

Research on Gear Backlash Control Based on Digital Simulation

Jianghao He Weiwei Zhuo Jun Zhou Chaowu Zhang Wei Li

State-owned Jinjiang Machine Factory, Chengdu, Sichuan, 610000, China

Abstract

Gear transmission structure is one of the common forms of mechanical transmission, which is widely used in aviation, machinery, transportation and other fields. The meshing clearance between gear teeth affects the rotational output of the gear structure, and it should be strictly controlled during the maintenance phase. Based on finite element theory and digital simulation platform, this paper combines the theory of involute gear modeling to parameterize the studied gear structure and analyze the transmission characteristics of involute gears; considering the influence of input shaft freedom of gear structure, using the control variable method, multiple sets of simulation samples were designed for gear meshing simulation, the relationship between gear meshing backlash and gear output rotation angle was studied, and the optimal backlash control limit was determined based on the requirements of gear component use.

Keywords

gear transmission; gear clearance; finite element analysis; digital simulation; parameter modeling

基于数字仿真的齿轮齿隙控制研究

何江浩 卓伟伟 周俊 张朝武 李伟

国营锦江机器厂, 中国 · 四川 成都 610000

摘 要

齿轮传动结构是常见机械传动形式之一, 其在航空、机械、交通等领域有着广泛应用。齿轮齿间啮合间隙影响着齿轮结构转动输出, 在维护阶段应对其严格控制。基于有限元理论及数字仿真平台, 论文结合渐开线齿轮造型理论, 对研究的齿轮结构进行了参数化建模, 并研究分析了渐开线齿轮的传动特性; 考虑齿轮结构输入轴自由度的影响, 利用控制变量法, 设计多组仿真样本, 进行齿轮啮合仿真, 研究了齿轮啮合齿隙与齿轮输出转动角度的关系, 并结合齿轮组件使用要求, 确定了最佳齿隙控制极限。

关键词

齿轮传动; 齿轮间隙; 有限元; 数字仿真; 参数建模

1 引言

齿轮传动结构是常见的机械常见的传动结构之一, 因其恒功率传动等显著优势, 而被广泛应用于航空、汽车、采矿等领域。由于工作环境、突发过载、自身设计等多种因素的制约, 齿轮故障在齿轮传动结构的故障中占有较高的比例。对此, 为降低齿轮故障、提升齿轮传动机构的工作可靠性, 研究者在齿轮故障诊断、齿轮结构传动性能分析、齿轮结构多参数优化等方面已经开展了大量工作。

随着计算机技术的发展, 结合计算机辅助技术, 研究者通过进行齿轮啮合仿真, 研究齿轮接触变形、动态响应、缺陷扩展等问题, 从齿轮正向结构参数设计角度出发, 取得了大量的成果, 但与齿轮间隙控制相关的研究仍有空白。对

此, 论文基于 Abaqus 数字仿真平台, 模拟齿轮传动啮合过程, 针对齿轮维修过程中的齿隙控制问题, 研究齿轮间隙与齿轮输出转动量的关系, 为齿轮的维护保养阶段齿隙控制提供理论依据, 具有较好的参考价值。

2 渐开线齿轮接触传动分析

2.1 齿轮接触变形分析

齿轮接触变形常见计算方法有常石川法和威伯-班纳斯切克法。其中, 石川法简化了齿轮齿形, 考虑齿轮接触变形为弯曲变形、剪切变形、倾斜变形、齿面变形的总和; 威伯-班纳斯切克法充分考虑了齿轮渐开线齿廓特性, 建立了变形能与接触法向力的关系, 考虑齿轮接触变形为弯曲变形、剪切变形、基础变形、齿面变形的总和^[1]。

2.2 齿轮接触应力分析

针对齿轮接触应力分析, 1882 年赫兹基于圆柱体接触模型提出了赫兹碰撞理论。该理论假设: 相互接触物体材料

【作者简介】何江浩(1995-), 男, 中国四川成都人, 硕士, 助理工程师, 从事航空维修研究。

模型为弹性本构；接触面符合无摩擦假设；接触区域曲率半径可忽略；接触变形较小。基于上述假设，赫兹推导出了接触最大应力及接触半宽计算公式，如公式（1）及公式（2）所示。

接触最大应力：

$$\sigma_{max} = \sqrt{\frac{F(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2})}{\pi B(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2})}} \quad (1)$$

接触半宽：

$$b = \sqrt{\frac{4F(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2})}{\pi B(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2})(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2})}} \quad (2)$$

式中， ρ_i 、 E_i 、 μ_i 分别表示接触物体材料密度、弹性模量、泊松比； F 表示法向载荷； B 表示接触宽度； σ_{max} 表示最大接触应力； b 表示接触半宽。

2.3 齿轮传动分析

在齿轮传动工作过程中，由于制造、安装误差，或者由于轴承磨损、齿轮轴承载变形，或是齿轮齿面磨损等因素影响，一对啮合齿轮间的中心距将发生变化。

当中心距发生变化后，齿轮的齿隙将变大，在齿轮反转时会产生冲击。由于渐开线齿轮性质可知，两个齿廓的接触点一定沿着两个基圆的内公切线移动。且无论中心距如何变化，齿轮啮合线始终是基圆的内公切线，其与两齿轮连心线的交点为定点，其传动比为定值。因此，渐开线齿轮具有瞬时定传动比特性，中心距变化对其无影响，但会导致齿轮传动的分离性，从而影响齿轮的稳定工作^[2]。

3 渐开线齿轮建模

3.1 齿轮造型参数计算

论文研究对象为渐开线直齿轮，其垂直于轴向的各横截面的形状相同。该型齿轮截面形状由分度圆、齿顶圆、齿根圆、齿廓线这4部分确定。其中，齿顶圆、齿根圆、分度圆的尺寸是与齿轮模数、齿数及压力角相关的函数，可以通过简单的方程计算求得。因此，齿轮模数、齿数及压力角可以视作齿轮的基础几何参数，论文研究对象齿轮基础几何参数如表1所示。

表1 齿轮基础几何参数

序号	齿数	模数	压力角(度)
1	20	4	20
2	32	4	20
3	67	4	20

由齿轮造型理论可知，齿轮齿顶圆、齿根圆、分度圆、基圆直径计算如公式（3）、公式（4）、公式（5）、公式（6）、公式（7）所示。

齿顶圆直径：

$$d_a = m \times (z + 2 \times ha + 2 \times x) \quad (3)$$

齿根圆直径：

$$d_f = m \times (z - 2 \times hf + 2 \times x) \quad (4)$$

分度圆直径：

$$d = m \times z \quad (5)$$

基圆直径：

$$d_b = d \times \cos\alpha \quad (6)$$

式中， d 、 d_b 、 d_a 、 d_f 分别表示齿轮分度圆直径、基圆直径、齿顶圆直径、齿根圆直径； ha 、 hf 分别表示齿顶高系数、齿根高系数； x 表示变化系数。

本研究中齿轮为标准齿且无变位，故 ha 、 hf 、 x 分别取值 1、1.25、0。

由公式（3）至公式（6）计算获得各个齿轮对应分度圆直径、基圆直径、齿顶圆直径、齿根圆直径如表2所示。

表2 齿轮几何参数

序号	符号	齿轮1	齿轮2	齿轮3
1	d	80	128	268
2	d_b	75.175	120.280	251.837
3	d_a	88	136	228
4	d_f	70	118	214.5

构建齿轮坐标系 O_G ，坐标系 O_G 与齿轮轴线旋转轴系重合^[3]。对渐开线齿轮而言，由其渐开线齿廓性质可知，渐开线齿廓的大小取决于基圆的大小，其值是与基圆直径尺寸相关的函数，因此，渐开线齿轮齿廓渐开线区域上任意点 T 坐标 (x_T, y_T) 应满足公式（7）和公式（8）。

齿轮渐开线齿廓坐标公式：

$$x_T = d_b \times \cos t^* + d_b \times t^* \times \sin t^* \quad (7)$$

$$y_T = d_b \times \sin t^* - d_b \times t^* \times \cos t^* \quad (8)$$

式中： t^* 的取值影响着渐开线的范围，其取值范围为0至 π 。

3.2 齿轮参数建模

依据前文计算结果，在三维造型软件 Catia 中进行齿轮参数化建模。在 Part Design 模块中使用 formula 工具编辑输入齿轮结构参数，并编写齿轮齿形方程，如公式（9）、公式（10）所示。

齿轮渐开线齿廓坐标方程：

$$x = r_b \times \cos(t \times \pi \times 1rad) + d_b \times t \times \pi \times \sin(t \times \pi \times 1rad) \quad (9)$$

$$y = r_b \times \sin(t \times \pi \times 1rad) - d_b \times t \times \pi \times \cos(t \times \pi \times 1rad) \quad (10)$$

由公式（9）及公式（10）可知，每一个变量 t 的取值可以确定一组坐标 (x, y) 。为保障构建齿轮齿廓的光顺性，应尽可能降低变量 t 的变化步长，控制变量 t 变化的上下线，确保各组坐标点的连线的能够与齿轮齿顶及齿根圆相交，从而获得合理的齿形齿廓线坐标点集。

使用 Spline 命令完成齿轮齿廓形线造型，确定形线与

分度圆的交点 A。根据齿轮齿厚及交点 A 确定齿轮单个齿形面对称中心线与分度圆交点 B；通过齿轮中心点 O 与交点 B 构建单齿形面对称中心线；通过对称、切割命令完成齿轮齿廓线，并倒圆完成齿顶、齿根圆；最后通过旋转阵列命令完成齿轮二维平面模型。对齿轮二维平面模型通过拉伸、切除等特征命令，即可完成渐开线直齿轮三维建模如图 1 所示。

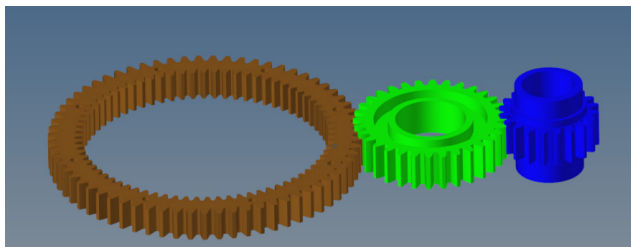


图 1 齿轮组三维模型

如图 1 所示，齿轮从左向右依次是输出轴齿轮、中间齿轮、输入轴齿轮。齿轮组工作时，输入轴齿轮在外部电机的作用下，旋转带动中间轮，并经中间轮带动输出轴齿轮做功。

4 齿轮传动数字仿真

4.1 基于有限元法的数字仿真理论

基于有限元理论的数字仿真过程，实质是构建组件各体的离散模型形，并通过相互作用设置、运动关系设置、边界条件设置，求解组件的运动及变形结果。这一过程包括几何模型构建、模型离散化、接触及运动控制设置、边界及载荷设置、求解设置^[4]。

目前，随着计算机计算的快速发展，有限元理论已被广泛应用于商业软件中，如 ANSYS、Abaqus、Nastran 等。其中，Abaqus 在非线性问题计算中具有的良好精度，由于，本研究关注齿轮的啮合过程，这一过程是一个典型的接触非线性问题。故论文选用 Abaqus 有限元分析软件进行仿真模拟，确保计算结果的合理性。

4.2 几何模型构建

针对仿真模拟对象的几何模型，Abaqus 有限元仿真软件提供几何模型创建模块，以满足用户一维、二维、三维的模型创建需求。在该模块下，用户可以利用草图与特征命令，自下而上地创建几何体，可以快速完成简单几何体的建模和特征处理。同时，Abaqus 几何创建模块也允许用户输入已创建的模型。由第二节中工作，论文已在 Catia 中完成了齿轮传动结构的几何建模，故无需再在 Abaqus 几何模块下建模。

针对仿真模拟对象的材料模型，由于本研究并不涉及齿轮的断裂失效过程，故仅构建其弹性模型。齿轮材料为 37GrNi3A，依据《工程材料手册》其弹性模量为 200GPa，泊松比为 0.25。

4.3 模型离散化

齿轮模型离散化是进行有限单元法计算的基础，模型离散化的合理性影响着计算求解的效率和精度。Abaqus 的 mesh 模块可以快速地完成规则几何结构模型的离散化处理，但其获得地离散网格模型可编辑性较差。对此，论文采用前处理软件 Hypermesh 绘制齿轮的离散化网格，其丰富的网格处理工具及网格编辑功能，可以获得质量较好的齿轮离散化网格。

由于本研究中齿轮为直齿轮，其几何模型具有较好的旋转周期性，故采用“单齿—旋转阵列”的方法完成单个齿轮的网格划分。由于采用了旋转阵列网格编辑命令，单个齿轮完整网格存在共有重复节点。对此，应采用重复网格检查命令并合并重复网格节点。同时，提取齿轮离散网格外表面单元，并检查网格自由边及 T 形边，检查完成后，删除重复二维单元，获得齿轮网格如图 2 所示。

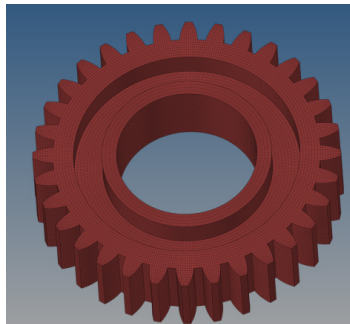


图 2 齿轮离散网格

由于齿轮传动链的啮合仿真中涉及多齿轮的非线性啮合过程，齿轮网格数量过大会导致计算结果收敛困难；齿轮网格数量过小会影响计算结果收敛精度。对此，应采用网格收敛性分析，并结合网格过渡划分技术，控制整体网格数量。常见的网格过渡划分技术包括“一对二”和“一对三”两种，其对应网格过渡种类的选择具有较强的经验性，但可以通过模型几何参数分析确定。论文中齿轮网格划分采用“一对二”的方式，获得齿轮过渡网格如图 3 所示。

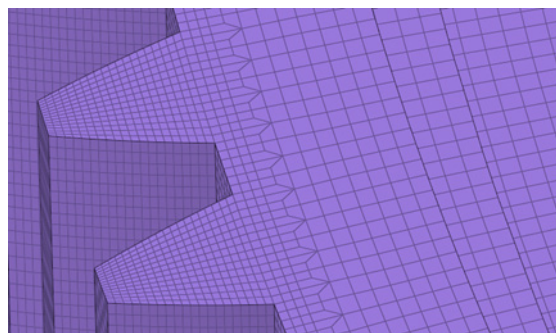


图 3 齿轮过渡网格

论文对所绘制的网格单元设置 C3D8R 网格单元类型，即 8 节点六面体线性缩减积分单元。与完全积分单元相比，缩减分单元在每个积分方向上少一个节点，且在不易发生剪

切自锁,具有较好的网格变形计算适应性,可以保证求解结果的变形精度,并进一步提高计算效率。

4.4 模型接触设置

齿间啮合过程涉及齿面的接触作用,应建立接触面间的有限元滑移接触对。Abaqus 提供了多种接触对类型,如“线一面”接触、“面一面”接触等。通过对齿轮接触过程的运动力学分析,齿轮啮合接触时,接触齿面间会产生法向接触应力,并伴随着接触面切向小摩擦滑动。因此,手动创建齿轮齿面啮合接触对,并设置接触类型为“面一面”接触。由于齿面啮合接触涉及法向和切线的相互作用,在齿轮齿面啮合接触对中应同时考虑法向和切向接触属性。其中,齿轮齿面法向接触为“硬”接触;齿轮齿面切向采用“罚”函数,并设置滑动摩擦系数 0.1 以模拟齿轮啮合齿面的滑动摩擦作用^[5]。

齿轮啮合接触是通过齿轮转动实现的, Abaqus 中无法直接模拟物体的运动。基于刚体动力学理论,物体的运动可以通过质心点的运动代替。因此,在 Abaqus 中采用“参考点耦合”的方式模拟齿轮转动,如图 4 所示。

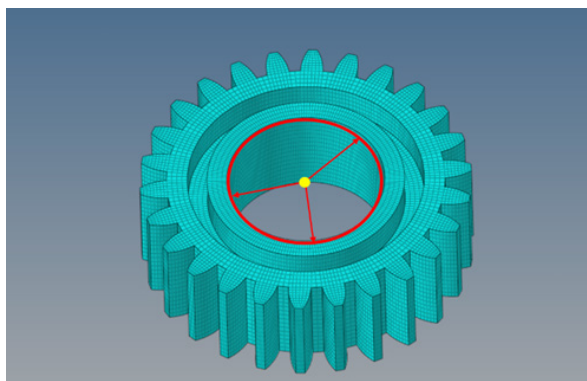


图 4 “齿轮—参考点”耦合示意图

4.5 边界及载荷设置

由于论文目的旨在获得合理齿轮间隙控制极限,对此应约束齿轮结构输入轴转动自由度,并对输出轴施加转动量。

4.6 求解设置

由于论文构建了齿轮结构的理想模型,并不考虑齿轮啮合传动过程中的动态响应影响,故可以将其视作一个准稳态过程,采用稳态分析求解计算。

5 齿轮啮合齿隙影响作用分析

为综合研究传动链齿轮齿隙在传动链齿轮输入轴固有转动自由度下对输出轴中心轴线线性位移的影响作用,本研究构建 28 组仿真样本。其中,传动链齿轮输入轴转动自由度、齿轮齿隙变量上下限及变化步长如表 3 所示。

表 3 仿真样本自变量

序号	变量名称	上限值	下限值	步长
1	自由角度(度)	4	1	1
2	齿隙(mm)	0.7	0.1	0.1

按设计样本进行仿真模拟,并提取传动链齿轮输出轴转动角度,获得不同输入轴齿轮转动自由度情况下,传动链输出轴齿轮转动角度随齿隙变化情况,如图 5 所示。

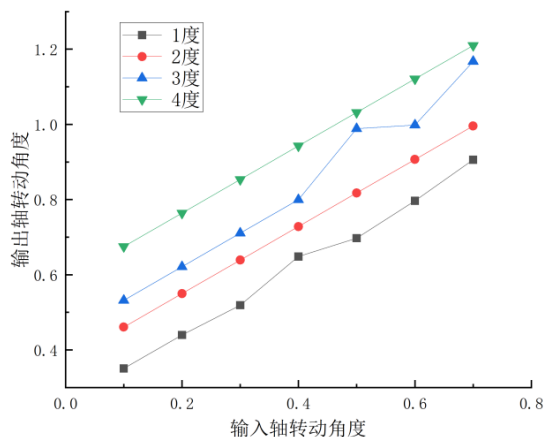


图 5 输出轴转动角度随齿隙变化情况

由图 5 可知,传动轴输出轴角度随齿间间隙的增加而增加;在相同齿间间隙的情况下,输入轴自由度越大,输出轴转动角度越大。由该齿轮传动组件工作要求可知,输入约束状态下,输出轴转动角度应小于 1°,故该齿轮结构应控制齿轮间隙在 0.4mm 以下。

6 结论

论文基于数字仿真进行了齿轮结构啮合传动计算,研究了齿隙对输出轴转动角度的影响,为该型齿轮结构的维护提供了齿隙修理控制极限,也可为同类型问题的研究提供参考,具有一定的工程应用价值。

参考文献

- [1] 默静飞,李夫庆,刘阳,等.大功率高速传动齿轮箱关键技术分析[J].工程技术研究,2021,6(6):2.
- [2] 郑晓霞.基于ABAQUS的刮板输送机减速器齿轮啮合仿真分析[J].煤炭技术,2021(12):40.
- [3] 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.
- [4] 王宏伟,孙文磊,张小栋,等.基于全有限元模型的直齿轮动态响应特性研究[J].振动测试与诊断,2021(4):76-78.
- [5] 刘景军,陈作炳.齿轮传动振动分析与动态性能优化设计研究[J].武钢大学学报,2000(3):35-38.