

基于 ADAMS 仿真的离合器工作过程分析

李立斌, 任成高, 陈超

(湖南工业职业技术学院, 湖南长沙 410208)

摘要: 运用 ADAMS 仿真计算软件对离合器的工作过程进行运动学、动力学仿真分析, 通过分析弹簧和分离爪对压盘产生的压力, 输出了弹簧和分离爪对压盘产生的力的仿真曲线、压盘所受压力仿真曲线, 计算出离合器接合过程的滑摩功; 应用多刚体质点系统运动学理论, 对离合器的滑摩接合过程进行了动力计算; 最后, 通过算例比较了理论分析与 ADAMS 仿真计算结果, 得到了理论分析与仿真计算结果吻合度较好的最终结论。

关键词: ADAMS 仿真计算; 离合器; 摩擦力矩; 滑摩功

中图分类号: TH132

文献标识码: A

文章编号: 1673-9833(2008)04-0057-04

Analysis on Working Process for the Clutch Based on ADAMS Simulation

Li Libin, Ren Chenggao, Chen Chao

(Hunan Industry Polytechnic, Changsha 410208, China)

Abstract: In view of simulation analysis of kinematics and dynamics for working process of the clutch based on ADAMS, the press curve of spring and separation claw and the press curve of push plate are figured out, thus the asking and solving the sliding friction work in the friction process is also calculated through analyzing the press of spring and separation claw. Then, it uses the multi-body particle system kinematics theory to analyze the process of the slipping and friction of the clutch. Finally, the final result is gained by comparing the analysis result of theory and ADAMS simulation which matches each other very well.

Key words: ADAMS simulation calculating; clutch; friction torque; slipping friction work

摩擦离合器是机械、汽车传动系统中的重要传动装置, 它主要实现主动轴与从动轴之间运动、动力的传递和脱离。在离合器工作的过程中, 需要确定离合器的摩擦力矩和滑摩功, 从而为分析离合器的综合性能、工作可靠性和工作寿命提供依据。

国内对离合器综合性能的研究目前尚停留在试验分析的层面上, 计算机仿真研究还处于起步阶段。

本研究利用 ADAMS 软件对离合器综合性能试验过程进行计算机建模和仿真, 开发离合器综合性能计算机仿真分析系统。通过虚拟样机技术, 分析离合器在工作过程中摩擦力矩、主从动部分转角或转速、摩擦表面温度等, 确定离合器的滑摩功及连续起步时的发热情况, 进而进行运动分析、动力分析、与试验结果对比分析, 为改进和优化汽车离合器的设计、应用, 延长离合器的工作寿命, 提高离合器的工作可靠性提供依据。

1 理论分析

在离合器工作过程中, 分离轴承向右移动, 对分离爪的作用力 F 逐渐减小到零, 压盘则在弹簧力作用下向左移动。当压盘与摩擦盘接触时, 压盘对摩擦盘产生压力, 接触面产生摩擦力矩并伴随着滑摩。随着压盘对摩擦盘压力的增大, 接触面产生的摩擦力矩也随之增大, 当摩擦力矩增大到一定值时, 压盘将与摩擦盘同步转动, 滑摩过程结束。

离合器摩擦力矩的计算公式为^[1]:

$$M_{ij} = z \int_{R_1}^{R_2} \mu p \times 2\pi R^2 dR - \frac{2}{3} \pi z \mu p (R_2^3 - R_1^3), \quad (1)$$

式中: M_{ij} 为摩擦力矩; z 为摩擦面数目; μ 为摩擦系数; p 为摩擦面上的压力;

R_1 、 R_2 分别为摩擦盘工作面的内、外半径。

目前, 大多数分析中都假设摩擦面上的压力 p 为

收稿日期: 2008-05-14

基金项目: 湖南省教育厅基金资助项目(06D028)

作者简介: 李立斌(1962-), 男, 湖南常德人, 湖南工业职业技术学院教授, 主要从事机械工程方面的教学与科研。

常量, 计算出的摩擦力矩不变。显然, 这与离合器实际工作情况不符。本文在分析了离合器的工作情况后, 假设摩擦面上的压力 p 为变量, 建立力学模型, 进行理论分析和 ADAMS 仿真计算, 并通过对某轻型载重汽车离合器滑摩功的计算, 得到了较为满意的结果。

离合器接合过程中主、从动轴传动如图 1 所示。

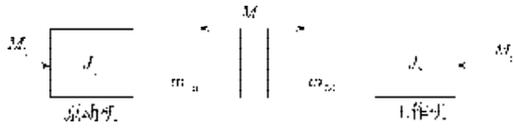


图 1 离合器工作过程的传动示意

Fig. 1 Transmission model of the clutch working process

根据质点系统动力学理论的拉格朗日方程

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = Q, \quad (2)$$

在离合器接合过程中某瞬时系统的总动能 T 为:

$$T = \frac{1}{2} J_1 \omega_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \omega_2^2, \quad (3)$$

式中: ω_1 、 ω_2 分别为主动轴、从动轴的角速度。

取广义坐标 q_1 、 q_2 分别为 φ_1 、 φ_2 , 广义力分别为:

$Q_1 = M_0 - M_{ij}$ 、 $Q_2 = M_{ij} - M_t$ 。将总动能 T 、广义力 Q 代入拉格朗日方程式 (2), 可得离合器接合过程中主动轴的转动动力学方程为:

$$M_0 - M_{ij} - J \frac{d\omega_1}{dt}, \quad (4)$$

从动轴的转动动力学方程为:

$$M_{ij} - M_t - J_2 \frac{d\omega_2}{dt}. \quad (5)$$

根据离合器工作过程的运动和动力特征, 离合器接合过程可分为 2 个阶段: 第 1 阶段, 时间从 $0 \sim t_1$, 摩擦力矩 $M_{ij} < \text{道路阻力矩 } M_t$, 从动轴保持不动, 主动轴以初始转速转动; 第 2 阶段, 时间从 $t_1 \sim t_2$, 摩擦力矩 $M_{ij} > \text{道路阻力矩 } M_t$, 从动轴从静止开始加速转动, 主动轴减速, 直到主从同步, 滑摩结束。

根据滑摩功的计算公式^[2]:

$$A_{\text{滑}} = \int_{t_0}^t M_t (\omega_1 - \omega_2) dt, \quad (6)$$

将式 (4)、(5) 代入式 (6), 令 $t_0=0$, 可计算出离合器接合过程中的滑摩功为:

$$A_{\text{滑}} = \int_0^{t_1} M_{ij} (\omega_1 - \omega_2) dt - \int_0^{t_1} M_t (\omega_1 - \omega_2) dt + \int_0^{t_1} M_{ij} \omega_1 dt - \int_0^{t_1} M_t (\omega_1 - \omega_2) dt = \int_0^{t_1} M_{ij} \omega_1 dt + \int_0^{t_1} M_t \left[\frac{1}{J_1} \int_0^t (M_{ij} - M_{ij}) dt - \frac{1}{J_2} \int_0^t (M_{ij} - M_t) dt \right] dt, \quad (7)$$

将 M_0 、 M_t 、 M_{ij} 、 J_1 、 J_2 代入式 (7), 积分, 即可计算出离合器工作过程中的滑摩功。

2 ADAMS 运动仿真分析

在完成试验台中所有零部件的设计和装配设计工作后, 通过 UG_{NX} 软件对设计的离合器试验台的零件、部件建模, 并根据装配关系装配。把具有相同运动的主动轴系部件作为一个零件, 将 UG 文件以 IGES 文件格式输出后, 导入 MCS.ADAMS 文件; 将从动轴、机架、液压活塞、分离轴承等零件也以同样的方式导入 MCS.ADAMS 文件, 然后按装配关系将所有零件、组件定位, 并根据各部分之间的运动关系建立约束副: 机架与大地固接在一起, 主动轴、从动轴与机架之间为旋转副, 液压活塞与机架之间为移动副, 分离轴承与液压活塞之间为旋转副。再根据离合器试验的过程建立各运动零件的运动方程, 对试验台的运动特性仿真, 如图 2 所示。

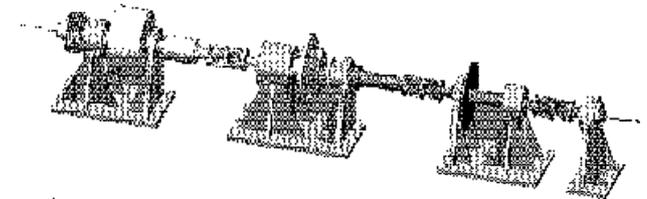
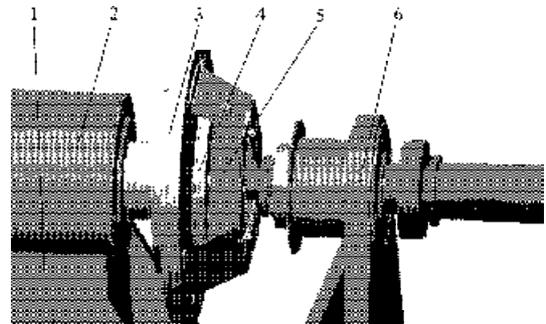


图 2 离合器试验台 ADAMS 运动仿真模型

Fig. 2 Kinematic simulation model of clutch test facilities

图 3 为试验台离合器运动特性仿真动画的局部图。



1-机架; 2-主动轴及离合器; 3-分离轴承; 4-液压活塞; 5-液压缸; 6-从动轴

图 3 离合器的运动仿真局部放大图

Fig. 3 Part enlarge picture of clutch test facilities

试验台运动特性用 ADAMS 编辑的公式为:

轴 1 的运动公式

5*time

轴 2 的运动公式

STEP(time, 0, 5, 5, 5) |
STEP(time, 5, 0, 5, 5, 0)
STEP(time, 5.5, 0, 10, 5, -5) -
STEP(time, 10.5, 0, 15, 5, 0) +
STEP(time, 15.5, 0, 17, 5)
STEP(time, 17, 0, 22, 0)

轴承的运动公式

滑动

STEP(time, 0, 0, 5, 0) |
STEP(time, 5, 0, 5, 5, 10) |
STEP(time, 5.5, 0, 10, 5, 0) |

```
STEP(time,10.5, 0, 15.5, 0)
STEP(time, 15.5, 0, 17, 10)
STEP(time, 17, 0, 22, 0)
转动 -5*time
```

ADAMS 计算多体系统中的运动学分析是以系统中连接物体与物体的运动副为出发点, 所进行的位置、速度和加速度分析都是基于与运动副对应的约束来进行的。

系统运动学约束方程的矢量形式为:

$$\Phi^k(q) = [\Phi_1^k(q), \Phi_2^k(q), \dots, \Phi_m^k(q)]^T = 0. \quad (8)$$

由系统的欧拉参数归一化约束方程、运动学约束方程及驱动约束方程组成的系统约束方程 (或称位置方程) 为:

$$\Phi(q, t) = \begin{bmatrix} \Phi^p(q) \\ \Phi^k(q) \\ \Phi^D(q, t) \end{bmatrix} = 0, \quad (9)$$

对时间求导即得系统速度方程:

$$\sum_{i=1}^m \left\{ \begin{bmatrix} \Phi_{q_i}^k \\ \Phi_{q_i}^D \end{bmatrix} \dot{q}_i + \begin{bmatrix} \Phi_{\omega_i}^k \\ \Phi_{\omega_i}^D \end{bmatrix} \omega_i \right\} = \begin{bmatrix} -\Phi_{t_i}^k \\ -\Phi_{t_i}^D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_i^k \\ v_i^D \end{bmatrix}. \quad (10)$$

式 (10) 对时间求导可得到系统加速度方程:

$$\sum_{i=1}^m \left\{ \begin{bmatrix} \Phi_{q_i}^k \\ \Phi_{q_i}^D \end{bmatrix} \ddot{q}_i + \begin{bmatrix} \Phi_{\omega_i}^k \\ \Phi_{\omega_i}^D \end{bmatrix} \dot{\omega}_i \right\} = \begin{bmatrix} -\Phi_{t_i}^k \\ -\Phi_{t_i}^D \end{bmatrix} - \sum_{i=1}^m \left\{ \begin{bmatrix} \Phi_{q_i}^k \\ \Phi_{q_i}^D \end{bmatrix} \dot{q}_i + \begin{bmatrix} \Phi_{\omega_i}^k \\ \Phi_{\omega_i}^D \end{bmatrix} \omega_i \right\} = \begin{bmatrix} \eta_i^k \\ \eta_i^D \end{bmatrix}. \quad (11)$$

3 ADAMS 动力学仿真分析

在 UG_{NX}2.0 软件中, 建立了离合器的三维模型, 并将其适当简化后导入到 ADAMS 中, 如图 4 所示。

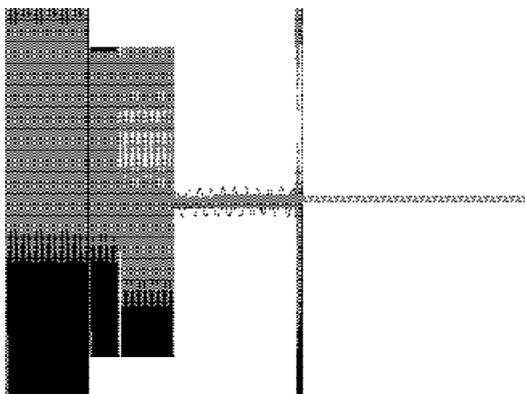


图 4 离合器及分离机构的 ADAMS 模型

Fig. 4 ADAMS model of clutch and separation mechanism

离合器的三维模型主要包括离合器飞轮、摩擦盘、压盘和离合器端盖。离合器飞轮和端盖与大地之

间为旋转副, 且飞轮与端盖同步转动; 摩擦盘与大地之间为圆柱副; 压盘与大地之间为圆柱副。在压盘与离合器端盖之间设置一弹簧; 在摩擦盘与飞轮、摩擦盘与压盘之间加大摩擦而产生摩擦力; 在压盘上施加一个由模拟分离爪产生的作用力。

离合器工作过程的动力学仿真分析要经历物理建模、数学建模、问题求解和结果后处理等几个阶段。物理建模是对实际系统进行抽象, 用标准的运动副、驱动约束、力元和外力等要素建立与实际系统一致的物理模型; 数学建模是指由物理模型根据计算多体系统动力学理论生成数学模型; 问题求解是通过调用专门求解器对数学模型进行解算得到分析结果。

在 ADAMS 中, 采用多刚体系统动力学理论中的拉格朗日方程方法, 建立了系统的运动学方程。其中, 选取系统内每个刚体质心在惯性参考系中的 3 个直角坐标和确定刚体方位的 3 个欧拉角作为笛卡儿广义坐标, 用带乘子的拉格朗日方程处理具有多余坐标的完整约束系统或非完整约束系统, 导出以笛卡儿广义坐标为变量的运动学方程。ADAMS 的计算程序中应用了吉尔 (Gear) 的刚性积分算法以及稀疏矩阵技术, 大大地提高了计算效率^[3]。

ADAMS 程序中建立的系统运动方程^[4]为:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial q} \right) + (\phi_q)^T P + \theta \ddot{q} \mu - Q; \\ \text{完整约束方程 } \varphi(q, t) = 0; \\ \text{非完整约束方程 } \varphi(q, \dot{q}, t) = 0. \end{cases} \quad (12)$$

式中: T 为系统动能;

q 为系统广义坐标标列阵;

Q 为广义力标列阵;

P 为对应于完整约束的拉氏乘子列阵;

μ 为对应于非完整约束的拉氏乘子列阵。

通过静力学、运动学分析以及对初始条件的分析, 得到系统动力学方程, 将其写成分量形式为:

$$\begin{cases} \sum_{k=1}^m (m_k(q_k)) \ddot{q}_k + \sum_{j=1}^m \lambda_j \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_k} = Q(q_k, \dot{q}_k, t); \\ \frac{d^2 \Phi_j}{dt^2} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial^2 \Phi_j}{\partial q_i^2} \right) \ddot{q}_i, \quad h_j(q_k, \dot{q}_k, t) = 0; \\ h = - \left\{ \frac{\partial^2 \Phi_i}{\partial t^2} + \sum_{i=1}^n \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial \Phi_i}{\partial q_i} \right) \dot{q}_i + \sum_{i=1}^n \frac{\partial}{\partial q_i} \left(\frac{\partial \Phi_i}{\partial t} \right) \dot{q}_i - \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m \left(\frac{\partial^2 \Phi_i}{\partial q_i \partial q_k} \right) \dot{q}_k \dot{q}_i \right\} \end{cases} \quad (13)$$

式 (13) 中: $i=1, 2, \dots, n$; $j=1, 2, \dots, m$ 。

将式(13)写成
$$\begin{bmatrix} \sum_{k=1}^n m_k(q_k) & \sum_{j=1}^m \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_i} \\ \sum_{i=1}^n \frac{\partial \Phi_i}{\partial q_k} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_k \\ \dot{\lambda}_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q_i \\ h_j \end{Bmatrix}$$
 形式, 然后进行求解。

4 算例

本研究以某轻型载重汽车离合器为例, 对其进行离合器工作过程的理论分析和计算机 ADAMS 动力学仿真分析。

将该离合器的相关参数^[5] ($M_0=350 \text{ N}\cdot\text{m}$, $M_f=110 \text{ N}\cdot\text{m}$, $J_1=4.36 \text{ N}\cdot\text{m}^2$, $J_2=2.5 \text{ N}\cdot\text{m}^2$, $t_1=0.39 \text{ s}$, $t_2=1.24 \text{ s}$, $t=1.5 \text{ s}$) 代入理论算式(7), 可计算出离合器工作过程的滑摩功为: $A_{\text{摩}}=3.32 \times 10^4 \text{ (N}\cdot\text{m)}$ 。

根据该离合器的相关参数, 在 ADAMS 创建的离合器机构中设置离合器飞轮、摩擦盘、压盘和离合器端盖的动力学特征量^[6](如质量、转动惯量、重力加速度等), 并设置弹簧的特征, 通过 ADAMS 软件进行仿真计算后^[7,8]可得到弹簧的弹簧力和分离爪对压盘产生的力的仿真曲线、压盘所受的压力仿真曲线, 如图 5、6 所示。

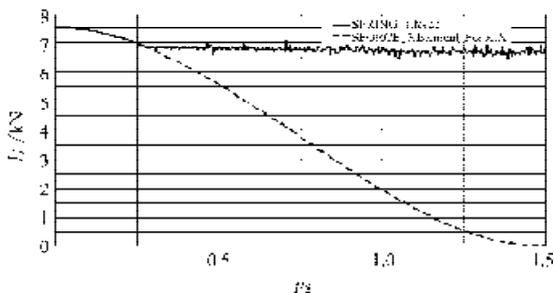


图 5 弹簧、分离爪对压盘产生的力的仿真曲线

Fig. 5 Simulation press curve of spring and separation claw

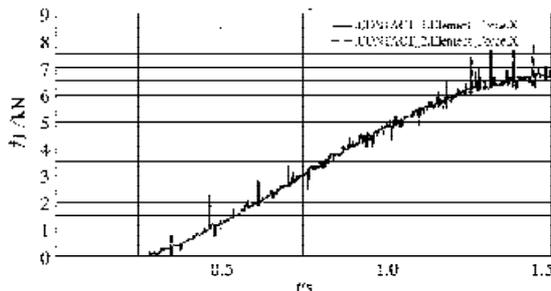


图 6 压盘的压力仿真曲线

Fig. 6 Simulation press curve of push plate

当压盘的压力确定后, 即可由公式(1)、(6)计算摩擦力矩和滑摩功。根据仿真结果得到压盘的压力, 再通过计算得出离合器接合过程的仿真滑摩功为: $A_{\text{摩}}=3.46 \times 10^4 \text{ (N}\cdot\text{m)}$ 。比较理论分析和仿真计算的结果, 误差为 4.2%。显然, 理论分析和 ADAMS 仿真计算的结果吻合度较好。

5 结语

在本研究中, 应用质点系统运动学理论, 通过建立假设摩擦力矩随时间呈线性变化的力学模型, 对离合器的工作过程进行了动力分析和计算; 运用 ADAMS 软件对离合器的工作过程进行动力学仿真分析。通过分析弹簧和分离爪对压盘产生的压力, 输出了弹簧和分离爪对压盘产生的力的仿真曲线、压盘所受压力仿真曲线; 根据压盘所受压力的仿真曲线, 确定了摩擦力矩, 并计算出了离合器接合过程的滑摩功。最后, 通过算例比较了理论分析与 ADAMS 仿真结果, 得到了理论分析与仿真计算结果的吻合度较好的结果。通过该仿真分析, 可以模拟离合器的接合过程, 进行力的分析, 为进一步研究离合器的综合性能、工作可靠性和工作寿命提供参考和依据。

参考文献:

- [1] 徐灏. 机械设计手册(第4卷)[M]. 3版. 北京: 机械工业出版社, 1991.
- [2] 段广汉, 舒森茂, 王传贤, 等. 离合器结构图册[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.
- [3] Haug E J. Computer-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical System[M]. Boston: Allyn and Bacon, 1989.
- [4] 洪嘉振. 计算多体系系统动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1999.
- [5] 汽车工程手册编辑委员会. 汽车工程手册·设计篇[M]. 北京: 人民交通出版社, 2001.
- [6] Shabana A A. Flexible Multibody Dynamics: Review of Past and Recent Developments Multibody System Dynamics[M]. Cambridge: Cambridge Univ Press, 1998.
- [7] 唐应时, 李立斌, 何友朗, 等. 基于动力学仿真的后桥壳改进设计计算[J]. 湖南大学学报: 自然科学版, 2006, 33(4): 42-45.
- [8] 李立斌, 唐应时. 离合器滑摩过程的动力学仿真计算[J]. 长沙交通学院学报, 2006(4): 65-68.

(责任编辑: 张亦静)