{m}$ 、 $l = 40 \text{ mm}$ 时的仿真。在施加力矩 $M_2 = 472.38 \text{ N} \cdot \text{m}$ 后, 选用比纯罚函数法更精确的广义拉格朗日法, 它能更好地执行接触约束, 减少渗透, 特别适用于过盈配合这种法向接触压力很大的情况^[12]。在分析设置时, 为确保非线性接触问题能够平稳收敛^[13], 在 $0 \sim 1 \text{ s}$ 平稳地建立过盈接触应力, $1 \sim 2 \text{ s}$ 在已知过盈的基础上施加扭矩。

在接触状态云图(图 2、3)中, 中间轴与传动齿轮接触区均出现了滑动状态。 $l = 35 \text{ mm}$ 时, 接触面滑

动距离最大为 0.002 261 1 mm; $l=40$ mm 时,接触面滑动距离最大为 0.002 544 9 mm,并且相比过盈量 0.025 81 mm,该最大接触面滑动距离可忽略不计,说明在整个扭矩加载过程中,过盈配合面没有发生宏观滑动,轴与传动齿轮连接有效。

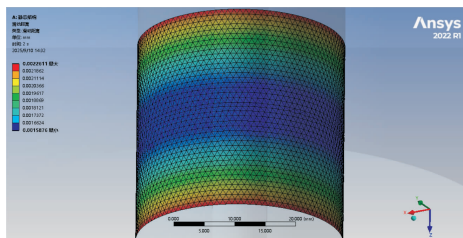


图 2 $l=35$ mm 时的接触面滑动距离

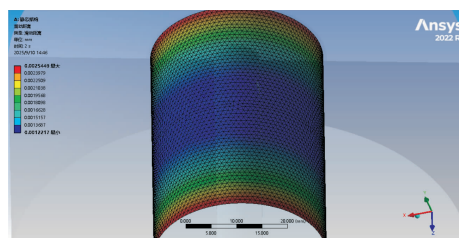


图 3 $l=40$ mm 时的接触面滑动距离

由仿真结果 $l=35$ mm 时等效应力云图(图 4)可知,应力最大点位于中间轴与传动齿轮接触区的边缘,最大值为 178.55 MPa。 $l=40$ mm 时等效应力云图(图 5)显示,应力最大点位置不在中间轴与传动齿轮接触区,而在中间轴空心内径位置,最大值为 193.63 MPa,优化后在接触面上的应力得到了明显改善。采用安全系数 $n=1.5$,仍小于该轴齿材料为 20CrMnTiH 时的屈服强度 850 MPa,即轴与传动齿轮在该过盈量下满足强度要求,与上文理论应力验证结果一致。

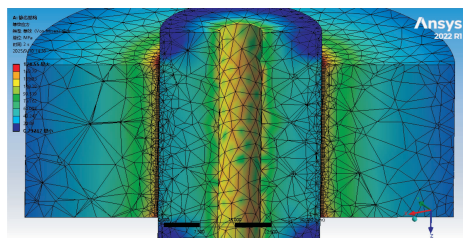


图 4 $l=35$ mm 时的等效应力

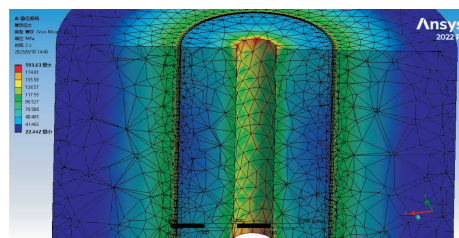


图 5 $l=40$ mm 时的等效应力

3.2 过盈+辅助键配合仿真

增加一个矩形键(10 mm×8 mm)分担 50% 扭矩,轴与齿轮过盈接触长度保持为 34 mm,且仍取过盈量为 $\delta_{\min}=25.81 \mu\text{m}$ 。为减少模型计算量和其他较小影响因素,去除模型倒角和传动齿轮外齿形,用圆柱形代替,并在 $M_2=472.38 \text{ N} \cdot \text{m}$ 时进行仿真实验,模型的等效应力等仿真结果如图 6~9 所示。

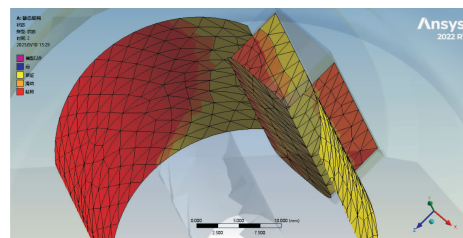


图 6 矩形键组合状态

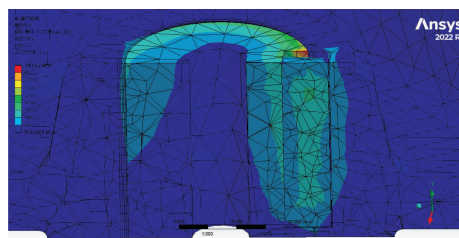


图 7 矩形键组合等效应力

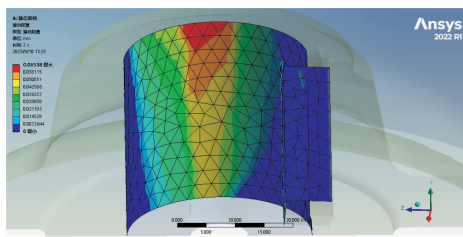


图 8 矩形键组合接触面滑动距离

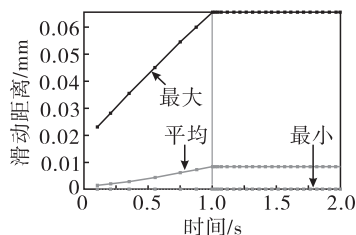


图 9 矩形键组合滑动距离曲线

矩形键组合状态云图(图 6)显示,在逆时针的扭矩方向下,中间轴与传动齿轮上的矩形键键槽的两侧

工作面(矩形键与传动齿轮键槽接触面和矩形键另一侧工作面与中间轴接触面)为黏附状态,即辅助键通过承载较大剪切应力有效连接轴齿以实现扭矩传递。结合图 7 可知,接触面等效应力最大值为 487.07 MPa,位于中间轴与传动齿轮过盈接触面非矩形键工作面,且最大应力($n=1.5$)小于该轴齿材料为 20CrMnTiH 时的屈服强度 850 MPa。

矩形键组合接触面滑动距离(图 8)中,最大滑动距离位于过盈接触面上。结合图 9 矩形键组合滑动距离曲线可知,在第 1 s 时最大滑动距离为 0.065 383 mm,第 1 s 后由于辅助键的存在,施加扭矩($M_2=472.38 \text{ N} \cdot \text{m}$)后并未继续增加,故增加一个矩形键(10 mm×8 mm)可以满足传递扭矩要求。

3.3 过盈+花键配合仿真

采用过盈量 $\delta_{\text{min}}=25.81 \mu\text{m}$,将中间轴与传动齿轮过盈接触长度和内花键配合长度均设为 17.5 mm。为减少模型计算量和其他较小影响因素,同样去除模型倒角以及齿轮外齿形,用圆柱形状代替传动齿轮外斜齿。取 $M_2=472.38 \text{ N} \cdot \text{m}$ 进行分析设置时,为确保非线性接触问题能够平稳收敛,0~1 s 只进行装配即过盈量逐步被“吃掉”,而不加载扭矩;1~2 s 用于在已经装配好的模型上缓慢施加扭矩。由图 10、图 11 可知,在施加扭矩后最大滑动距离始终保持在 0.002 189 2 mm,相比过盈量 0.025 81 mm,该最大滑动距离可忽略不计,说明在整个扭矩加载过程中,过盈配合面没有发生宏观滑动,轴与传动齿轮连接有效。

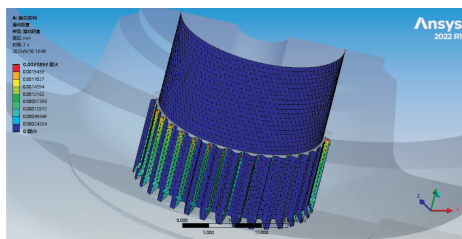


图 10 花键组合滑动距离

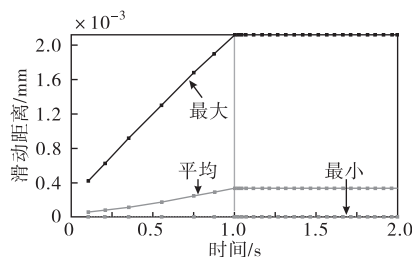


图 11 花键组合滑动距离曲线

花键组合接触面状态云图(图 12)显示,当传动轴与传动齿轮采用过盈配合与花键配合时,过盈配合接触面为“接近”,而在施加方向为逆时针扭矩下的花键工作面一侧为“粘附”。结合图 13 花键组合等效应力可知,在施加方向为逆时针扭矩下的花键工作面一侧边缘滑动距离大于另一侧,可见花键齿侧承载较大扭矩。另外,该配合方式最大应力 305.13 MPa,远小于该轴齿材料为 20CrMnTiH 时的屈服强度 850 MPa($n=1.5$),故组合配合方式满足扭矩要求。

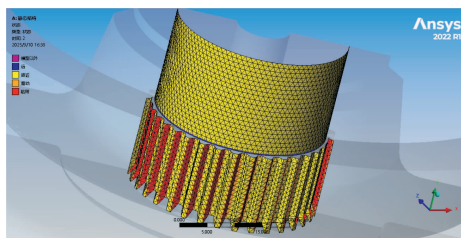


图 12 花键组合接触面状态

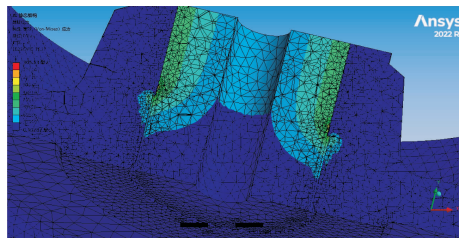


图 13 花键组合等效应力

4 降本分析

在材料均为 20CrMnTiH 条件下,某国企生产减速器中间轴与传动齿轮不采用配合方式的制造成本(单件)如表 2 所示。材料均为 20CrMnTiH,原材料成本大致相同。该公司年订单约 9 万台减速器,精度等级为 IT6,设备每天正常运行 8 h。采用花键配合,公司目前有加工花键设备拉床、滚齿机各两条生产线(480 万元),4 把拉刀足以生产 9 万件花键轴齿,设备成本约 670 万元,生产 9 万对花键配合轴齿需要约 235 天;采用过盈配合,公司有 8 台磨削设备,即 4 条轴齿生产线(480 万元),需要 8 把刀具,设备成本约 583 万元,生产 9 万对过盈配合轴齿需要约 235 天;采用过盈+花键组合方式,若同样加工 235 天,需采用

5 条生产线,采用 4 条轴齿生产线(480 万元)和 1 条加工花键设备拉床、滚齿机各生产线(240 万元),所需成本最少约 878 万元。

表 2 制造成本

组合方式	主要工艺	设备成本/ (万元·台 ⁻¹)	刀或磨具/ (万元·把 ⁻¹)	装配成本/ (万元·年 ⁻¹)	检测成本/ (万元·年 ⁻¹)	单件加工 时间/min
花键配合	拉削	120	20	50	60	2.5
过盈配合	磨削	60	1	50	90	5.0
过盈+辅助键	磨削	60	1	50	60	5.0
过盈+花键	磨削+拉削	180	21	50	60	6.0

在高速旋转的动态环境下,过盈+辅助键组合方式固有的应力集中和接触面滑移风险会被急剧放大且其动平衡保持相对较难,会极大影响整个减速器的 NVH 性能。因此,不考虑该连接技术。故相较于轴齿均采用内花键配合,依据减速器的扭矩传递要求选用更加合适的过盈配合不仅能有效传递扭矩,还能大幅降低运营成本。

5 结论

通过计算与仿真验证,对新能源汽车减速器中间轴与传动齿轮的多种配合方式进行了对比分析。结果表明,在不改变减速器其他条件下,仅采用过盈配合虽具有一定传递扭矩能力,但存在明显局限;通过调整配合尺寸等措施可满足扭矩需求。进一步地,“过盈+辅助键”及“过盈+花键”等配合方式表现出更优异的综合性能,仿真显示,在目标扭矩下接触压力仍维持在较高水平。因此,对于高扭矩应用场景,推荐采用组合类配合方式;而在低扭矩工况下,过盈配合凭借其较低的成本和工艺要求,仍不失为一种符合降本增效目标的可行设计方案。

参考文献:

- [1] 梁维典. 减速机中速轴大齿轮位移故障原因分析[J]. 机械工程师, 2015(5):196-197.
- [2] 孙晓顺. 粉末冶金齿轮与齿轴过盈配合分析[J]. 现代车用动力, 2014(2):41-43.
- [3] 周洋,徐改姣,李大磊. 轴与齿轮过盈配合参数对齿形的影响研究[J]. 郑州大学学报(工学版), 2020, 41(3):57-61.
- [4] 李海宾. 渐开线花键过盈配合热装的研究[J]. 科技创新与应用, 2016(25):84-85.
- [5] 贾国海,龚金科,鄂加强,等. 齿轮轴过盈配合对轴肩微动磨损的影响研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2013, 40(5):31-36.
- [6] GUVEN F. An XFEM-based approach to fatigue crack growth in press-fit spur gears[J]. Journal of process mechanical engineering, 2022, 236(4):1671-1681.
- [7] 王乐勤,苗天丞,张菲茜. 高压渐开线内啮合齿轮泵轴向泄漏分析[J]. 排灌机械工程学, 2013, 31(11):928-932.
- [8] 机械电子工业部机械标准化研究所基础标准室. 互换性标准应用手册[M]. 北京:机械工业基础标准情报网, 1989.
- [9] 成大先. 机械设计手册(第六版)[M]. 北京:化学工业出版社, 2016.
- [10] 韦念龙,邓群,周晔,等. 有限元分析软件在过盈配合联接安全核算中的应用[J]. 安全与环境工程, 2002(3):37-40.

- [11] FUENTE S, AZNAR A, GONZALEZ-PEREZ I. Assessing the effects of interference fit assembly on gear tooth surface deviations[J]. *Mechanics based design of structures and machines*, 2024, 52(12): 9621-9635.
- [12] ZHAO X, MA H, MA Z, et al. Optimization of mesh characteristics of gear pair considering influence of assembly errors[J]. *Journal of Central South University*, 2025, 32: 1400-1430.
- [13] 朱志强, 张庭, 王汉丰, 等. 行星销轴支撑方式对行星齿轮传动齿向载荷分布影响分析[J]. *设计分析*, 2024, 52(9): 39-46.

Design of the intermediate shaft gear for new energy vehicle reducer based on ANSYS

LI Jianheng¹, CHEN Yurong¹, SHEN Yongping², LIU Guanqin¹

(1. *School of Automotive Intelligent Manufacturing*,

Hubei University of Automotive Technology, Shiyan 442002, China;

2. *Cutting & Measuring Tool Subsidiary Company of Dongfeng Motor Parts and Components (Group) Co., Ltd., Shiyan 442000, China*)

Abstract: As one of the key automotive components, the coupling method between the intermediate shaft and the transmission gear in new energy vehicle reduction gears is particularly important. In response to issues such as high manufacturing costs and complex processing techniques associated with spline fits currently used in shaft-gear connections in new energy vehicle reduction gears, alternative methods such as interference fit, interference fit with auxiliary keys and interference fit combined with splines have been proposed. Models were developed and validated using finite element analysis for simulation. The results indicate that, under existing requirements, the intermediate shaft and transmission gear in this electric vehicle reduction gear can meet torque transmission demands when using either interference fit with auxiliary keys or interference fit combined with splines. However, a plain interference fit is not suitable for transmitting the full torque in this design. Nevertheless, by optimizing design parameters, such as increasing the interference amount or extending the contact length, it can reliably transmit the peak torque of the drive motor.

Keywords: reducer; intermediate shaft; transmission gear; fitting method; new energy vehicle; torque

(责任编辑:王新亮)

引用格式 李建恒,陈育荣,沈永平,等. 基于 ANSYS 的新能源汽车减速器中间轴齿的设计[J]. *山东航空学院学报*, 2026, 43(2): 82-89.

LI J H, CHEN Y R, SHEN Y P, et al. Design of the intermediate shaft gear for new energy vehicle reducer based on ANSYS[J]. *Journal of Shandong University of Aeronautics*, 2026, 43(2): 82-89.