

The Kinematics and Dynamics Analysis of Gear-Rack Drive System

Chang Guo¹, Yingjie Fan², Chengzhe Jin¹

¹College of Mechanical, Shenyang Ligong University, Shenyang Liaoning

²Shenyang Equipment Manufacturing Engineering School, Shenyang Liaoning

Email: 1019419919gc@gmail.com

Received: Sep. 6th, 2016; accepted: Sep. 27th, 2016; published: Sep. 30th, 2016

Copyright © 2016 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

Abstract

Rack and gear drive is a kind of widely used transmission mode. In this paper, the kinematics and dynamics simulation of the gear rack and pinion drive system of the oil industry was carried out. Firstly, the gear and rack are parameterized modeling with software UG, and then the model are imported into ADAMS for dynamic and kinematics simulation, and analyzed by the rack and gear transmission elastic dynamics. The speed and acceleration of rack, the contact force between rack and gear, torque on the gear, and vibration amplitude of rack are obtained.

Keywords

Gear Transmission, ADAMS, Kinematics, Dynamic

齿轮齿条传动系统的运动学及动力学仿真分析

郭 畅¹, 范英杰², 金成哲¹

¹沈阳理工大学机械工程学院, 辽宁 沈阳

²沈阳市装备制造工程学校, 辽宁 沈阳

Email: 1019419919gc@gmail.com

收稿日期: 2016年9月6日; 录用日期: 2016年9月27日; 发布日期: 2016年9月30日

摘要

齿轮齿条传动是一种应用范围广泛的传动方式, 本文针对油脂工业用浸出器的齿轮齿条传动系统进行了运动学及动力学仿真。首先应用UG软件对齿轮、齿条零件进行了参数化建模, 将其模型导入ADAMS平台中进行了动力学与运动学仿真, 运用齿轮传动弹性动力学对仿真结果进行了分析, 得出了齿轮齿条副传动过程中齿条的速度, 加速度, 齿轮齿条齿面接触力, 齿轮所受扭矩以及齿条振动量, 并且分析了仿真数值产生波动的原因。

关键词

齿轮传动, ADAMS, 运动学, 动力学

1. 引言

我国油脂工业使用的浸出器主要是固定底平转浸出器。其中比较关键的系统就是传动系统, 在传动系统中齿轮齿条副是影响使用寿命, 传动平稳性的主要因素。

近些年来, 许多国内外学者对这个问题进行了深入而富有成效的研究。任福深、马若虚[1]两人利用能量法, 建立拉格朗日方程, 对齿轮齿条钻机的起升系统进行多体动力学分析; 徐长航、苑思敏[2]等人研究了工程上比较关注的应急状况下, 复杂工况下小齿轮及整个系统的动力学特性; A. Fernández, M. Iglesias, A. de-Juan, P [3]等人建立了非线性动力学模型, 分析了齿轮传动机构的动态特性及其对齿轮传动的影响并考虑了齿轮、轴承的误差并分析了模型的振动规律。M. Amarnath, Sang-Kwon Lee [4]用实验的方法提供了一种基于摩擦和振动评估齿轮磨损的方法, 并在分析中考虑了润滑的影响。Sha Wei, JingshanZha [5]等人基于基于 Chebyshev 区间法考虑了转动惯量、扭转刚度等不确定变量并建立了扭转振动模型。周旭辉, 疏舒等人[6] [7]建立了齿轮齿条的三维模型, 并用 ADAMS 进行了齿面接触力, 小齿轮速度等一系列动力学、运动学特性。研究了本文基于齿轮弹性动力学理论并结合运动学和动力学仿真分析软件, 对齿轮齿条传动系统进行了建模及运动学和动力学的仿真计算, 并结合计算结果分析了齿轮齿条传动的运动学以及动力学特征。

2. 齿轮齿条的参数化建模

对渐开线齿轮建立参数化模型, 主要是确定齿轮的参数。在表 1 的参数情况下, 渐开线与齿根圆不相交, 本文采用了用直线连接的方法。

渐开线方程为:

$$x_t = r_b \times \cos(t_1) + r_b \times \text{rad}(t_1) \times \sin(t_1) \quad (1)$$

$$y_t = r_b \times \sin(t_1) + r_b \times \text{rad}(t_1) \times \cos(t_1) \quad (2)$$

$$t = 1 \quad (3)$$

$$t_1 = t * 90 \quad (4)$$

t 为 UG 的系统参数。

先使用渐开线方程, 式(1)、(2)、(3)、(4)和表 1 所示的参数做出齿轮大端的一个齿形, 如图 1 所示。然后用平移、缩放建立小端齿形, 之后采用扫掠建立一个完整的齿廓, 之后采用圆周阵列, 拉伸等命令做出完整的齿轮。齿轮如下图 2(a)所示。齿条采用的建模方法是, 先建立一个齿廓, 之后采用阵列, 布尔求和等命令建立一部分齿条。齿条建模结果如图 2(b)所示。

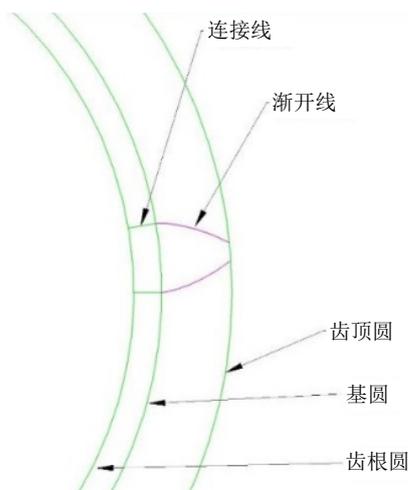
与其配对的齿条的参数如表 2 所示。

Table 1. Parameter simulator of wimble gear**表 1.** 锥齿轮参数

参数	单位	符号	值(公式)
模数	毫米	m	20
齿数	整数	z	19
压力角	度	α	20
分度圆锥角	度	δ	2.905
齿宽	毫米	B	130
齿高	毫米	h	$2.2*m$
分度圆直径	毫米	d_1	$m*z$
齿顶圆直径	毫米	d_a	$m*(z+2*\cos(\alpha))$
齿根圆直径	毫米	d_f	$m*(z-2.4*\cos(\alpha))$
基圆半径	毫米	r_b	$d_1*\cos(\alpha)/2$

Table 2. Parameter simulator of rack**表 2.** 齿条参数

参数	类型	符号	值
模数	毫米	m	20
齿数	整数	z	19
压力角	度	α	20
分度圆直径	毫米	d_2	380
分锥角	度	δ	2.905
根锥角	度	δ_f	2.32
锥距	毫米	R	3754.81
全齿高	毫米	h	44
轴交角	度	Σ	90

**Figure 1.** Big end bevel gear involutes of UG**图 1.** 锥齿轮大端渐开线

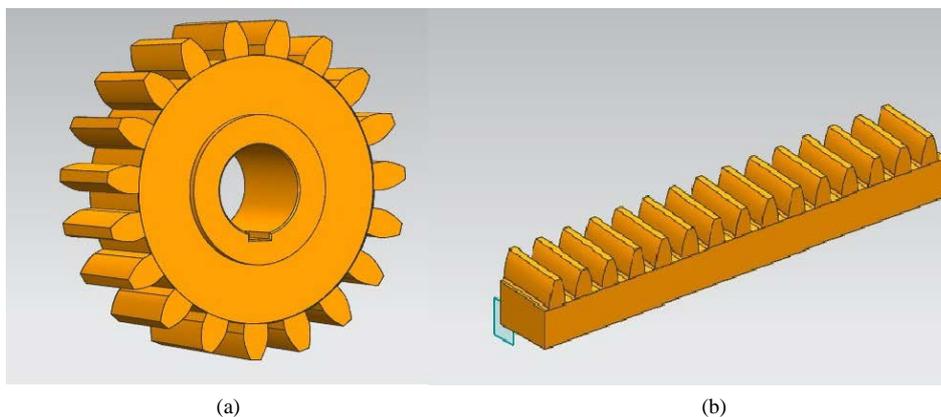


Figure 2. (a) Simulator of wimple gear of UG; (b) UG simulator of rack
图 2. (a) UG 锥齿轮模型; (b) UG 齿条模型

3. ADAMS 运动学以及动力学仿真

在 UG 环境下导出常用的文件格式有 STEP, IGES, DXF, DWG 和 Parasolid 这 5 种常用的格式文件。本文选用了 Parasolid 格式作为导入 ADAMS 的中间文件。在齿轮与 ground 间添加旋转副, 齿条与 ground 之间添加直线副, 并在齿轮齿条间建立碰撞力。

ADAMS 中共有两类接触力可以选择, 本文选择的是基于 Impact 函数的接触力。Impact 使用刚度系数以及阻尼系数来计算碰撞力。

Impact 函数的表达式为

$$\text{MAX} \left\{ 0, K (q_0 - q)^e - C \times \frac{dq}{dt} \times \text{STEP}(q, q_0 - d, 1, q_0, 0) \right\} \quad (5)$$

式(5)中: q 为两个被设定碰撞的物体的距离; $\frac{dq}{dt}$ 为两个物体的速度; q_0 为两个物体要接触的参考距离; K 为刚度系数; e 为力指数; C 为阻尼率; d 为达到最大阻尼率所需的距离; 若 $q > q_0$, $F_{\text{impact}} = 0$; 若 $q < q_0$,

$$F_{\text{impact}} = \text{MAX} \left\{ 0, K (q_0 - q)^e - C \times \frac{dq}{dt} \times \text{STEP}(q, q_0 - d, 1, q_0, 0) \right\}$$

仿真条件

齿轮为主动件, 输入转速 1 r/100min, 将齿轮齿条设置为刚体, 在齿条上添加油料产生的阻力 14,900 N, 设置仿真时间为 75 s, 步数为 1800 步。根据文献[8]的研究设置接触刚度为 15000, 阻尼为 10。

4. 仿真结果分析

通过齿轮齿条传动的 ADAMS 运动学和动力学仿真, 得到仿真结果如图 3~7 所示。

图 3 齿面接触力呈现周期性波动, 波动幅度高达 2500 N 以上。齿面接触力的变化除了对齿轮齿条传动产生影响, 而且还使传动轴受到的扭矩产生了明显的周期性波动。从而影响了减速器以及电动机的运转平稳性, 突然出现的扭矩峰值会加剧电动机的负载。

图 4 反映了齿条质心 X 轴方向的速度波动情况, 幅度基本在 0.1 m/s 之内。

图 5 反映了齿轮所受的扭矩, 其幅值啮合规律变化。可见其速度、加速度与扭矩都是时变量, 其变化会对传动的平稳性造成破坏, 引起附加动应力、振动以及噪声。

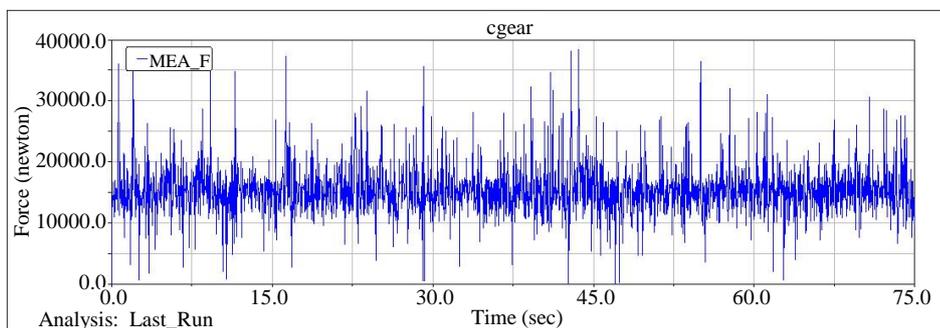


Figure 3. Contact force between gear and rack tooth surface

图 3. 齿轮齿条齿面接触力

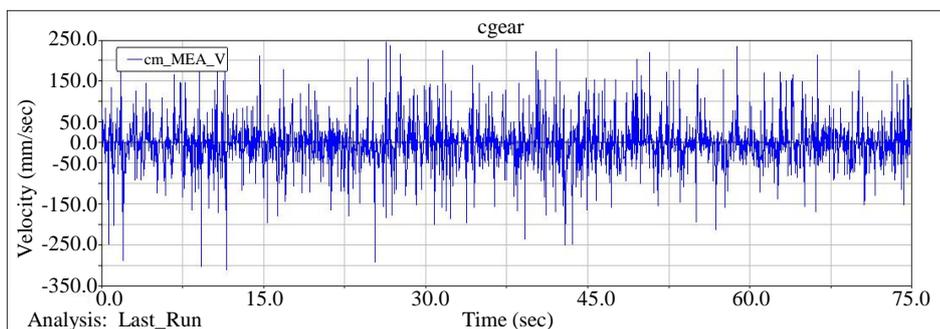


Figure 4. Rack speed along X axial direction

图 4. 齿条 X 轴方向速度

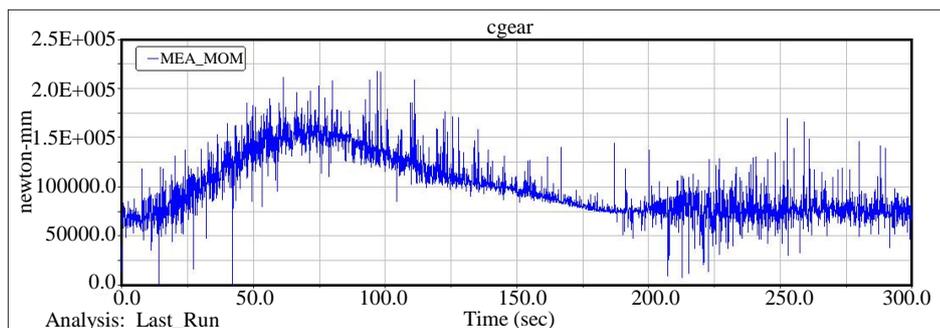


Figure 5. Moment of gear centroid

图 5. 齿轮质心处的转矩

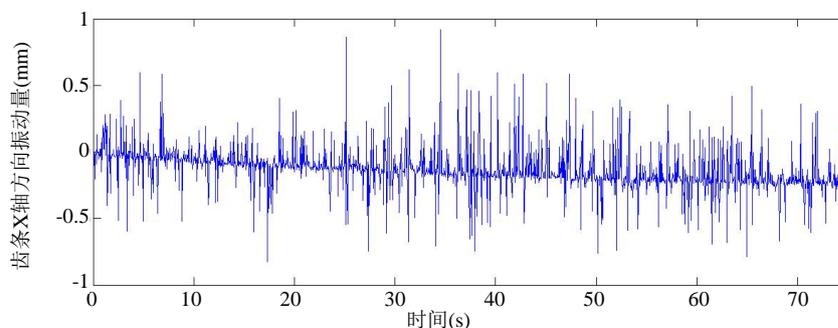


Figure 6. X axial direction vibration amplitude of rack

图 6. 齿条 X 轴方向振动量

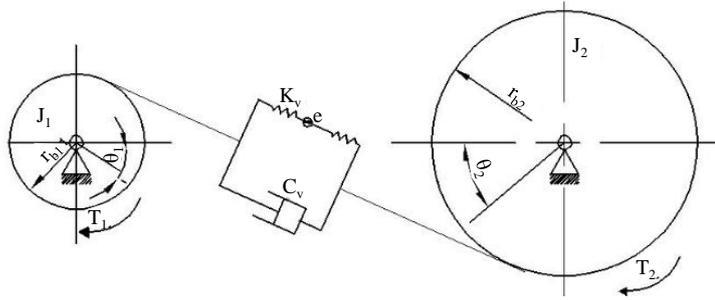


Figure 7. Theory model of the gear transmission of elastic dynamics
图 7. 齿轮传动弹性动力学理论模型

图 6 反映了齿条在 X 轴方向的振动量，其振动量在 1 mm 之内。图中所得到的振动量是用仿真值与理论值相减所得的，仿真值指 ADAMS 所生成的 X 轴方向的位移曲线；理论值指的是由啮合点线速度所计算出的位移，两条曲线相减即得出由振动引起的 X 方向的位移误差，即为 X 轴方向振动量。

齿轮传动系统是一个复杂的弹性机械系统，在动态激励下会产生动态响应，所以说动态激励是系统振动的根源。齿轮传动系统和其它系统一样也会受到外部激励的影响，但齿轮传动系统存在着明显区别于其它振动系统的特点，由于自身特点其在啮合过程中将不可避免的产生内部激励，包括刚度激励、误差激励与啮合冲击激励。

根据文献[9]的研究，将齿轮副扭转振动简化为如图 7 所示的弹簧阻尼器模型。

其中 r_{b1}, r_{b2} 分别为两齿轮的基圆半径， k_v 为齿轮副的综合啮合刚度， c_v 为齿轮副啮合的啮合阻尼系数， e 为齿形误差， T_1, T_2 分别为主动力矩、阻力矩， θ_1, θ_2 分别为两齿轮的转角， J_1, J_2 分别为两轮的转动惯量。主、从动轮的力矩平衡方程为

$$T_1 = J_1 \ddot{\theta}_1 + r_{b1} \sum_i \left[k_{vi} (\theta_1 r_{b1} - \theta_2 r_{b2} - e_i) + c_{vi} (\dot{\theta}_1 r_{b1} - \dot{\theta}_2 r_{b2} - \dot{e}_i) \right] \quad (6)$$

$$-T_2 = J_2 \ddot{\theta}_2 + r_{b2} \sum_i \left[k_{vi} (\theta_1 r_{b1} - \theta_2 r_{b2} - e_i) + c_{vi} (\dot{\theta}_1 r_{b1} - \dot{\theta}_2 r_{b2} - \dot{e}_i) \right] \quad (7)$$

式(6)、(7)中 i 是参与啮合的齿对序号， $i = 1, 2$ 。

由于齿轮齿条啮合时重合度是一个时变量，而且重合度的变化不仅拥有时变性还具有突变性，即公式(6)、(7)中的 k_{vi} 具有时变性和突变性，所以导致了齿轮齿条啮合时的冲击，称为刚度激励。齿形误差 e 也是一个时变量，齿形误差从理论模型上来看反映的是弹簧变形量的变化，也是一种激励，主要是齿形偏差引起的短周期误差。

5. 结论

运用齿轮弹性动力学理论对油脂工业用浸出器的齿轮齿条传动系统进行了动力学仿真计算及分析，由仿真结果分析可知，齿轮的转速很低，啮合中的两个齿面接触力较大，齿轮齿条的运转过程是属于低速大扭矩。啮合中的两个齿受到非常大的剪切力，齿面接触力波动幅度比较大，同时，呈现出明显的周期性波动。

齿面接触力的剧烈波动引起了齿条加速度也出现了剧烈波动。由于齿轮齿条传动的周期性啮合，扭矩也出现了明显的周期性波动。在实际运行过程中，由于齿轮齿条传动系统受到装配误差，制造误差，工况条件等影响，实际振动量会大于理论值，对传动的平稳性造成一定的影响。

动力学及运动学仿真结果能在一定程度上反映传动系统在工作过程中的某些特点，通过仿真计算可以为传动系统的设计和改进提供一定帮助。

基金项目

辽宁省科技厅项目(201303004)资助。

参考文献 (References)

- [1] 任福深, 马若虚. 齿轮齿条钻机起升系统多体动力学建模与分析[J]. 科学技术与工程, 2012, 20(12): 4896-4899.
- [2] 徐长航, 苑思敏, 陈国明, 吕涛. 自升式平台齿轮齿条升降装置动力学行为分析[J]. 石油机械, 2013, 41(7): 49-53.
- [3] Fernández-del-Rincón, A. and Iglesias, M. (2015) Gear Transmission Dynamics: Effects of Index and Run out Errors. *Applied Acoustics*, **108**, 63-83. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apacoust.2015.11.012>
- [4] Amarnath, M. and Lee, S.-K. (2015) Assessment of Surface Contact Fatigue Failure in a Spur Geared System Based on the Tribological and Vibration Parameter Analysis. *Measurement*, **76**, 32-44. <http://dx.doi.org/10.1016/j.measurement.2015.08.020>
- [5] Wei, S., Zhao, J.S. Han, Q.K. and Chu, F.L. (2015) Dynamic Response Analysis on Torsional Vibrations of Wind Turbine Geared Transmission System with Uncertainty. *Renewable Energy*, **76**, 60-67. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2014.12.062>
- [6] 周旭辉, 疏舒, 马俊. 基于 ADAMS 的小齿轮齿条的动力学仿真分析[J]. 船海工程, 2012, 5(41): 119-121.
- [7] 袁文武, 蔡慧林, 任刚. 基于 UG 和 ADAMS 的齿轮啮合动力学仿真[J]. 煤矿机械, 2010, 2(31): 41-43.
- [8] 乔福瑞. 基于 ANSYS 的齿轮接触应力与啮合刚度研究[D]: [硕士学位论文]. 大连: 大连理工大学, 2013.
- [9] 张策. 机械动力学[M]. 第二版. 北京: 高等教育出版社, 2015: 300-323.

期刊投稿者将享受如下服务:

1. 投稿前咨询服务 (QQ、微信、邮箱皆可)
2. 为您匹配最合适的期刊
3. 24 小时以内解答您的所有疑问
4. 友好的在线投稿界面
5. 专业的同行评审
6. 知网检索
7. 全网络覆盖式推广您的研究

投稿请点击: <http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱: met@hanspub.org