



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 106295015 B

(45)授权公告日 2019.04.09

(21)申请号 201610664176.6

(22)申请日 2016.08.12

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 106295015 A

(43)申请公布日 2017.01.04

(73)专利权人 山东科技大学
地址 266590 山东省青岛市经济技术开发
区前湾港路579号

(72)发明人 李学艺 王宁宁 钟佩思 曾庆良
张鑫 王坤 张国鹏

(74)专利代理机构 济南舜源专利事务所有限公
司 37205

代理人 王连君

(51)Int.Cl.

G06F 17/50(2006.01)

(56)对比文件

CN 102506148 A,2012.06.20,
CN 105843985 A,2016.08.10,
US 8967012 B2,2015.03.03,
CN 103821905 A,2014.05.28,

审查员 谢琳

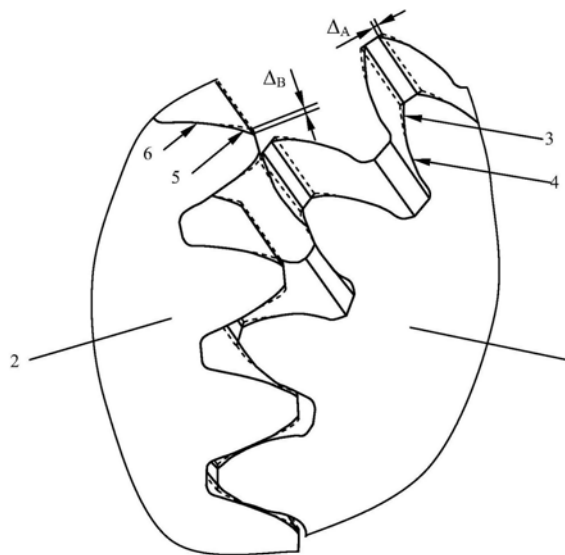
权利要求书4页 说明书16页 附图2页

(54)发明名称

一种渐开线直齿圆柱齿轮副的齿廓修形方法
及与其配套的专用参数化CAD系统

(57)摘要

本发明公开了一种渐开线直齿圆柱齿轮副的齿廓修形方法及其配套的专用参数化CAD系统,其齿廓修形方法的主要步骤包括:构建通用的复合齿廓修形曲线方程式,然后采用正交试验方法,利用得到的若干条备选的第一、第二复合齿廓修形曲线;模拟修形后,将齿轮副一一进行仿真传动试验,以筛选出符合设计要求的第一、第二复合齿廓修形曲线;与之配套的专用参数化CAD系统,将齿廓修形后的渐开线直齿圆柱齿轮副建模、啮合仿真分析以及提取齿廓修形齿轮副的啮合性能指标等过程融入到一个系统中。本发明的齿廓修形方法通用性强、修形质量稳定可靠;CAD系统功能全、操作简便,可以高效率地用于齿轮研发的辅助设计。



1. 一种渐开线直齿圆柱齿轮副的齿廓修形方法,专用于在高速、重载工况条件下使用的齿轮副中的两个齿轮的齿廓修形;

为叙述方便,以上述两个齿轮中齿数较少的那个齿轮为齿轮A、齿数较多的那个齿轮为齿轮B;若上述两个齿轮的齿数相等,则任意指定其中的一个齿轮为齿轮A,另一个齿轮为齿轮B;

其特征在于,所述齿轮A的第一复合齿廓修形曲线满足如下通式(1):

$$\Delta_i = \left[\alpha \left(\frac{l_i}{l_A} \right)^k + (1-\alpha) \cdot \left(\frac{l_i}{l_A} \right)^g \right] \cdot \Delta_A \quad (1)$$

通式(1)中:

k为第一项修形曲线表达式的指数,g为第二项修形曲线表达式的指数, α 为两项修形曲线表达式的叠加系数, $0 \leq \alpha \leq 1, 1 \leq k \leq 3, 1 \leq g \leq 3$;

Δ_A 为齿轮A的齿廓修形量, $\Delta_A = (9+0.04W_t) \times 10^{-3}$, W_t 为单位齿宽载荷;

l_A 为齿轮A的修形长度,为啮合线上对应的起始修形点到单双齿交替啮合点的距离;

Δ_i 为第一复合齿廓修形曲线上任意一点 P_i 点对应的修形量;

l_i 为第一复合齿廓修形曲线上任意一点 P_i 点到起始修形点在啮合线上对应的距离;

所述齿轮B的第二复合齿廓修形曲线满足如下通式(2):

$$\Delta_j = \left[\beta \left(\frac{l_j}{l_B} \right)^s + (1-\beta) \cdot \left(\frac{l_j}{l_B} \right)^t \right] \cdot \Delta_B \quad (2)$$

通式(2)中:

s为第一项修形曲线表达式的指数,t为第二项修形曲线表达式的指数, β 为两项修形曲线表达式的叠加系数, $0 \leq \beta \leq 1, 1 \leq s \leq 3, 1 \leq t \leq 3$;

Δ_B 为齿轮B的齿廓修形量, $\Delta_B = (4+0.04W_t) \times 10^{-3}$;

l_B 为齿轮B的修形长度, $l_B = l_A$;

Δ_j 为第二复合齿廓修形曲线上任意一点 Q_j 点对应的修形量;

l_j 为第二复合齿廓修形曲线上任意一点 Q_j 点到起始修形点在啮合线上对应的距离;

所述齿轮A的第一复合齿廓修形曲线和所述齿轮B的第二复合齿廓修形曲线,均是采用正交试验方法得到的;

所述正交试验方法的具体步骤如下:

第一步,将上述 α 、k、g、 β 、s、t作为正交试验的6个影响因素,分别在其取值范围内各自均匀选取w个数值,按照正交试验设计方法构造正交试验表,得到u组试验数据;

其中,w为正整数, $3 \leq w \leq 8$;

第二步,分别提取每组试验数据中的 α 、k、g代入到上述通式(1)中,得到u条第一复合齿廓修形曲线,作为备选的第一复合齿廓修形曲线;

分别提取每组试验数据中的 β 、s、t代入到上述通式(2)中,得到u条第二复合齿廓修形曲线,作为备选的的第二复合齿廓修形曲线;

第三步,将所得全部备选的第一复合齿廓修形曲线和所得全部备选的的第二复合齿廓修形曲线,分别按组进行齿轮A和齿轮B的模拟齿廓修形;然后,将每一组经过模拟齿廓修形后的齿轮A与经过模拟齿廓修形后的齿轮B,分别在计算机上进行仿真传动试验;

每一组仿真传动试验均包括以下步骤：

(1)、由操作人员根据齿轮副的结构参数和材料参数，在计算机上安装的ANSYS软件中建立齿廓修形齿轮副的装配模型，并依据载荷参数在装配模型上建立啮合仿真分析模型；

(2)、由ANSYS软件对啮合仿真分析模型进行求解，得到分析结果；

(3)、由操作人员根据分析结果，对齿廓修形齿轮副进行强度校核，并提取齿廓修形性能参数；将强度校核结果与提取的齿廓修形性能参数，作为该组仿真传动试验结果；

上述结构参数包括齿轮A齿数、齿轮B齿数、模数、压力角、齿轮A齿宽、齿轮B齿宽、齿轮A变位系数、齿轮B变位系数、齿顶高系数、顶隙系数、齿轮A轴孔直径、齿轮B轴孔直径、齿轮A轴孔倒角和齿轮B轴孔倒角；

上述载荷参数包括主动轮转速、主动轮输入转矩、使用系数、动载系数和总载荷系数；

上述材料参数包括齿轮A弹性模量、齿轮A泊松比、齿轮A密度、齿轮B弹性模量、齿轮B泊松比、齿轮B密度、齿轮A接触疲劳许用应力、齿轮B接触疲劳许用应力、齿轮A齿根弯曲疲劳许用应力和齿轮B齿根弯曲疲劳许用应力；

上述齿廓修形齿轮副的装配模型由齿轮A的模型C和齿轮B的模型D组成；

上述齿廓修形性能参数，包括传动误差的标准差和传动过程中的齿面载荷数据；

第四步，根据本次正交试验中各组仿真传动试验的结果，判断正交试验是否满足终止条件；上述是否满足终止条件的判断标准为：

以至少存在一组仿真传动试验结果满足强度要求，且同时满足传动误差标准差小于或等于允许值的要求为标准；若满足，则终止正交试验；否则，进行新的正交试验；

若本次正交试验满足终止条件，则从满足终止条件的几组仿真传动试验中筛选出齿面载荷数据波动量最小的那组仿真传动试验，将该组仿真传动试验中，模型C所对应的那条备选的第一复合齿廓修形曲线，作为用于对齿轮A进行齿廓修形的第一复合齿廓修形曲线，模型D所对应的那条备选的复合齿廓修形曲线，作为用于对齿轮B进行齿廓修形的第二复合齿廓修形曲线；

若本次正交试验不满足终止条件，则修改取值个数 w ，对 α 、 k 、 g 、 β 、 s 、 t 重新均匀取值，按照正交试验设计方法重新构造正交试验表，重新得到若干条备选的第一复合齿廓修形曲线和若干条备选的复合齿廓修形曲线；

再重复第三步到第四步，进行下一次正交试验，直到得到第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线为止。

2. 根据权利要求1所述的渐开线直齿圆柱齿轮副的齿廓修形方法，其特征在于，所述强度校核的方法如下：

首先，根据ANSYS软件对啮合仿真分析模型进行求解所得到的分析结果，分别绘制出模型C的齿面接触应力的时间历程曲线、模型C的齿根弯曲应力的时间历程曲线和模型D的齿根弯曲应力的时间历程曲线；

然后，找出上述三条曲线中各自的最大值，分别为模型C的齿面接触应力、模型C的齿根弯曲应力以及模型D的齿根弯曲应力的极限应力值；

根据模型C的齿面接触应力的极限应力值、齿轮A的接触疲劳许用应力及齿轮B的接触疲劳许用应力二者中的较小值，计算得到齿轮副的齿面接触疲劳安全系数；

根据模型C的齿根弯曲应力的极限应力值和齿轮A的齿根弯曲疲劳许用应力，计算得到

齿轮A的齿根弯曲疲劳强度安全系数；

根据模型D的齿根弯曲应力的极限应力值和齿轮B的齿根弯曲疲劳许用应力，计算得到齿轮B的齿根弯曲疲劳强度安全系数；

将上述齿轮副的齿面接触疲劳安全系数、齿轮A的齿根弯曲疲劳强度安全系数、齿轮B的齿根弯曲疲劳强度安全系数，分别与各自的许用安全系数进行比较，若均大于各自的许用安全系数，则满足强度要求；否则，不满足强度要求；

所述传动误差的标准差的计算方法如下：

首先，根据ANSYS软件对啮合仿真分析模型进行求解所得到的分析结果，分别读取模型C和模型D在啮合过程中，各自随时间变化所产生的角位移数值；

然后，根据所读取的全部角位移数值，结合对应的理论角位移，计算出随时间变化的传动误差值，并计算出传动误差的标准差。

3. 一种如权利要求1所述的渐开线直齿圆柱齿轮副的齿廓修形方法配套的专用参数化CAD系统，其特征在于，基于Visual C++2012平台构建，使用微软MFC结合ANSYS参数化设计语言APDL命令流编写，专用参数化CAD系统的结构基于对话框形式设计；

所述专用参数化CAD系统包括以下六个模块，分别是：齿轮传动参数输入存储模块、确定正交试验数据模块、参数化齿廓修形齿轮副建模模块、参数化啮合仿真分析模块、齿廓修形齿轮副啮合性能指标提取模块、啮合性能评价模块；

所述齿轮传动参数输入存储模块的输出作为确定正交试验数据模块的输入，所述确定正交试验数据模块的输出作为参数化齿廓修形齿轮副建模模块的输入，所述参数化齿廓修形齿轮副建模模块的输出作为参数化啮合仿真分析模块的输入，所述参数化啮合仿真分析模块的输出作为齿廓修形齿轮副啮合性能指标提取模块的输入，所述齿廓修形齿轮副啮合性能指标提取模块的输出作为啮合性能评价模块的输入；

齿轮传动参数输入存储模块，用于输入齿轮传动的结构参数、载荷参数、材料参数传动误差标准差允许值、齿面接触疲劳许用安全系数、齿轮A的齿根弯曲疲劳强度许用安全系数、以及齿轮B的齿根弯曲疲劳强度许用安全系数，并将这些参数进行存储以供后续模块调用；

确定正交试验数据模块，用于排布正交试验表，以供后续模块调用；

参数化齿廓修形齿轮副建模模块，用于建立齿廓修形齿轮副的装配模型，具体为：首先调用齿轮传动参数输入存储模块中的数据，计算建立齿廓修形齿轮副的装配模型所需要的其他参数，然后使用上述计算的参数和正交试验数据模块中的一行试验数据，后台调用APDL命令流编制的建模程序，精确建立齿轮A的模型C和齿轮B的模型D，并以IGES格式存储，供后续的啮合仿真分析及其他CAD/CAE软件调用；

参数化啮合仿真分析模块，用于建立齿廓修形齿轮副的啮合仿真分析模型，然后对啮合仿真分析模型进行啮合仿真分析，具体为：

基于参数化齿廓修形齿轮副建模模块建立的齿廓修形齿轮副的装配模型，使用通过系统主界面输入的啮合仿真分析模型参数及啮合仿真分析参数，系统后台调用啮合仿真分析程序，实现参数化建立齿廓修形齿轮副的啮合仿真分析模型，并后台启动ANSYS软件完成啮合仿真分析，并将分析结果数据存入指定位置，供后续模块调用；

所述啮合仿真分析模型参数包括：网格类型、网格密度、材料参数；

所述啮合仿真分析参数包括:转矩、转速、加载时间;

所述啮合仿真分析程序由APDL命令流编写,适用于ANSYS10.0以上、14.5以下所有版本;

齿廓修形齿轮副啮合性能指标提取模块,用于提取齿廓修形齿轮副的啮合性能指标,以便后续模块对齿廓修形齿轮副的啮合性能进行评价,具体为:

系统后台调用由APDL命令流编写的参数化程序,首先读取齿廓修形齿轮副模型在每一啮合位置的应力云图,绘制时间历程曲线图;

然后,分别读取在上述啮合仿真分析过程中模型C和模型D的角位移数值,计算出随时间变化的传动误差值,并计算出传动误差的标准差;

最后,读取在上述啮合仿真分析过程中模型C的齿面载荷数据;

所述应力云图包括:模型C的齿面接触应力云图、模型C的齿根弯曲应力云图、模型D的齿根弯曲应力云图;

所述时间历程曲线图包括模型C的齿面接触应力的时间历程曲线图、模型C的齿根弯曲应力的时间历程曲线图和模型D的齿根弯曲应力的时间历程曲线图;

所述啮合性能评价模块,用于对齿廓修形齿轮副啮合性能指标提取模块提取出的结果进行分析评价;

所述啮合性能评价模块具有两项功能,其中一项是对齿廓修形齿轮副进行强度校核,另一项是,显示齿廓修形性能参数;

待完成全部仿真传动试验后,在啮合性能评价模块中,按照强度校核结果满足要求、同时传动误差的标准差小于或等于允许值的原则,筛选出齿面载荷数据波动量最小的那组仿真传动试验;

然后,输出该组仿真传动试验中、模型C使用的那条备选的第一复合齿廓修形曲线和模型D使用的那条备选的第二复合齿廓修形曲线。

一种渐开线直齿圆柱齿轮副的齿廓修形方法及其配套的专用参数化CAD系统

技术领域

[0001] 本发明涉及一种齿轮副的齿廓修形方法及其配套的参数化CAD系统；尤其是一种渐开线直齿圆柱齿轮副的齿廓修形方法及其配套的专用参数化CAD系统。

背景技术

[0002] 渐开线直齿圆柱齿轮副在使用过程中，由于受制造安装误差以及受载后发生弹性弯曲变形、热变形等多种因素的影响，再加上渐开线直齿圆柱齿轮传动本身的啮入啮出冲击以及单双齿交替啮合冲击等问题，导致齿轮传动平稳性较差，尤其对于在高速、重载情况下使用的齿轮副，还会产生明显的振动、噪声等问题，严重影响了齿轮副的使用寿命，因此需要进行齿廓修形处理。

[0003] 渐开线圆柱齿轮的齿廓修形技术比较复杂，其不仅涉及到齿轮副的结构，还涉及到齿轮副的具体载荷情况。因此，对于在高速、重载情况下使用的齿轮副，当具体载荷情况不同时，需要采用不同的齿廓修形方法。

[0004] 现有的齿廓修形方法通常依据技术人员的经验确定合适的修形量，然后使用直线、Walker曲线、日高寺内曲线、明川歌川曲线等通用齿廓修形曲线进行齿廓修形。不难看出，对于在具体载荷情况不同的齿轮副，这种通用方法难以得到最佳的齿廓修形性能。此外，现有的齿廓修形方法很难在设计阶段对齿廓修形齿轮副的修形性能进行评价，通常需要对试制出的齿廓修形齿轮副进行跑合试验，使用特定设备检测齿廓修形齿轮副受载啮合过程中的传动误差波动情况，试验结束后观察齿轮啮合的接触斑点形状、接触区域位置等情况，以此对齿廓修形齿轮副的修形性能进行评价，导致工序复杂、费时费力、成本高、对技术人员的经验依赖性高。

[0005] 更为重要的是，齿轮修形后，齿轮副的齿面结构及传动性能也发生了变化，如何对齿廓修形齿轮副的强度进行校核计算也是一个难题，传统的齿轮设计方法只能利用经验公式进行近似计算，难以实现齿廓修形齿轮副的结构优化。

[0006] 随着CAD技术的成熟及发展，为齿廓修形齿轮副的精确建模与准确性能分析提供了条件，但目前很少有人对齿廓修形齿轮的修形技术、精确建模与啮合性能仿真分析技术进行系统研究。

[0007] 虽然有不少技术人员对齿廓修形渐开线圆柱齿轮传动的修形方法与仿真方法进行了研究，但至今没能解决针对具体载荷情况不同时、如何确定最佳修形曲线的问题，也没能有效解决齿廓修形渐开线圆柱齿轮副的啮合性能分析及评价的问题。

发明内容

[0008] 本发明的目的之一是，为在高速、重载情况下使用的渐开线直齿圆柱齿轮副提供一种齿廓修形方法，通过改变第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线上的参数，就能够产生不同形状的曲线分别作为两个齿轮的备选复合齿廓修形曲线，并可以在设计阶

段就为渐开线直齿圆柱齿轮副中的两个齿轮分别找到合适的第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线,并通过对该齿廓修形齿轮副进行仿真传动模拟试验,实现强度校核并获取齿廓修形性能参数,从而实现对齿廓修形齿轮副的啮合性能进行分析与评价。

[0009] 本发明为实现上述目的所采用的技术方案是,一种渐开线直齿圆柱齿轮副的齿廓修形方法,专用于在高速、重载工况条件下使用的齿轮副中的两个齿轮的齿廓修形;

[0010] 为叙述方便,以上述两个齿轮中齿数较少的那个齿轮为齿轮A、齿数较多的那个齿轮为齿轮B;若上述两个齿轮的齿数相等,则任意指定其中的一个齿轮为齿轮A,另一个齿轮为齿轮B;

[0011] 其特征在于,所述齿轮A的第一复合齿廓修形曲线满足如下通式(1):

$$[0012] \quad \Delta_i = \left[\alpha \left(\frac{l_i}{l_A} \right)^k + (1-\alpha) \cdot \left(\frac{l_i}{l_A} \right)^g \right] \cdot \Delta_A \quad (1)$$

[0013] 通式(1)中:

[0014] $0 \leq \alpha \leq 1, 1 \leq k \leq 3, 1 \leq g \leq 3$;

[0015] Δ_A 为齿轮A的齿廓修形量, $\Delta_A = (9+0.04W_t) \times 10^{-3}$, W_t 为单位齿宽载荷;

[0016] l_A 为齿轮A的修形长度,为啮合线上对应的起始修形点到单双齿交替啮合点的距离;

[0017] Δ_i 为第一复合齿廓修形曲线上任意一点 P_i 点对应的修形量;

[0018] l_i 为第一复合齿廓修形曲线上任意一点 P_i 点到起始修形点在啮合线上对应的距离;

[0019] 所述齿轮B的第二复合齿廓修形曲线满足如下通式(2):

$$[0020] \quad \Delta_j = \left[\beta \left(\frac{l_j}{l_B} \right)^s + (1-\beta) \cdot \left(\frac{l_j}{l_B} \right)^t \right] \cdot \Delta_B \quad (2)$$

[0021] 通式(2)中:

[0022] $0 \leq \beta \leq 1, 1 \leq s \leq 3, 1 \leq t \leq 3$;

[0023] Δ_B 为齿轮B的齿廓修形量, $\Delta_B = (4+0.04W_t) \times 10^{-3}$;

[0024] l_B 为齿轮B的修形长度, $l_B = l_A$;

[0025] Δ_j 为第二复合齿廓修形曲线上任意一点 Q_j 点对应的修形量;

[0026] l_j 为第二复合齿廓修形曲线上任意一点 Q_j 点到起始修形点在啮合线上对应的距离;

[0027] 所述齿轮A的第一复合齿廓修形曲线和所述齿轮B的第二复合齿廓修形曲线,均是采用正交试验方法得到的;

[0028] 所述正交试验方法的具体步骤如下:

[0029] 第一步,将上述 α 、 k 、 g 、 β 、 s 、 t 作为正交试验的6个影响因素,分别在其取值范围内各自均匀选取 w 个数值,按照正交试验设计方法构造正交试验表,得到 u 组试验数据;

[0030] 其中, w 为正整数, $3 \leq w \leq 8$;

[0031] 第二步,分别提取每组试验数据中的 α 、 k 、 g 代入到上述通式(1)中,得到 u 条第一复合齿廓修形曲线,作为备选的第一复合齿廓修形曲线;

[0032] 分别提取每组试验数据中的 β 、 s 、 t 代入到上述通式(2)中,得到 u 条第二复合齿廓

修形曲线,作为备选的第二复合齿廓修形曲线;

[0033] 第三步,将所得全部备选的第一复合齿廓修形曲线和所得全部备选的第二复合齿廓修形曲线,分别按组进行齿轮A和齿轮B的模拟齿廓修形;然后,将每一组经过模拟齿廓修形后的齿轮A与经过模拟齿廓修形后的齿轮B,分别在计算机上进行仿真传动试验;

[0034] 每一组仿真传动试验均包括以下步骤:

[0035] (1)、由操作人员根据齿轮副的结构参数和材料参数,在计算机上安装的ANSYS软件中建立齿廓修形齿轮副的装配模型,并依据载荷参数在装配模型上建立啮合仿真分析模型;

[0036] (2)、由ANSYS软件对啮合仿真分析模型进行求解,得到分析结果;

[0037] (3)、由操作人员根据分析结果,对齿廓修形齿轮副进行强度校核,并提取齿廓修形性能参数;将强度校核结果与提取的齿廓修形性能参数,作为该组仿真传动试验结果;

[0038] 上述结构参数包括齿轮A齿数、齿轮B齿数、模数、压力角、齿轮A齿宽、齿轮B齿宽、齿轮A变位系数、齿轮B变位系数、齿顶高系数、顶隙系数、齿轮A轴孔直径、齿轮B轴孔直径、齿轮A轴孔倒角和齿轮B轴孔倒角;

[0039] 上述载荷参数包括主动轮转速、主动轮输入转矩、使用系数、动载系数和总载荷系数;

[0040] 上述材料参数包括齿轮A弹性模量、齿轮A泊松比、齿轮A密度、齿轮B弹性模量、齿轮B泊松比、齿轮B密度、齿轮A接触疲劳许用应力、齿轮B接触疲劳许用应力、齿轮A齿根弯曲疲劳许用应力和齿轮B齿根弯曲疲劳许用应力;

[0041] 上述齿廓修形齿轮副的装配模型由齿轮A的模型C和齿轮B的模型D组成;

[0042] 上述齿廓修形性能参数,包括传动误差的标准差和传动过程中的齿面载荷数据;

[0043] 第四步,根据本次正交试验中各组仿真传动试验的结果,判断正交试验是否满足终止条件;上述是否满足终止的判断标准为:

[0044] 以至少存在一组仿真传动试验结果满足强度要求,且同时满足传动误差标准差小于或等于允许值的要求为标准;若满足,则终止正交试验;否则,进行新的正交试验;若本次正交试验满足终止条件,则从满足终止条件的几组仿真传动试验中筛选出齿面载荷数据波动量最小的那组仿真传动试验,将该组仿真传动试验中,模型C所对应的那条备选的第一复合齿廓修形曲线,作为用于对齿轮A进行齿廓修形的第一复合齿廓修形曲线,模型D所对应的那条备选的第二复合齿廓修形曲线,作为用于对齿轮B进行齿廓修形的第二复合齿廓修形曲线;

[0045] 若本次正交试验不满足终止条件,则修改取值个数 w ,对 α 、 k 、 g 、 β 、 s 、 t 重新均匀取值,按照正交试验设计方法重新构造正交试验表,重新得到若干条备选的第一复合齿廓修形曲线和若干条备选的第二复合齿廓修形曲线;

[0046] 再重复第三步到第四步,进行下一次正交试验,直到得到第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线为止。

[0047] 上述技术方案直接带来的技术效果是,通用性强,通过改变第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线上的参数,就能够产生不同形状的修形曲线作为两个齿轮的备选复合齿廓修形曲线。因而,对于在高速、重载情况下使用的渐开线直齿圆柱齿轮副,可以适应具体载荷情况不同的齿轮副的齿廓修形;并可以在设计阶段就为渐开线直齿圆柱齿轮

副中的两个齿轮分别找到合适的第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线。

[0048] 上述技术方案的渐开线直齿圆柱齿轮副的齿廓修形方法,在设计阶段就可以对齿廓修形效果进行评价,实现对第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线的优选,找到满足设计要求的修形曲线,可以有效保证修形质量的稳定性与可靠性。

[0049] 为了更好地理解本发明的技术方案,下面分别对上述通式(1)和通式(2)进行详细说明:

[0050] 通式(1)中, α 为两项修形曲线表达式的叠加系数, $0 \leq \alpha \leq 1$;

[0051] k 、 g 分别为第一项修形曲线表达式和第二项修形曲线表达式的指数,当 k 和 g 取值越大时,第一复合齿廓修形曲线形状越复杂,采用该曲线进行齿廓修形时,加工越困难;为了兼顾修形效果和加工难易程度,在实际工程应用中,修形曲线次数最高为3次、最低为1次,即 $1 \leq k \leq 3, 1 \leq g \leq 3$;

[0052] 通式(2)中, β 为两项修形曲线表达式的叠加系数, $0 \leq \beta \leq 1$;

[0053] s 、 t 分别为第一项修形曲线表达式和第二项修形曲线表达式的指数,当 s 和 t 取值越大时,第二复合齿廓修形曲线形状越复杂,采用该曲线进行齿廓修形时,加工越困难;为了兼顾修形效果和加工难易程度,在实际工程应用中,修形曲线次数最高为3次、最低为1次,即 $1 \leq s \leq 3, 1 \leq t \leq 3$ 。

[0054] 为了更好地理解本发明的技术方案,下面对正交试验中, α 、 k 、 g 、 β 、 s 、 t 作为正交试验的6个影响因素,分别在其取值范围内、各自均匀选取 w 个数值, $3 \leq w \leq 8$,进行详细说明:

[0055] w 作为正交试验中各影响因素的划分水平, w 越大,表示各影响因素取值越多,按照正交试验表安排的试验越多、工作量越大,但是得到的正交试验结果精度越高,为了兼顾试验效率和试验精度,我们的经验表明, $3 \leq w \leq 8$ 的取值范围较为合理。

[0056] 优选为,上述强度校核的方法如下:

[0057] 首先,根据ANSYS软件对啮合仿真分析模型进行求解所得到的分析结果,分别绘制出模型C的齿面接触应力的时间历程曲线、模型C的齿根弯曲应力的时间历程曲线和模型D的齿根弯曲应力的时间历程曲线;

[0058] 然后,找出上述三条曲线中各自的最大值和最大值所对应的啮合位置,分别为模型C的齿面接触应力、模型C的齿根弯曲应力以及模型D的齿根弯曲应力的极限应力值;

[0059] 根据模型C的齿面接触应力的极限应力值、齿轮A的接触疲劳许用应力及齿轮B的接触疲劳许用应力二者中的较小值,计算得到齿轮副的齿面接触疲劳安全系数;

[0060] 根据模型C的齿根弯曲应力的极限应力值和齿轮A的齿根弯曲疲劳许用应力,计算得到齿轮A的齿根弯曲疲劳强度安全系数;

[0061] 根据模型D的齿根弯曲应力的极限应力值和齿轮B的齿根弯曲疲劳许用应力,计算得到齿轮B的齿根弯曲疲劳强度安全系数;

[0062] 将上述齿轮副的齿面接触疲劳安全系数、齿轮A的齿根弯曲疲劳强度安全系数、齿轮B的齿根弯曲疲劳强度安全系数,分别与各自的许用安全系数进行比较,若均大于各自的许用安全系数,则满足强度要求;否则,不满足强度要求;

[0063] 上述传动误差的标准差的计算方法如下:

[0064] 首先,根据ANSYS软件对啮合仿真分析模型进行求解所得到的分析结果,分别读取模型C和模型D在啮合过程中,各自随时间变化所产生的角位移数值;

[0065] 然后,根据所读取的全部角位移数值,结合对应的理论角位移,计算出随时间变化的传动误差值,并计算出传动误差的标准差。

[0066] 该优选技术方案直接带来的技术效果是,可以实现对齿廓修形齿轮副的强度校核,并能获取传动误差的标准差,作为用于评价齿廓修形效果的齿廓修形的主要性能参数之一。

[0067] 本发明的目的之二是,提供一种如上述的渐开线直齿圆柱齿轮副的齿廓修形方法配套的专用参数化CAD系统,其具有实用性强、修形质量稳定可靠;使用过程中工作量大、效率高、省时省力,并有利于节约研发成本等特点。

[0068] 本发明为实现上述目的所采用的技术方案是,一种上述的渐开线直齿圆柱齿轮副的齿廓修形方法配套的专用参数化CAD系统,其特征在于,基于Visual C++2012平台构建,使用微软MFC结合ANSYS参数化设计语言APDL命令流编写,专用参数化CAD系统的结构基于对话框形式设计;

[0069] 所述专用参数化CAD系统包括以下六个模块,分别是:齿轮传动参数输入存储模块、确定正交试验数据模块、参数化齿廓修形齿轮副建模模块、参数化啮合仿真分析模块、齿廓修形齿轮副啮合性能指标提取模块、啮合性能评价模块;

[0070] 所述齿轮传动参数输入存储模块的输出作为确定正交试验数据模块的输入,所述确定正交试验数据模块的输出作为参数化齿廓修形齿轮副建模模块的输入,所述参数化齿廓修形齿轮副建模模块的输出作为参数化啮合仿真分析模块的输入,所述参数化啮合仿真分析模块的输出作为齿廓修形齿轮副啮合性能指标提取模块的输入,所述齿廓修形齿轮副啮合性能指标提取模块的输出作为啮合性能评价模块的输入;

[0071] 齿轮传动参数输入存储模块,用于输入齿轮传动的结构参数、载荷参数、材料参数、传动误差标准差允许值、齿面接触疲劳许用安全系数、齿轮A的齿根弯曲疲劳强度许用安全系数、以及齿轮B的齿根弯曲疲劳强度许用安全系数,并将这些参数进行存储以供后续模块调用;

[0072] 确定正交试验数据模块,用于排布正交试验表,以供后续模块调用;

[0073] 参数化齿廓修形齿轮副建模模块,用于建立齿廓修形齿轮副的装配模型,具体为:首先调用齿轮传动参数输入存储模块中的数据,计算建立齿廓修形齿轮副的装配模型所需要的其他参数,然后使用上述计算的参数和正交试验数据模块中的一行试验数据,后台调用APDL命令流编制的建模程序,精确建立齿轮A的模型C和齿轮B的模型D,并以IGES格式存储,供后续的啮合仿真分析及其他CAD/CAE软件调用;

[0074] 参数化啮合仿真分析模块,用于建立齿廓修形齿轮副的啮合仿真分析模型,然后对啮合仿真分析模型进行啮合仿真分析,具体为:

[0075] 基于参数化齿廓修形齿轮副建模模块建立的齿廓修形齿轮副的装配模型,使用通过系统主界面输入的啮合仿真分析模型参数及啮合仿真分析参数,系统后台调用啮合仿真分析程序,实现参数化建立齿廓修形齿轮副的啮合仿真分析模型,并后台启动ANSYS软件完成啮合仿真分析,并将分析结果数据存入指定位置,供后续模块调用;

[0076] 所述啮合仿真分析模型参数包括:网格类型、网格密度、材料参数;

[0077] 所述啮合仿真分析参数包括:转矩、转速、加载时间;

[0078] 所述啮合仿真分析程序由APDL命令流编写,适用于ANSYS10.0以上、14.5以下所有

版本；

[0079] 齿廓修形齿轮副啮合性能指标提取模块,用于提取齿廓修形齿轮副的啮合性能指标,以便后续模块对齿廓修形齿轮副的啮合性能进行评价,具体为:

[0080] 系统后台调用由APDL命令流编写的参数化程序,首先读取齿廓修形齿轮副模型在每一啮合位置的应力云图,绘制时间历程曲线图;

[0081] 然后,分别读取在上述啮合仿真分析过程中模型C和模型D的角位移数值,计算出随时间变化的传动误差值,并计算出传动误差的标准差;

[0082] 最后,读取在上述啮合仿真分析过程中模型C的齿面载荷数据;

[0083] 所述应力云图包括:模型C的齿面接触应力云图、模型C的齿根弯曲应力云图、模型D的齿根弯曲应力云图;

[0084] 所述时间历程曲线图包括模型C的齿面接触应力的时间历程曲线图、模型C的齿根弯曲应力的时间历程曲线图和模型D的齿根弯曲应力的时间历程曲线图;

[0085] 所述啮合性能评价模块,用于对齿廓修形齿轮副啮合性能指标提取模块提取出的结果进行分析评价;

[0086] 所述啮合性能评价模块具有两项功能,其中一项是对齿廓修形齿轮副进行强度校核,另一项是,显示齿廓修形性能参数;

[0087] 待完成全部仿真传动试验后,在啮合性能评价模块中,按照以强度校核结果满足要求、同时传动误差的标准差小于或等于允许值的原则,筛选出齿面载荷数据波动量最小的那组仿真传动试验;

[0088] 然后,输出该组仿真传动试验中、模型C使用的那条备选的第一复合齿廓修形曲线和模型D使用的那条备选的第二复合齿廓修形曲线。

[0089] 上述技术方案直接带来的技术效果是,与渐开线直齿圆柱齿轮副的齿廓修形方法配套的专用参数化CAD系统,其实用性强,既可以充分满足在设计阶段为具体载荷情况不同的渐开线直齿圆柱齿轮副中的两个齿轮分别找到合适的第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线,能够改善在高速、重载情况下使用的齿轮副传动不平稳、存在振动和噪声的问题,提高齿轮副的使用寿命,同时能够精确计算齿廓修形齿轮副的强度,完成对齿廓修形齿轮副的强度校核与齿廓修形性能评价的需要;又利于根据其仿真分析得出的结果,直接试制齿廓修形齿轮副,无需反复进行调整修形数据—试制齿轮—跑合测试,从而,提高效率、减轻工作量、省时省力、节约研发成本。

[0090] 简言之,上述技术方案的专用参数化CAD系统,将齿廓修形后的渐开线直齿圆柱齿轮副建模、啮合仿真分析以及提取齿廓修形齿轮副的啮合性能等过程融入到一个系统中,在实现上述多种功能的同时,不存在模型传递过程中出现丢失数据导致分析不准确甚至失败的问题;并且,通过输入相应参数就能够为具体载荷情况不同的、在高速重载情况下使用的渐开线直齿圆柱齿轮副中的两个齿轮分别找到合适的第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线,简化了设计过程。

[0091] 综上所述,本发明相对于现有技术,具有通用性强、修形质量稳定可靠、使用方便、效率高、成本低等有益效果。

附图说明

[0092] 图1为一对渐开线直齿圆柱齿轮副进行齿廓修形后,齿轮副啮合部位的局部结构示意图(图中,虚线部分表示齿轮副不进行齿廓修形时的形状,实线部分表示齿轮副齿廓修形后的形状);

[0093] 图2为一种渐开线直齿圆柱齿轮副的齿廓修形方法配套的专用参数化CAD系统的结构框图。

[0094] 附图标记说明:

[0095] 1、齿轮A,2、齿轮B,3、第一复合齿廓修形曲线,4、位于齿轮A齿廓曲面上的标准渐开线,5、第二复合齿廓修形曲线,6、位于齿轮B齿廓曲面上的标准渐开线;

[0096] 图1中: Δ_A 表示齿轮A的齿廓修形量; Δ_B 表示齿轮B的齿廓修形量。

具体实施方式

[0097] 下面结合附图和实施例,对本发明进行详细说明。

[0098] 实施例1

[0099] 选取用于矿用减速器中的一对渐开线直齿圆柱齿轮副,并以该齿轮副需要在两种不同载荷条件下使用,进行举例说明。

[0100] 说明:实施例1中,所选取的这一对需要在两种不同载荷条件下使用的渐开线直齿圆柱齿轮副的原始参数,如表1所示。

[0101] 表1渐开线直齿圆柱齿轮传动参数

[0102]

| 结构参数 | 齿轮 A 齿数 z_1 | 齿轮 B 齿数 z_2 | 模数 m | 压力角 | 齿轮 A 变位系数 x_1 | 齿轮 B 变位系数 x_2 | 齿轮 A 齿宽 B_1 | 齿轮 B 齿宽 B_2 | 齿顶高系数 | 顶隙系数 |
|------|---------------|---------------|--------------------------|-----------|-----------------|--------------------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------|
| | 44 | 88 | 3.5 | 20° | 0 | 0 | 45mm | 40mm | 1 | 0.25 |
| | 齿轮 A 轴孔直径 | 齿轮 B 轴孔直径 | 齿轮 A 轴孔倒角 | 齿轮 B 轴孔倒角 | — | — | — | — | — | — |
| 70mm | 110mm | 2mm | 3mm | — | — | — | — | — | — | |
| 载荷参数 | 载荷序号 | 主动轮转速 | 主动轮输入转矩 | 使用系数 | 动载系数 | 总载荷系数 | — | — | — | — |
| | 1 | 6000r/min | 1016.4N·m | 1.5 | 1.207 | 1.921 | — | — | — | — |
| | 2 | 5000r/min | 924 N·m | 1.5 | 1.185 | 1.865 | — | — | — | — |
| 材料参数 | 齿轮 A 弹性模量 | 齿轮 A 泊松比 | 齿轮 A 密度 | 齿轮 B 弹性模量 | 齿轮 B 泊松比 | 齿轮 B 密度 | 齿轮 A 接触疲劳许用应力 | 齿轮 B 接触疲劳许用应力 | 齿轮 A 齿根弯曲疲劳许用应力 | 齿轮 B 齿根弯曲疲劳许用应力 |
| | 2.12E5MPa | 0.289 | 7.86E-3g/mm ³ | 2.07E5MPa | 0.254 | 7.87E-3g/mm ³ | 752MPa | 746MPa | 474MPa | 409MPa |

[0103] 由于该渐开线直齿圆柱齿轮副在高速、重载情况下使用,存在振动、冲击的问题,会导致减速器传动不平稳、并存在噪声的问题。

[0104] 为了解决上述问题,不能直接采用标准的渐开线直齿圆柱齿轮副,而应采用进行齿廓修形后的渐开线直齿圆柱齿轮副,因此,需要对该齿轮副中的两个齿轮采用的修形曲线进行设计计算。

[0105] 设计要求如下:

[0106] 传动误差标准差允许值为 $5 \times 10e-4$ rad、齿面接触疲劳许用安全系数为1.3、齿轮A及齿轮B的齿根弯曲疲劳强度许用安全系数均为1.5。

[0107] 具体过程如下:

[0108] 渐开线直齿圆柱齿轮副的齿廓修形方法,适用于在高速、重载情况下使用的齿轮副,需要对齿轮副中的两个齿轮都进行齿廓修形;为叙述方便,如图1所示,以上述两个齿轮中齿数较少的那个齿轮为齿轮A1、齿数较多的那个齿轮为齿轮B2;若上述两个齿轮的齿数相等,则任意指定其中的一个齿轮为齿轮A,另一个齿轮为齿轮B;

[0109] 其特征在于,如图1所示,位于齿轮A齿廓表面上的齿廓曲线由第一复合齿廓修形曲线3和标准渐开线4共同构成,其中,第一复合齿廓修形曲线满足如下通式(1):

$$[0110] \quad \Delta_i = \left[\alpha \left(\frac{l_i}{l_A} \right)^k + (1-\alpha) \cdot \left(\frac{l_i}{l_A} \right)^g \right] \cdot \Delta_A \quad (1)$$

[0111] 通式(1)中:

$$[0112] \quad 0 \leq \alpha \leq 1, 1 \leq k \leq 3, 1 \leq g \leq 3;$$

[0113] 如图1所示, Δ_A 为齿轮A的齿廓修形量, $\Delta_A = (9+0.04W_t) \times 10^{-3}$, W_t 为单位齿宽载荷;

[0114] l_A 为齿轮A的修形长度,为啮合线上对应的起始修形点到单双齿交替啮合点的距离;

[0115] Δ_i 为第一复合齿廓修形曲线上任意一点 P_i 点对应的修形量;

[0116] l_i 为第一复合齿廓修形曲线上任意一点 P_i 点到起始修形点在啮合线上对应的距离;

[0117] 如图1所示,位于齿轮B齿廓表面上的齿廓曲线由第二复合齿廓修形曲线5和标准渐开线6共同构成,其中,第二复合齿廓修形曲线满足如下通式(2):

$$[0118] \quad \Delta_j = \left[\beta \left(\frac{l_j}{l_B} \right)^s + (1-\beta) \cdot \left(\frac{l_j}{l_B} \right)^t \right] \cdot \Delta_B \quad (2)$$

[0119] 通式(2)中:

$$[0120] \quad 0 \leq \beta \leq 1, 1 \leq s \leq 3, 1 \leq t \leq 3;$$

[0121] 如图1所示, Δ_B 为齿轮B的齿廓修形量, $\Delta_B = (4+0.04W_t) \times 10^{-3}$;

[0122] l_B 为齿轮B的修形长度, $l_B = l_A$;

[0123] Δ_j 为第二复合齿廓修形曲线上任意一点 Q_j 点对应的修形量;

[0124] l_j 为第二复合齿廓修形曲线上任意一点 Q_j 点到起始修形点在啮合线上对应的距离;

[0125] 在此,先对表1中所示齿轮副在第一种具体载荷情况下传动时,为齿轮A和齿轮B分别筛选出第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线的过程进行详细描述。

[0126] 上述齿轮A的第一复合齿廓修形曲线和齿轮B的第二复合齿廓修形曲线是采用正交试验方法得到的,具体方法如下:

[0127] 首先,使用得到的若干条备选的第一复合齿廓修形曲线和若干条备选的第二复合齿廓修形曲线分别按组对齿轮A和齿轮B进行模拟齿廓修形;然后,分别对每组模拟齿廓修形后的齿轮A与齿轮B进行仿真传动试验;最后,依据仿真传动试验结果,以强度校核结果满足要求、同时传动误差的标准差小于或等于允许值为原则,筛选出齿面载荷数据波动量最小的那组仿真传动试验,获得齿轮A的第一复合齿廓修形曲线和齿轮B的第二复合齿廓修形曲线。

[0128] 上述正交试验方法的具体步骤如下：

[0129] 第一步，将上述 α 、 k 、 g 、 β 、 s 、 t 作为正交试验的6个影响因素，分别在其取值范围内各自均匀选取 w 个数值，按照正交试验设计方法构造正交试验表，得到 u 组试验数据；

[0130] 其中， w 为正整数， $3 \leq w \leq 8$ ；

[0131] (显然， u 必然也是正整数)。

[0132] 第二步，分别提取每组试验数据中的 α 、 k 、 g 代入到上述通式(1)中，得到 U 条第一复合齿廓修形曲线，作为备选的第一复合齿廓修形曲线；

[0133] 分别提取每组试验数据中的 β 、 s 、 t 代入到上述通式(2)中，得到 U 条第二复合齿廓修形曲线，作为备选的的第二复合齿廓修形曲线；

[0134] 在本具体实施例中， w 取5，按照 $L_{25}(5^6)$ 的排布方式得到正交试验表，得到25组试验数据，如表2所示，则共可得到25条备选的第一复合齿廓修形曲线，25条备选的的第二复合齿廓修形曲线；

[0135] 表2正交试验表

[0136]

| 试验序号 | 影响因素 | | | | | |
|------|-------------|--------|--------|------------|--------|--------|
| | 系数 α | 指数 k | 指数 g | 系数 β | 指数 s | 指数 t |
| 1 | 0.1 | 1 | 1 | 0.1 | 1 | 1 |
| 2 | 0.1 | 1.5 | 1.5 | 0.3 | 1.5 | 1.5 |
| 3 | 0.1 | 2 | 2 | 0.5 | 2 | 2 |
| 4 | 0.1 | 2.5 | 2.5 | 0.7 | 2.5 | 2.5 |
| 5 | 0.1 | 3 | 3 | 0.9 | 3 | 3 |
| 6 | 0.3 | 1 | 1.5 | 0.5 | 2.5 | 3 |
| 7 | 0.3 | 1.5 | 2 | 0.7 | 3 | 1 |
| 8 | 0.3 | 2 | 2.5 | 0.9 | 1 | 1.5 |
| 9 | 0.3 | 2.5 | 3 | 0.1 | 1.5 | 2 |

[0137]

| | | | | | | |
|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 10 | 0.3 | 3 | 1 | 0.3 | 2 | 2.5 |
| 11 | 0.5 | 1 | 2 | 0.9 | 1.5 | 2.5 |
| 12 | 0.5 | 1.5 | 2.5 | 0.1 | 2 | 3 |
| 13 | 0.5 | 2 | 3 | 0.3 | 2.5 | 1 |
| 14 | 0.5 | 2.5 | 1 | 0.5 | 3 | 1.5 |
| 15 | 0.5 | 3 | 1.5 | 0.7 | 1 | 2 |
| 16 | 0.7 | 1 | 2.5 | 0.3 | 3 | 2 |
| 17 | 0.7 | 1.5 | 3 | 0.5 | 1 | 2.5 |
| 18 | 0.7 | 2 | 1 | 0.7 | 1.5 | 3 |
| 19 | 0.7 | 2.5 | 1.5 | 0.9 | 2 | 1 |
| 20 | 0.7 | 3 | 2 | 0.1 | 2.5 | 1.5 |
| 21 | 0.9 | 1 | 3 | 0.7 | 2 | 1.5 |
| 22 | 0.9 | 1.5 | 1 | 0.9 | 2.5 | 2 |
| 23 | 0.9 | 2 | 1.5 | 0.1 | 3 | 2.5 |
| 24 | 0.9 | 2.5 | 2 | 0.3 | 1 | 3 |
| 25 | 0.9 | 3 | 2.5 | 0.5 | 1.5 | 1 |

[0138] 第三步，将所得全部备选的第一复合齿廓修形曲线和所得全部备选的的第二复合齿

廓修形曲线,分别按组进行齿轮A和齿轮B的模拟齿廓修形;然后,将每一组经过模拟齿廓修形后的齿轮A与经过模拟齿廓修形后的齿轮B,分别在计算机上进行仿真传动试验;

[0139] 每一组仿真传动试验均包括以下步骤:

[0140] (1)、根据表1所示齿轮副的结构参数和材料参数,在计算机上安装的ANSYS14.5软件中建立齿廓修形齿轮副的装配模型,并依据载荷参数在装配模型上建立啮合仿真分析模型;

[0141] (2)、由ANSYS14.5软件对啮合仿真分析模型进行求解,得到分析结果;

[0142] (3)、根据分析结果,对齿廓修形齿轮副进行强度校核,并提取齿廓修形性能参数;将强度校核结果与提取的齿廓修形性能参数,作为该组仿真传动试验结果;

[0143] 上述结构参数包括齿轮A齿数、齿轮B齿数、模数、压力角、齿轮A齿宽、齿轮B齿宽、齿轮A变位系数、齿轮B变位系数、齿顶高系数、顶隙系数、齿轮A轴孔直径、齿轮B轴孔直径、齿轮A轴孔倒角和齿轮B轴孔倒角;

[0144] 上述载荷参数包括主动轮转速、主动轮输入转矩、使用系数、动载系数和总载荷系数;

[0145] 上述材料参数包括齿轮A弹性模量、齿轮A泊松比、齿轮A密度、齿轮B弹性模量、齿轮B泊松比、齿轮B密度、齿轮A接触疲劳许用应力、齿轮B接触疲劳许用应力、齿轮A齿根弯曲疲劳许用应力和齿轮B齿根弯曲疲劳许用应力;

[0146] 上述齿廓修形齿轮副的装配模型由齿轮A的模型C和齿轮B的模型D组成;

[0147] 上述齿廓修形性能参数,包括传动误差的标准差和传动过程中的齿面载荷数据;

[0148] 第四步,根据本次正交试验中各组仿真传动试验的结果,判断正交试验是否满足终止条件;上述是否满足终止的判断标准为:

[0149] 以至少存在一组仿真传动试验结果满足强度要求,且同时满足传动误差标准差小于或等于允许值的要求为标准;若满足,则终止正交试验;否则,进行新的正交试验;

[0150] 若本次正交试验满足终止条件,则从满足终止条件的几组仿真传动试验中筛选出齿面载荷数据波动量最小的那组仿真传动试验,将该组仿真传动试验中,模型C所对应的那条备选的第一复合齿廓修形曲线,作为用于对齿轮A进行齿廓修形的第一复合齿廓修形曲线,模型D所对应的那条备选的复合齿廓修形曲线,作为用于对齿轮B进行齿廓修形的第二复合齿廓修形曲线;

[0151] 若本次正交试验不满足终止条件,则修改取值个数 w ,对 α 、 k 、 g 、 β 、 s 、 t 重新均匀取值,按照正交试验设计方法重新构造正交试验表,重新得到若干条备选的第一复合齿廓修形曲线和若干条备选的复合齿廓修形曲线;

[0152] 再重复第三步到第四步,进行下一次正交试验,直到得到第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线为止。

[0153] 为更好地理解本发明,

[0154] 下面对建立齿廓修形曲面的具体方法进行详细说明。

[0155] 对于位于齿轮A的模型C中、任意一个轮齿的单侧齿廓曲面上的齿廓修形曲面,建立方法具体如下:

[0156] 首先,在ANSYS14.5软件中,以总体坐标系中的圆柱坐标系作为第一圆柱坐标系;

[0157] 然后,假定模型C的任意一侧端面的中心点位于第一圆柱坐标系的原点、并将该端

面命名为C1端面、另一侧端面为C2端面,模型C的旋转中心轴线与第一圆柱坐标系的z轴重合,并且从第一圆柱坐标系的原点指向C2端面中心点的方向与第一圆柱坐标系的z轴正方向一致,假定模型C中任意一个轮齿的单侧齿廓曲面投影在C1端面上的齿廓曲线中、标准渐开线部分的起始点位于第一圆柱坐标系的极轴正方向上,并且该标准渐开线部分沿第一圆柱坐标系极角增大的方向展开;

[0158] 接着,在上述齿廓曲线中的齿廓修形部分上、沿着从起始修形点到齿顶的方向上等距离选取若干个点,则其中任意一点 P_i 点在第一圆柱坐标系下的坐标如下式(3)所示:

$$[0159] \begin{cases} \rho_i = \sqrt{r_{a1}^2 + (l_A - l_i)^2 - 2r_{a1}(l_A - l_i)\cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_{a1}\right)} \\ \varphi_i = (\theta_{1i} + \theta_{2i} - \theta_{3i}) \cdot \frac{180}{\pi} \\ z_i = 0 \end{cases} \quad (3)$$

[0160] 上式(3)中:

[0161] r_{a1} 为齿轮A的齿顶圆半径;

[0162] α_{a1} 为齿轮A的齿顶圆压力角;

[0163] 其中, θ_{1i} 、 θ_{2i} 、 θ_{3i} 如下式(4)所示:

$$[0164] \begin{cases} \theta_{1i} = \tan \alpha_i - \alpha_i \\ \theta_{2i} = \frac{s_1}{2r_1} - \theta_{1i} + \theta_1 \\ \theta_{3i} = \arctan\left(\frac{\rho_i \cdot \sin \theta_{2i} - \Delta_i}{\rho_i \cdot \cos \theta_{2i}}\right) \end{cases} \quad (4)$$

[0165] 上式(4)中:

[0166] s_1 为齿轮A的分度圆齿厚;

[0167] r_1 为齿轮A的分度圆半径;

[0168] θ_1 为齿轮A的分度圆展角;

[0169] 其中, α_i 可由下式(5)求得

$$[0170] \alpha_i = \alpha_{a1} - \arcsin \frac{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_{a1}\right) \cdot (l_A - l_i)}{\rho_i} \quad (5)$$

[0171] 按照由上述公式(3)、公式(4)、公式(5)计算出的坐标,在第一圆柱坐标系下建立上述若干个点,将所述建立好的若干个点沿着第一圆柱坐标系的z轴方向、等距离的阵列若干行,生成一个点阵;

[0172] 最后,基于均匀双三次B样条曲面生成方法,将上述生成的点阵拟合生成一个曲面,就是位于模型C中的、任意一个轮齿的单侧齿廓曲面中的齿廓修形曲面。

[0173] 对于位于齿轮B的模型D中、任意一个轮齿的单侧齿廓曲面中的齿廓修形曲面,建立方法具体如下:

[0174] 首先,根据齿轮副的中心距和两齿轮齿宽,平移第一圆柱坐标系得到第二圆柱坐

标系；

[0175] 然后,假定模型D的任意一侧端面的中心点位于第二圆柱坐标系的原点、并将该端面命名为D1端面、另一侧端面为D2端面,模型D的旋转中心轴线与第二圆柱坐标系的z轴重合,并且从第二圆柱坐标系的原点指向D2端面中心点的方向与第二圆柱坐标系的z轴正方向一致,假定模型D中任意一个轮齿的单侧齿廓曲面投影在D1端面上的齿廓曲线中、标准渐开线部分的起始点位于第二圆柱坐标系的极轴正方向上,并且该标准渐开线部分沿第二圆柱坐标系极角增大的方向展开；

[0176] 接着,在上述齿廓曲线中的齿廓修形部分上、沿着从起始修形点到齿顶的方向上等距离选取若干个点,则其中任意一点 Q_j 点在第二圆柱坐标系下的坐标如下式(6)所示：

$$[0177] \begin{cases} \rho_j = \sqrt{r_{a2}^2 + (l_B - l_j)^2 - 2r_{a2} \cdot (l_B - l_j) \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_{a2}\right)} \\ \varphi_j = (\theta_{1j} + \theta_{2j} - \theta_{3j}) \cdot \frac{180}{\pi} \\ z_j = 0 \end{cases} \quad (6)$$

[0178] 上式(6)中：

[0179] r_{a2} 为齿轮B的齿顶圆半径；

[0180] α_{a2} 为齿轮B的齿顶圆压力角；

[0181] 其中, θ_{1j} 、 θ_{2j} 、 θ_{3j} 如下式(7)所示：

$$[0182] \begin{cases} \theta_{1j} = \tan \alpha_j - \alpha_j \\ \theta_{2j} = \frac{s_2}{2r_2} - \theta_{1j} + \theta_2 \\ \theta_{3j} = \arctan\left(\frac{\rho_j \cdot \sin \theta_{2j} - \Delta_j}{\rho_j \cdot \cos \theta_{2j}}\right) \end{cases} \quad (7)$$

[0183] 上式(7)中：

[0184] s_2 为齿轮B的分度圆齿厚；

[0185] r_2 为齿轮B的分度圆半径；

[0186] θ_2 为齿轮B的分度圆展角；

[0187] 其中, α_j 可由下式(8)求得

$$[0188] \alpha_j = \alpha_{a2} - \arcsin \frac{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_{a2}\right) \cdot (l_B - l_j)}{\rho_j} \quad (8)$$

[0189] 按照由上述公式(6)、公式(7)、公式(8)计算出的坐标,在第二圆柱坐标系下建立上述若干个点,将所述建立好的若干个点沿着第二圆柱坐标系的z轴方向、等距离的阵列若干行,生成一个点阵；

[0190] 最后,基于均匀双三次B样条曲面生成方法,将上述生成的点阵拟合生成一个曲面,就是位于模型D中的、任意一个轮齿的单侧齿廓曲面上的齿廓修形曲面。

[0191] 为了更好的了解本发明中对齿廓修形齿轮副进行强度校核的内容,上述强度校核的具体方法如下:

[0192] 首先,根据ANSYS14.5软件对啮合仿真分析模型进行求解所得到的分析结果,分别绘制出模型C的齿面接触应力的时间历程曲线、模型C的齿根弯曲应力的时间历程曲线和模型D的齿根弯曲应力的时间历程曲线;

[0193] 然后,找出上述三条曲线中各自的最大值和最大值所对应的啮合位置,分别为模型C的齿面接触应力、模型C的齿根弯曲应力以及模型D的齿根弯曲应力的极限应力值;

[0194] 根据模型C的齿面接触应力的极限应力值、齿轮A的接触疲劳许用应力及齿轮B的接触疲劳许用应力二者中的较小值,计算得到齿轮副的齿面接触疲劳安全系数;

[0195] 根据模型C的齿根弯曲应力的极限应力值和齿轮A的齿根弯曲疲劳许用应力,计算得到齿轮A的齿根弯曲疲劳强度安全系数;

[0196] 根据模型D的齿根弯曲应力的极限应力值和齿轮B的齿根弯曲疲劳许用应力,计算得到齿轮B的齿根弯曲疲劳强度安全系数;

[0197] 将上述齿轮副的齿面接触疲劳安全系数、齿轮A的齿根弯曲疲劳强度安全系数、齿轮B的齿根弯曲疲劳强度安全系数,分别与各自的许用安全系数进行比较,若均大于各自的许用安全系数,则满足强度要求;否则,不满足强度要求。

[0198] 上述传动误差的标准差的计算方法如下:

[0199] 首先,根据ANSYS14.5软件对啮合仿真分析模型进行求解所得到的分析结果,分别读取模型C和模型D在啮合过程中,各自随时间变化所产生的角位移数值;

[0200] 然后,根据所读取的全部角位移数值,结合对应的理论角位移,计算出随时间变化的传动误差值,并计算出传动误差的标准差。

[0201] 当表1所述齿轮副在第一种具体载荷情况下工作时,使用上述一种渐开线直齿圆柱齿轮副的齿廓修形方法,使用表2中安排的正交试验数据、对齿轮A和齿轮B分别进行模拟齿廓修形并进行仿真传动试验。

[0202] 通过强度校核发现每一组仿真传动试验均满足强度条件,其中,每一组仿真传动试验的齿面接触疲劳安全系数相差不大,均大于1.55小于1.63;每一组仿真传动试验中,齿轮A的齿根弯曲疲劳强度安全系数相差不大,均大于1.72小于1.81;每一组仿真传动试验中,齿轮B的齿根弯曲疲劳强度安全系数相差也不大,均大于1.69小于1.75。说明修形曲线对齿廓修形齿轮副的强度影响不大。

[0203] 然后,通过计算每组仿真传动试验的传动误差标准差发现,第3、6、7、9、11、14、16、18、21、22组的传动误差标准差均小于允许值 $5 \times 10^{-4} \text{rad}$,因此,本次正交试验满足终止条件。

[0204] 接着,在这几组仿真传动试验中,比较齿面载荷数据的波动量,发现在采用第11组数据的仿真传动试验中,当轮齿在修形区域啮合时,齿面载荷数据的波动量最小,为236N。在该组仿真传动试验中,计算出的齿面接触疲劳安全系数为1.58,齿轮A的齿根弯曲疲劳强度安全系数为1.79,齿轮B的齿根弯曲疲劳强度安全系数为1.74,传动误差标准差为 $1.19 \times 10^{-4} \text{rad}$ 。

[0205] 将该组仿真传动试验中,模型C使用的备选的第一复合齿廓修形曲线作为筛选出的、齿轮A的第一复合齿廓修形曲线,模型D使用的备选的的第二复合齿廓修形曲线作为筛选

出的、齿轮B的第二复合齿廓修形曲线。

[0206] 其中, 齿轮A的第一复合齿廓修形曲线表达式, 如下式 (9) 所示:

$$[0207] \quad \Delta_i = \left[0.5 \left(\frac{l_i}{8.1} \right)^1 + 0.5 \cdot \left(\frac{l_i}{8.1} \right)^2 \right] \times 22.2 \quad (9)$$

[0208] 齿轮B的第二复合齿廓修形曲线表达式, 如下式 (10) 所示:

$$[0209] \quad \Delta_j = \left[0.9 \left(\frac{l_j}{8.1} \right)^{1.5} + 0.1 \cdot \left(\frac{l_j}{8.1} \right)^{2.5} \right] \cdot 17.2 \quad (10)$$

[0210] 通过上述齿廓修形性能评价的步骤, 得知当使用上式 (9)、(10) 所示的第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线为表1所述的在第一种具体载荷情况下工作的齿轮副进行齿廓修形时, 能够有效解决齿轮副传动时传动误差波动较大的问题, 并且能够有效改善齿轮副的冲击、振动问题以及由此带来的噪声问题, 从而可以使齿轮副传动更加平稳。表1所述齿轮副在第二种具体载荷情况下工作时, 则上述在第一种具体载荷情况下分别为齿轮A和齿轮B筛选出的第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线, 不再适用于第二种具体载荷情况, 此时需要重新分别为齿轮A和齿轮B筛选第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线。

[0211] 仍然采用表2中安排的正交试验数据, 分别对齿轮A和齿轮B进行模拟齿廓修形, 具体过程与为该齿轮副在第一种具体载荷情况下、寻求适宜的第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线的方法一样, 在此不再赘述。

[0212] 通过对每一组仿真传动试验进行强度校核发现, 均满足强度要求。然后, 通过计算每组仿真传动试验的传动误差标准差发现, 第7、9、14、15、17、19、23、24组的传动误差标准差均小于允许值 $5 \times 10e-4 \text{rad}$, 因此, 本次正交试验满足终止条件。

[0213] 然后, 在这几组仿真传动试验中, 比较齿面载荷数据的波动量, 发现在采用第17组数据的仿真传动试验中, 当轮齿在修形区域啮合时, 齿面载荷数据的波动量最小。

[0214] 将该组仿真传动试验中, 模型C使用的备选的第一复合齿廓修形曲线作为筛选出的、齿轮A的第一复合齿廓修形曲线, 模型D使用的备选的的第二复合齿廓修形曲线作为筛选出的、齿轮B的第二复合齿廓修形曲线。

[0215] 其中, 齿轮A的第一复合齿廓修形曲线表达式如式 (11) 所示:

$$[0216] \quad \Delta_i = \left[0.7 \left(\frac{l_i}{8.1} \right)^{1.5} + 0.3 \cdot \left(\frac{l_i}{8.1} \right)^3 \right] \times 22.2 \quad (11)$$

[0217] 齿轮B的第二复合齿廓修形曲线表达式如式 (12) 所示:

$$[0218] \quad \Delta_j = \left[0.5 \left(\frac{l_j}{8.1} \right)^1 + 0.5 \cdot \left(\frac{l_j}{8.1} \right)^{2.5} \right] \cdot 17.2 \quad (12)$$

[0219] 通过上述齿廓修形性能评价的步骤, 得知当使用上式 (11)、(12) 所示的第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线为表1所述的、在第二种具体载荷情况下工作的齿轮副进行齿廓修形时, 能够有效解决齿轮副传动时传动误差波动较大的问题, 并且能够有效改善齿轮副的冲击、振动问题以及由此带来的噪声问题, 从而可以使齿轮副传动更加平稳。

[0220] 采用上式(9)、(10)所示的第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线为表1所述的在第二种具体载荷情况下工作的齿轮副进行齿廓修形,通过对模拟齿廓修形后的齿轮副进行仿真传动试验发现,虽然其在一定程度上能够改善上述提到的渐开线直齿圆柱齿轮传动中存在的问题,但是齿面载荷波动量明显大于采用第17组试验数据进行仿真传动试验的波动量。

[0221] 本发明利用现有的计算机辅助设计软件对齿廓修形齿轮副进行仿真传动模拟试验,采用正交试验的方法能够在设计阶段为具体载荷情况不同的渐开线直齿圆柱齿轮副中的两个齿轮分别找到合适的第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线,能够改善在高速、重载情况下使用的齿轮副传动不平稳、存在振动和噪声的问题,提高齿轮副的使用寿命,同时能够精确计算齿廓修形齿轮副的强度,完成对齿廓修形齿轮副的强度校核与齿廓修形性能评价的需要;

[0222] 并且,根据计算机仿真分析得出的结果,直接试制齿廓修形齿轮副,无需反复进行调整修形数据—试制齿轮—跑合测试,提高效率、减轻工作量、也节约了研发成本。

[0223] 实施例2

[0224] 选取如表1所示的一对渐开线直齿圆柱齿轮副,当该齿轮副需要在表1所示的第一种具体载荷情况下使用时,采用本发明的一种渐开线直齿圆柱齿轮副的齿廓修形方法配套的专用参数化CAD系统、对该齿轮副应当采用的修形曲线进行设计,作为本实施例的内容。

[0225] 本发明的一种渐开线直齿圆柱齿轮副的齿廓修形方法配套的专用参数化CAD系统,其特征在于,基于Visual C++2012平台构建,使用微软MFC结合ANSYS参数化设计语言APDL命令流编写,专用参数化CAD系统的结构基于对话框形式设计;

[0226] 如图2所示,所述专用参数化CAD系统包括以下六个模块,分别是:齿轮传动参数输入存储模块、确定正交试验数据模块、参数化齿廓修形齿轮副建模模块、参数化啮合仿真分析模块、齿廓修形齿轮副啮合性能指标提取模块、啮合性能评价模块;

[0227] 所述齿轮传动参数输入存储模块的输出作为确定正交试验数据模块的输入,所述确定正交试验数据模块的输出作为参数化齿廓修形齿轮副建模模块的输入,所述参数化齿廓修形齿轮副建模模块的输出作为参数化啮合仿真分析模块的输入,所述参数化啮合仿真分析模块的输出作为齿廓修形齿轮副啮合性能指标提取模块的输入,所述齿廓修形齿轮副啮合性能指标提取模块的输出作为啮合性能评价模块的输入;

[0228] 首先,设计人员需要根据表1中提供的参数,在齿轮传动参数输入存储模块中,输入齿轮传动的结构参数、载荷参数、材料参数、传动误差标准差允许值、齿面接触疲劳许用安全系数、齿轮A的齿根弯曲疲劳强度许用安全系数、以及齿轮B的齿根弯曲疲劳强度许用安全系数,并将这些参数进行存储以供后续模块调用;

[0229] 其次,在确定正交试验数据模块中,分别在 α 、 k 、 g 、 β 、 s 、 t 的取值范围内各自均匀选取 w 个数值,在本实施例中 $w=5$,用于排布正交试验表,以供后续模块调用;

[0230] 然后,在参数化齿廓修形齿轮副建模模块中,建立齿廓修形齿轮副的装配模型,具体为:首先调用齿轮传动参数输入存储模块中的数据,计算建立齿廓修形齿轮副的装配模型所需要的其他参数,然后使用上述计算的参数和正交试验数据模块中的一行试验数据,后台调用APDL命令流编制的建模程序,精确建立齿轮A的模型C和齿轮B的模型D,并以IGES格式存储,供后续的啮合仿真分析及其他CAD/CAE软件调用;

[0231] 接着,在参数化啮合仿真分析模块中,调用参数化齿廓修形齿轮副建模模块中建立好的该组齿廓修形齿轮副的装配模型,建立齿廓修形齿轮副的啮合仿真分析模型,然后对啮合仿真分析模型进行啮合仿真分析,具体为:

[0232] 基于参数化齿廓修形齿轮副建模模块建立的齿廓修形齿轮副的装配模型,使用通过系统主界面输入的啮合仿真分析模型参数及啮合仿真分析参数,系统后台调用啮合仿真分析程序,实现参数化建立齿廓修形齿轮副的啮合仿真分析模型,并后台启动ANSYS14.5软件完成啮合仿真分析,并将分析结果数据存入指定位置,供后续模块调用;

[0233] 所述啮合仿真分析模型参数包括:网格类型、网格密度、材料参数;

[0234] 所述啮合仿真分析参数包括:转矩、转速、加载时间;

[0235] 所述啮合仿真分析程序由APDL命令流编写,适用于ANSYS10.0以上、14.5以下所有版本;

[0236] 然后,在齿廓修形齿轮副啮合性能指标提取模块中,调用参数化啮合仿真分析模块中的分析结果,提取该组齿廓修形齿轮副的啮合性能指标,以便后续模块对齿廓修形齿轮副的啮合性能进行评价,具体为:

[0237] 系统后台调用由APDL命令流编写的参数化程序,首先读取齿廓修形齿轮副模型在每一啮合位置的应力云图,绘制时间历程曲线图;

[0238] 然后,分别读取在上述啮合仿真分析过程中模型C和模型D的角位移数值,结合对应的理论角位移,计算出随时间变化的传动误差值,并计算出传动误差的标准差;

[0239] 最后,读取在上述啮合仿真分析过程中模型C的齿面载荷数据;

[0240] 所述应力云图包括:模型C的齿面接触应力云图、模型C的齿根弯曲应力云图、模型D的齿根弯曲应力云图;

[0241] 所述时间历程曲线图包括模型C的齿面接触应力的时间历程曲线图、模型C的齿根弯曲应力的时间历程曲线图和模型D的齿根弯曲应力的时间历程曲线图;

[0242] 最后,在所述啮合性能评价模块中,对齿廓修形齿轮副啮合性能指标提取模块提取出的结果进行分析评价;

[0243] 所述啮合性能评价模块具有两项功能,其中一项是对齿廓修形齿轮副进行强度校核,另一项是,显示齿廓修形性能参数;

[0244] 待完成全部仿真传动试验后,在啮合性能评价模块中,按照以强度校核结果满足要求、同时传动误差的标准差小于或等于允许值的原则,筛选出齿面载荷数据波动量最小的那组仿真传动试验,然后输出该组仿真传动试验中、模型C使用的那条备选的第一复合齿廓修形曲线和模型D使用的那条备选的的第二复合齿廓修形曲线。

[0245] 在本实施例中,在第11组仿真传动试验中,轮齿在修形区域啮合时,齿面载荷数据波动量最小,输出第11组仿真传动试验中、模型C使用的那条备选的第一复合齿廓修形曲线作为齿轮A的第一复合齿廓修形曲线,输出第11组仿真传动试验中、模型D使用的那条备选的的第二复合齿廓修形曲线作为齿轮B的第二复合齿廓修形曲线。不难看出,使用本发明的渐开线直齿圆柱齿轮副的齿廓修形方法配套的专用参数化CAD系统,仅需要输入齿轮传动参数并按照步骤依次调用模块,即可快速、便捷地为渐开线直齿圆柱齿轮副中的两个齿轮分别找到第一复合齿廓修形曲线和第二复合齿廓修形曲线,这大幅提高了工作效率,简化了设计操作步骤。

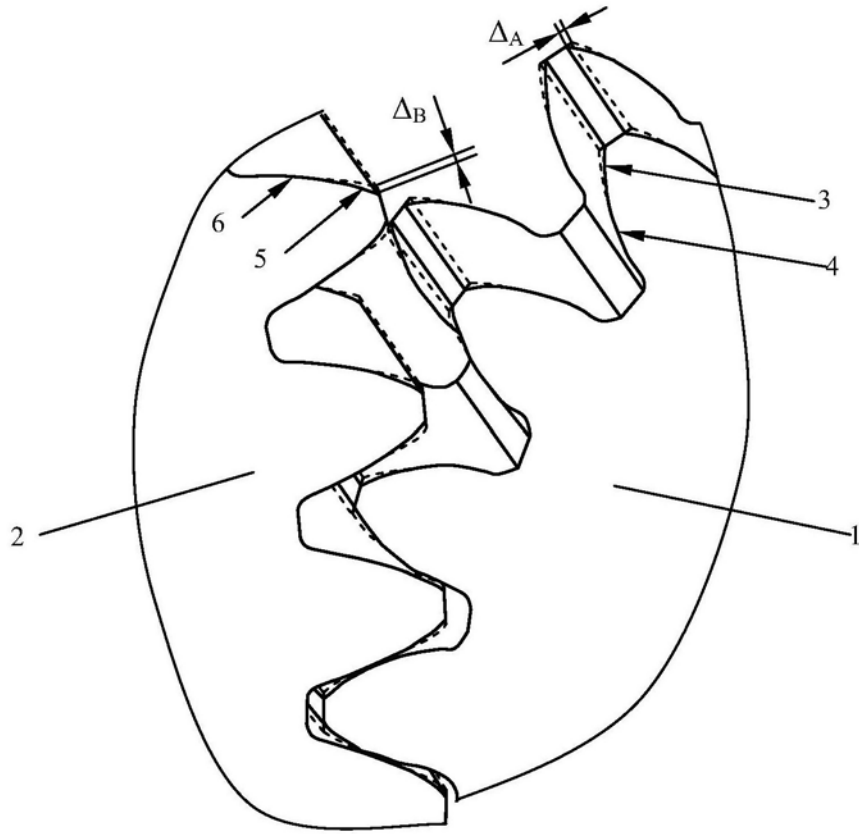


图1

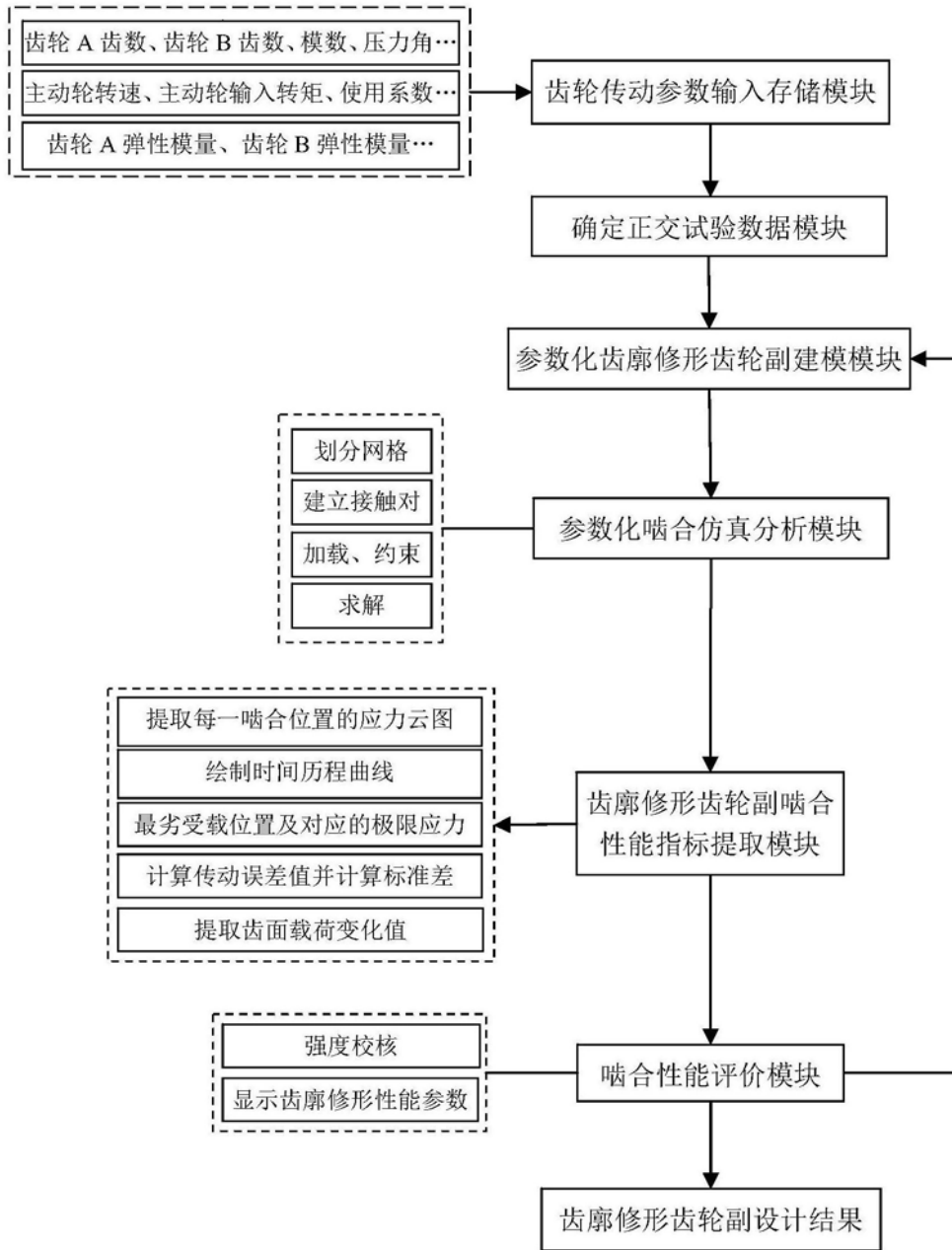


图2