

# 双转子活塞发动机差速驱动组件的动态静力学建模与分析\*

邹腾安,潘存云,徐小军,陈虎

(国防科技大学 机电工程与自动化学院, 湖南 长沙 410073)

**摘要:**针对双转子活塞发动机的工作特点,分析了其差速驱动组件的机构特性,定义了动力学参数,进而采用矢量力学方法对差速驱动组件的动态静力学进行数学建模。运用 Matlab 对所建理论模型进行数值计算,得出了主要部件的受力特征。为了验证所建数学模型的合理性,基于多体动力学仿真实验,在 RecurDyn 环境下建立了双转子活塞发动机的虚拟样机模型,仿真结果与理论计算结果相比较,相应的约束反力的数值变化规律基本一致,都呈现 4 个周期的变化过程,冲击位置也基本相同,表明建立的动力学理论模型基本符合实际情况,是可信的,可以用作双转子活塞发动机改进设计的理论基础。

**关键词:**双转子;活塞;力学分析;动力学;模型

**中图分类号:**TK401 **文献标志码:**A **文章编号:**1001-2486(2014)05-191-08

## Kineto-static analysis on the differential velocity drive mechanism of the dual-rotor piston engine

ZOU Tengan, PAN Cunyun, XU Xiaojun, CHEN Hu

(College of Mechatronics Engineering and Automation, National University of Defense Technology, Changsha 410073, China)

**Abstract:** Dual-rotor Piston Engine (DRPE) is a new type of differential rotary engine. Compared with traditional engines, DRPE has many advantages. The complex valve systems can be omitted. Its structure is more compact. Its power density is higher, and so forth. By analyzing the working characteristics of DRPE, the mechanical structure characteristics of the Differential Velocity Drive Mechanism (DVDM) of the DRPE were figured out. Its kinetic parameters were defined. Then the mathematical models for the kineto-static analysis of the DVDM were established by using vector mechanics methods. The mathematical models were calculated by Matlab. The mechanical characteristics of DRPE's main components were obtained. In order to verify the rationality of the established mathematical models, the virtual prototype model of the DRPE-350 was established in the RecurDyn based on multi-body dynamics simulations. Comparing the simulation results with the calculation results, the value changing rules are almost the same. The changing processes are all four cycles. Impact positions are basically the same. It shows that the established dynamic theory model conforms to the actual situation. It is reasonable and can be trusted. It can be used as the theoretical foundation for the follow-up improvements of the DRPE.

**Key words:** dual-rotor; piston; mechanical analysis; dynamics; models

差速式转子发动机又称为猫捉老鼠发动机,最早出现于二十世纪上半叶<sup>[1]</sup>,由于其克服了传统往复式发动机效率低、振动大等缺陷<sup>[2]</sup>,近年来已成为研究热点,一系列新机型相继推出,如美国的 MYT Engine<sup>[3-4]</sup>,俄罗斯的 Yo-Mobile Engine<sup>[5]</sup>等,如图 1 和图 2 所示。双转子活塞发动机(Dual-Rotor Piston Engine, DRPE),即是一种新型的具有自主知识产权的差速式转子发动机<sup>[6-7]</sup>。其主要特点是在不显著改变发动机整体尺寸、重量的前提下,能够实现转子旋转一周,做功次数随某一特定参数成平方倍增加;发动机相

邻两次做功间隔区间小,运转平稳;靠活塞转动的位置进行配气,省去了复杂的配气机构;传动特性良好;整体结构非常紧凑等<sup>[8]</sup>。

根据已有的涉及 DRPE 的研究资料显示,目前对其差速驱动组件(Differential Velocity Drive Mechanism, DVDM)的动力学研究才刚刚起步,缺乏完善的数学模型<sup>[9-10]</sup>。为了提高研发效率,降低重复试制 DRPE 的加工成本,迫切需要构建一套准确可靠的关于 DVDM 的动力学数学模型。

DVDM 可以简化为两组行星齿轮连杆机构(Planetary Gear Linkage Mechanism, PGLM),由运

\* 收稿日期:2014-03-25

基金项目:国家部委资助项目

作者简介:邹腾安(1984—),男,山东泰安人,博士研究生,E-mail:tenganzou@nudt.edu.cn;

潘存云(通信作者),男,教授,博士,博士生导师,E-mail:pancunyun@sina.com

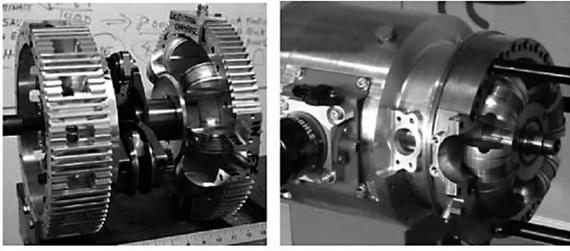


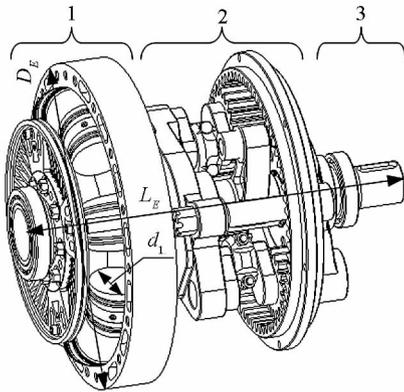
图 1 MYT 发动机  
Fig. 1 MYT Engine

图 2 Yo-Mobile 发动机  
Fig. 2 Yo-Mobile Engine

动力学分析<sup>[11-12]</sup>可知, DVDM 只有一个自由度, 属于复杂的单自由度机械系统。现在常用的复杂机械系统的动力学分析方法<sup>[13-15]</sup> (如动态静力法、等效构件法、虚位移原理、Lagrange 法等) 都可以应用于 DVDM 的动力学分析, 但是在实际工程设计和控制过程中, 动态静力学方法以其更加易于求解、编程等优点受到广泛的欢迎<sup>[16]</sup>。针对 DRPE 运转时 DVDM 的工作特性, 采用动态静力学方法对其受力情况进行分析, 进而针对所建立的动力学理论模型, 运用 Matlab 计算出关键零部件的质心运动特征和受力变化规律, 然后运用多体动力学仿真软件 RecurDyn 仿真了 DRPE 的动力学特性, 与理论模型的计算结果进行比较, 从而验证了理论建模的合理性。

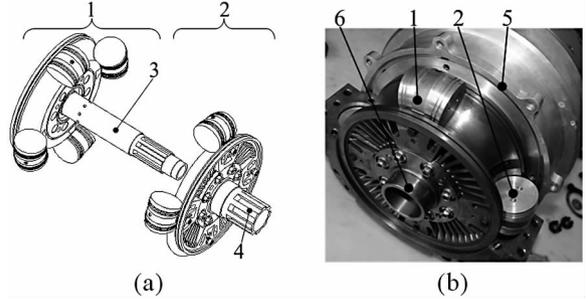
### 1 DRPE 的机构简介

如图 3 所示, DRPE 包括三大组件: 能量转换组件 (Energy Conversion System, ECS)、差速驱动组件 (DVDM) 和输出轴组件 (Output Shaft Mechanism, OSM)<sup>[17]</sup>。目前试制的样机 DRPE - 350 的整体结构非常紧凑, 其主要参数为: 外径  $D_E = 350\text{mm}$ , 长  $L_E = 350\text{mm}$ , 重量仅为 70kg, 其单个转子的圆截面直径  $d_1 = 60\text{mm}$ 。



1. 能量转换组件 2. 差速驱动组件 3. 输出轴组件  
图 3 DRPE 总体结构示意图  
Fig. 3 Sketch of DRPE

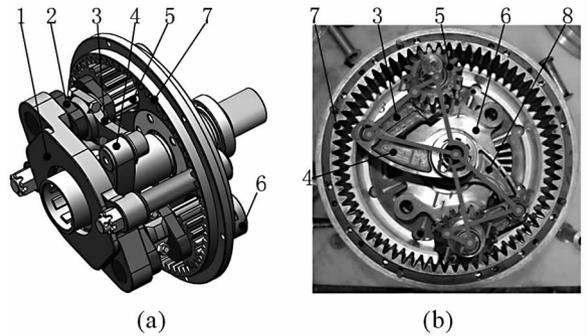
如图 4 所示, ECS 主要由前转子和后转子组



1. 前转子 2. 后转子 3. 前转子轴 4. 后转子轴  
5. 气缸壳体 6. 发动机主轴

图 4 能量转换组件结构图  
Fig. 4 Configuration of ECS

成, 两组转子是对置安装的, DRPE 工作时, 由于爆燃产生的力矩作用, 两组转子沿圆周方向追赶式地进行差速转动。



1. 前行星架 2. 曲轴 3. 连杆 4. 前摇杆  
5. 行星齿轮 6. 后行星架 7. 内齿圈 8. 后摇杆

图 5 差速驱动组件结构图  
Fig. 5 Configuration of DVDM

如图 5 所示, DVDM 由两组共基圆的具有相同的步进运动特性的 PGLM 组成。内齿圈固定在气缸壳体上, 两行星齿轮通过曲轴铰接于行星架的两端并与内齿圈啮合, 连杆的两端分别与曲轴和摇杆铰接<sup>[18]</sup>。DRPE 的前转子与前摇杆固连, 后转子与后摇杆固连, 发动机主轴则与行星架同轴固连。发动机主轴匀速转动时, 在 DVDM 的约束下, 两转子均以周期性波动的角速度作变速转动, 使得各工作腔容积周期性地增大、减小。反之, 燃料在工作腔内爆燃, 爆燃后的膨胀压力推动两转子差速转动, 在 DVDM 和飞轮的约束下, 被转化为发动机主轴的匀速转动<sup>[19]</sup>。

### 2 DVDM 的动态静力学数学模型

#### 2.1 动力学参数定义

如图 5(b) 所示, DVDM 可以简化为两组行星齿轮连杆机构  $OABCO$  和  $OA'B'C'O$ 。动力学参数定义简图如图 6 所示。以输出轴转角  $\theta_1$  为广义坐

标,其他构件的运动可以用  $\theta_i$  表示。采用矢量力学方法对 DVDVM 的动态静力学进行数学建模与分析。相关参数定义如下:

$A, B, C, O$  均为回转副;  $N$  为齿轮副; 构件  $i$  的质心为  $S_i$ ;  $S_i$  的位置矢量为  $s_i$ ; 构件  $i$  与构件  $j$  之间的铰链为  $R_{ij}$ ; 原点到铰链  $R_{ij}$  的位置矢量为  $r_{ij}$ ; 杆件  $i$  的长度为  $l_i$ ; 构件  $i$  的偏转角为  $\theta_i$ 。

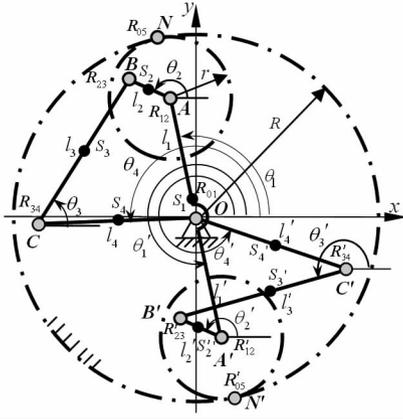


图6 动力学参数定义简图

Fig. 6 Diagram of kinetic parameters

根据定义, 闭环回路  $OABCO$  中各铰链的位置为:

$$\begin{cases} r_{01} = r_o = (0, 0) \\ r_{12} = r_A = (l_1 \cos \theta_1, l_1 \sin \theta_1) \\ r_{23} = r_B = (l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos \theta_2, l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin \theta_2) \\ r_{34} = r_C = (l_4 \cos \theta_4, l_4 \sin \theta_4) \\ r_{04} = r_o = (0, 0) \end{cases} \quad (1)$$

同样, 可以求出闭环回路  $OA'B'C'O$  中各铰链的位置。

质心  $S_i$  的速度矢量为  $v_i$ ;  $S_i$  的加速度矢量为  $a_i$ ; 力臂矢量  $p_{ij}, p_{ji}$  分别为从质心  $S_i, S_j$  至铰链  $R_{ij}$  的矢量;  $p_{ij}$  在  $x, y$  两个方向上的分量表示为  $p_{ijx}, p_{ijy}$ ;  $F_{ij} (i < j)$  表示构件  $i$  作用于构件  $j$  上的约束反力。

$$\begin{cases} p_{ij} = r_{ij} - s_i \\ p_{ji} = r_{ij} - s_j \end{cases} \quad (2)$$

### 2.2 动态静力学建模

根据牛顿力学定律和欧拉方程, 构件  $i$  的力平衡和力矩平衡方程<sup>[20]</sup>可表示为:

$$\begin{cases} F_{(i-1)i} - F_{i(i+1)} + F_i = m_i a_i \\ p_{i(i-1)} \times F_{(i-1)i} - p_{i(i+1)} \times F_{i(i+1)} + M_i = J_i \beta_i \end{cases} \quad (3)$$

式中:  $m_i$  为构件  $i$  的质量,  $M_i$  为作用在构件  $i$  上的

转矩,  $J_i$  为构件  $i$  对质心  $S_i$  的转动惯量,  $\beta_i$  为角加速度。

下面对 DVDVM 的主要构件分别建立力平衡和力矩平衡方程。

#### 2.2.1 前摇杆

图7为前摇杆  $l_4$  的受力简图, 连杆  $l_3$  与  $l_4$  通过销连接, 其中  $F_{34x}$  和  $F_{34y}$  是  $l_3$  对  $l_4$  的约束反力在两个坐标轴方向的分量,  $F_{04x}$  和  $F_{04y}$  是前转子轴对  $l_4$  的作用力在两个坐标轴方向的分量,  $M_{04}$  是前转子轴对  $l_4$  的转矩。前摇杆  $l_4$  的力平衡及力矩平衡方程如下:

$$\begin{cases} F_{34x} + F_{04x} = m_4 a_{4x} \\ F_{34y} + F_{04y} = m_4 a_{4y} \end{cases} \quad (4)$$

$$p_{43x} F_{34y} - p_{43y} F_{34x} + p_{40x} F_{04y} - p_{40y} F_{04x} + M_{04} = J_4 \beta_4 \quad (5)$$

其中:

$$\begin{cases} p_{43} = r_C - s_4 = (1 - \lambda_4) l_4 (\cos \theta_4, \sin \theta_4) \\ p_{40} = r_o - s_4 = -\lambda_4 l_4 (\cos \theta_4, \sin \theta_4) \end{cases} \quad (6)$$

$\lambda_4$  为与其质心有关的系数, 并且  $l_{s4} = \lambda_4 l_4, l_{s4}$  为  $S_4$  到  $O$  的距离。

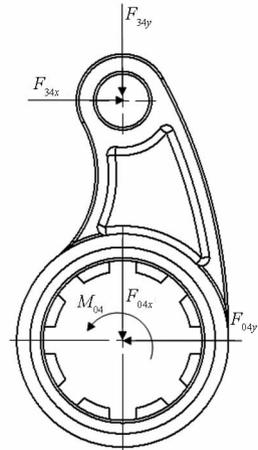


图7 前摇杆受力简图

Fig. 7 Forced diagram of former rocker

#### 2.2.2 连杆

图8为连杆  $l_3$  的受力简图,  $l_3$  通过销和  $l_4$  连接,  $F_{43x}$  和  $F_{43y}$  分别是  $l_4$  对  $l_3$  的约束反力在两个坐标轴方向的分量,  $F_{23x}$  和  $F_{23y}$  分别是曲轴  $l_2$  对  $l_3$  的约束反力在两个坐标轴方向的分量。连杆  $l_3$  的力平衡及力矩平衡方程如下:

$$\begin{cases} F_{23x} - F_{43x} = F_{23x} + F_{34x} = m_3 a_{3x} \\ F_{23y} + F_{43y} = F_{23y} - F_{34y} = m_3 a_{3y} \end{cases} \quad (7)$$

$$p_{32y} F_{23x} + p_{32x} F_{23y} - p_{34y} F_{43x} + p_{34x} F_{43y} = J_3 \beta_3 \quad (8)$$

其中:

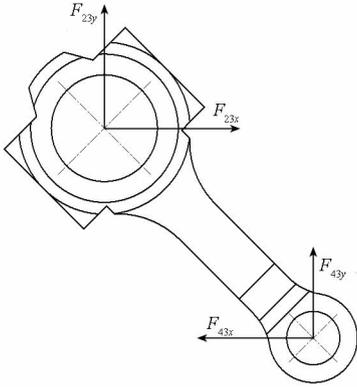


图 8 连杆受力简图

Fig. 8 Forced diagram of connecting rod

$$\begin{cases} \mathbf{p}_{32} = \mathbf{r}_B - \mathbf{s}_3 = (1 - \lambda_3)l_3 (\cos\theta_3, \sin\theta_3) \\ \mathbf{p}_{34} = \mathbf{r}_C - \mathbf{s}_3 = -\lambda_3 l_3 (\cos\theta_3, \sin\theta_3) \end{cases} \quad (9)$$

$\lambda_3$  为与其质心有关的系数, 并且  $l_{S_3} = \lambda_3 l_3, l_{S_3}$  为  $S_3$  到  $C$  的距离。

2. 2. 3 曲轴

曲轴受连杆、行星齿轮、前行星架和后行星架的共同作用, 受力较复杂。图 9 为曲轴  $l_2$  的受力简图,  $\mathbf{F}_{62x}$  和  $\mathbf{F}_{62y}$  分别是后行星架对  $l_2$  的约束反力在两个坐标轴方向的分量;  $\mathbf{F}_{52x}$  和  $\mathbf{F}_{52y}$  分别是行星齿轮对  $l_2$  的约束反力在两个坐标轴方向的分量,  $\mathbf{M}_2$  是行星齿轮对  $l_2$  作用的转矩;  $\mathbf{F}_{32x}$  和  $\mathbf{F}_{32y}$  分别是连杆  $l_3$  对  $l_2$  的约束反力在两个坐标轴方向的分量;  $\mathbf{F}_{12x}$  和  $\mathbf{F}_{12y}$  分别是前行星架对  $l_2$  的约束反力在两个坐标轴方向的分量。曲轴  $l_2$  的力平衡及力矩平衡方程如下:

$$\begin{cases} \mathbf{F}_{12x} + \mathbf{F}_{52x} - \mathbf{F}_{32x} + \mathbf{F}_{62x} = m_2 \mathbf{a}_{2x} \\ \mathbf{F}_{12y} + \mathbf{F}_{52y} - \mathbf{F}_{32y} + \mathbf{F}_{62y} = m_2 \mathbf{a}_{2y} \end{cases} \quad (10)$$

$$\mathbf{F}_{32x} p_{32x} + \mathbf{M}_2 = J_2 \beta_2 \quad (11)$$

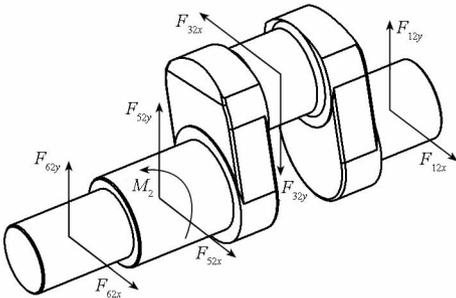


图 9 曲轴受力简图

Fig. 9 Forced diagram of crank shaft

2. 2. 4 行星齿轮

行星齿轮  $G_5$  的受力简图如图 10 所示, 其中  $\mathbf{F}_{25x}$ ,  $\mathbf{F}_{25y}$  为曲轴  $l_2$  对  $G_5$  的作用力在两个坐标轴方向上的分量,  $\mathbf{M}_2$  为  $l_2$  对  $G_5$  作用的转矩; 固定的内

齿圈  $G_7$  和  $G_5$  啮合于  $N$  点,  $G_7$  对  $G_5$  的啮合力为  $\mathbf{F}_{05}$ , 其方向角为  $\theta_N$ ; 此外还有由于加速度和角加速度产生的惯性力  $m_5 \mathbf{a}_5$  和惯性力矩  $J_5 \beta_5$ 。

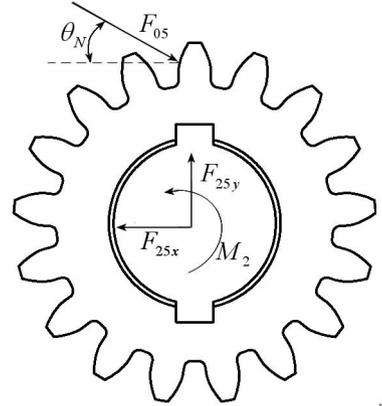


图 10 行星齿轮受力简图

Fig. 10 Forced diagram of planet gear

齿轮副  $R_{05}$  的位置矢量  $\mathbf{r}_{05}$ 、啮合力  $\mathbf{F}_{05}$  的方向角  $\theta_N$  分别为:

$$\begin{cases} \mathbf{r}_{05} = \mathbf{r}_N = \left( \frac{\gamma}{\gamma - 1} l_1 \cos\theta_1, \frac{\gamma}{\gamma - 1} l_1 \sin\theta_1 \right) \\ \theta_N = \theta_1 \pm \left( \frac{\pi}{2} + \phi \right) \end{cases} \quad (12)$$

其中,  $\phi$  为  $G_7$  与  $G_5$  的分度圆压力角,  $\gamma$  为  $G_7$  与  $G_5$  的传动比,  $\theta_N$  的选择由  $G_5$  在铰链  $A$  的力矩平衡要求来确定。行星齿轮  $G_5$  的力平衡及力矩平衡方程如下:

$$\begin{cases} \mathbf{F}_{25x} - \mathbf{F}_{05} \cos\theta_N = m_5 \mathbf{a}_{5x} \\ \mathbf{F}_{25y} - \mathbf{F}_{05} \sin\theta_N = m_5 \mathbf{a}_{5y} \end{cases} \quad (13)$$

$$p_{05} \mathbf{F}_{05} - \mathbf{M}_2 = J_5 \beta_2 \quad (14)$$

其中:

$$\begin{cases} \mathbf{p}_{05} = p_{2N_x} \sin\theta_N - p_{2N_y} \cos\theta_N \\ \mathbf{p}_{2N} = \mathbf{r}_N - \mathbf{s}_2 \\ = \left( \frac{\gamma}{\gamma - 1} l_1 \cos\theta_1, \frac{\gamma}{\gamma - 1} l_1 \sin\theta_1 \right) - (l_1 \cos\theta_1, l_1 \sin\theta_1) \\ = \left( \frac{1}{\gamma - 1} l_1 \cos\theta_1, \frac{1}{\gamma - 1} l_1 \sin\theta_1 \right) \end{cases} \quad (15)$$

$p_{05}$  为行星齿轮  $G_5$  的质心到约束反力  $\mathbf{F}_{05}$  的作用线的距离,  $p_{2N}$  为质心  $S_2$  到啮合点  $N$  的矢量。

2. 2. 5 构件 2'、3'、4'

构件 2'、3'、4' 的力平衡和力矩平衡方程分别与构件 2、3、4 的相应方程类似。有点不同的地方是, 由于爆燃力矩驱使两转子向相反方向转动, 构件 4 和构件 4' 所受的驱动力矩的方向是相反的。则构件 4' 的力矩平衡方程为:

$$p_{43x} \mathbf{F}_{34y} - p_{43y} \mathbf{F}_{34x} + p_{40x} \mathbf{F}_{04y} - p_{40y} \mathbf{F}_{04x} - \mathbf{M}_{04} = J_4 \beta_4 \quad (16)$$

由于两组连杆机构具有对称性,则只需要将某构件*i*的力臂矢量 $\mathbf{p}_{ij}$ 中的 $\theta_i$ 替换成 $\theta'_i$ , $\lambda_i$ 替换成 $\lambda'_i$ ,就可以得到另一组机构中的相应构件*i'*的力臂矢量 $\mathbf{p}'_{ij}$ 。

### 2.3 矩阵数学模型的建立

由上述分析,已建立了主要构件的力平衡方程和力矩平衡方程,将这些方程联立化简,写成矩阵系数形式,就得到了关于 DVDM 的动态静力学分析的矩阵数学模型。

$$\mathbf{Ax} = \mathbf{B} \quad (17)$$

其中:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} A_1 & 0 \\ 0 & A_2 \end{bmatrix}, \mathbf{x} = [x_1 \quad x_2]^T, \mathbf{B} = [B_1 \quad B_2]^T.$$

$$\mathbf{x}_1 = [F_{04x} \quad F_{04y} \quad F_{23x} \quad F_{23y} \quad F_{34x} \quad F_{34y} \quad F_{05} \quad F_{25x} \quad F_{25y}]^T \quad (18)$$

$$\mathbf{x}_2 = [F'_{04x} \quad F'_{04y} \quad F'_{23x} \quad F'_{23y} \quad F'_{34x} \quad F'_{34y} \quad F'_{05} \quad F'_{25x} \quad F'_{25y}]^T \quad (19)$$

$$\mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -p_{40y} & p_{40x} & 0 & 0 & -p_{43y} & p_{43x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & p_{32y} & p_{32x} & -p_{34y} & p_{34x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\cos\theta_N & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sin\theta_N & 0 & -1 \\ 0 & 0 & -p_{32x} & 0 & 0 & 0 & p_{05} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (20)$$

$$\mathbf{A}_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -p'_{40y} & p'_{40x} & 0 & 0 & -p'_{43y} & p'_{43x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & p'_{32y} & p'_{32x} & -p'_{34y} & p'_{34x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\cos\theta'_N & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sin\theta'_N & 0 & -1 \\ 0 & 0 & -p'_{32x} & 0 & 0 & 0 & p'_{05} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (21)$$

$$\mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} m_4 a_{4x} \\ m_4 a_{4y} \\ J_4 \beta_4 - M_{04} \\ m_3 a_{3x} \\ m_3 a_{3y} \\ J_3 \beta_3 \\ m_5 a_{2x} \\ m_5 a_{2y} \\ J_5 \beta_2 + J_2 \beta_2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_2 = \begin{bmatrix} m'_4 a'_{4x} \\ m'_4 a'_{4y} \\ J'_4 \beta_4 + M_{04} \\ m'_3 a'_{3x} \\ m'_3 a'_{3y} \\ J'_3 \beta'_3 \\ m_5 a'_{2x} \\ m_5 a'_{2y} \\ J_5 \beta'_2 + J'_2 \beta'_2 \end{bmatrix} \quad (22)$$

在动态静力学分析的基础上,若给定机构的运动规律、气缸工作压力和输出力矩的变化情况,则可求解 DVDM 的动态静力学模型,得到各运动副产生的约束反力。

### 3 动态静力学模型的求解与分析

通过三维实体建模软件 Solidworks 可以直接获得 DVDM 中刚体零部件的质量、转动惯量、质心坐标等参数。为了求解已建立的动态静力学数学模型,需要先求取各个构件的质心运动规律,在此基础上可以求得各个运动副的约束反力,从而对 DVDM 机构间相应的力学特征进行分析。

#### 3.1 主要构件的质心运动规律

只针对 DVDM 的 3 个主要构件:前摇杆、连杆和行星齿轮的质心运动规律进行计算,其余构件的建模求解可以类推。

样机 DRPE-350 正常工作时,输出轴是匀速转动的, $\omega_r = 100\pi/3$  (rad/s)。

前摇杆 $l_4$ 作为爆燃力矩的传递杆件,它的运动只是在 $xoy$ 平面的转动,没有 $z$ 轴方向的平移运动,在计算前摇杆的位移时可以忽略杆件 $z$ 轴方向的运动。由此写出其质心的坐标、加速度矢量:

$$\mathbf{S}_4 = (\lambda_4 l_4 \cos\theta_4, \lambda_4 l_4 \sin\theta_4) \quad (23)$$

$$\mathbf{a}_4 = \dot{\mathbf{v}}_4 = \ddot{\mathbf{S}}_4 = (-\partial_4 \lambda_4 l_4 \sin\theta_4 - \lambda_4 w_4^2 l_4 \cos\theta_4, \partial_4 \lambda_4 l_4 \cos\theta_4 - \lambda_4 w_4^2 l_4 \sin\theta_4) \quad (24)$$

连杆 $l_3$ 作为爆燃力矩传递到曲轴的杆件,它的运动也只是在 $xoy$ 平面的转动,由此写出其质心的坐标、加速度矢量:

$$\mathbf{S}_3 = (l_4 \cos\theta_4 + \lambda_3 l_3 \cos\theta_3, l_4 \sin\theta_4 + \lambda_3 l_3 \sin\theta_3) \quad (25)$$

$$\mathbf{a}_3 = \dot{\mathbf{v}}_3 = \ddot{\mathbf{S}}_3 = (-\partial_4 l_4 \sin\theta_4 - \lambda_3 \partial_3 l_3 \sin\theta_3 - w_4^2 l_4 \cos\theta_4 - \lambda_3 w_3^2 l_3 \cos\theta_3, \partial_4 l_4 \cos\theta_4 + \lambda_3 \partial_3 l_3 \cos\theta_3 - w_4^2 l_4 \sin\theta_4 - \lambda_3 w_3^2 l_3 \sin\theta_3) \quad (26)$$

行星齿轮 $G_5$ 与曲轴 $l_2$ 通过键连接,其角速度、角加速度以及质心加速度等运动学参数与曲轴的运动学参数基本相同,可以通过求解曲轴的动态静力学参数来求得行星齿轮相应的参数。 $l_{S2} = \lambda_2 l_2$ , $l_{S2}$ 为 $S_2$ 到 $A$ 的距离。由此写出 $l_2$ 的质心的坐标、加速度矢量:

$$\mathbf{S}_2 = (l_1 \cos\theta_1 + \lambda_2 l_2 \cos\theta_2, l_1 \sin\theta_1 + \lambda_2 l_2 \sin\theta_2) \quad (27)$$

$$\begin{aligned}
 \mathbf{a}_2 = \dot{\mathbf{v}}_2 = \ddot{\mathbf{S}}_2 = & \\
 (-\partial_1 l_1 \sin\theta_1 - \lambda_2 \partial_2 l_2 \sin\theta_2 - w_1^2 l_1 \cos\theta_1 - \lambda_2 w_2^2 l_2 \cos\theta_2, & \\
 \partial_1 l_1 \cos\theta_1 + \lambda_2 \partial_2 l_2 \cos\theta_2 - w_1^2 l_1 \sin\theta_1 - \lambda_2 w_2^2 l_2 \sin\theta_2) & \\
 \end{aligned} \tag{28}$$

参考文献[20]中的运动学模型,在 Matlab 中编程计算,可以得到前摇杆、连杆和行星齿轮的质心加速度幅值的变化规律,如图 11~13 所示。

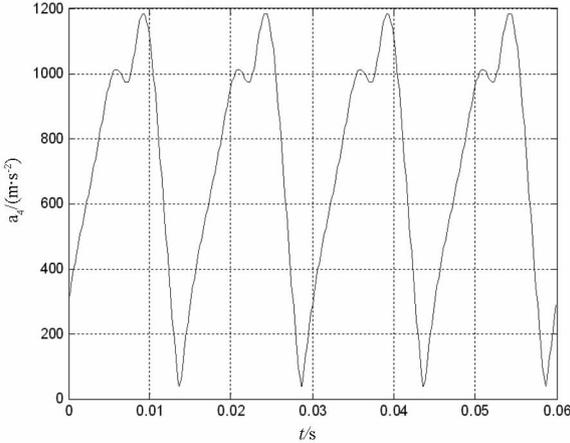


图 11 前摇杆的质心加速度曲线

Fig. 11 Barycenter acceleration curve of former rocker

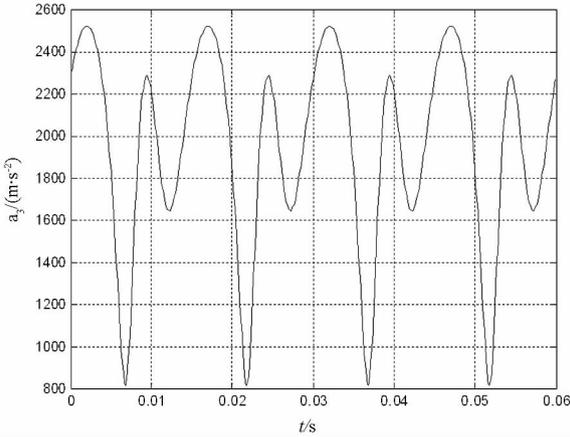


图 12 连杆的质心加速度曲线

Fig. 12 Barycenter acceleration curve of connecting rod

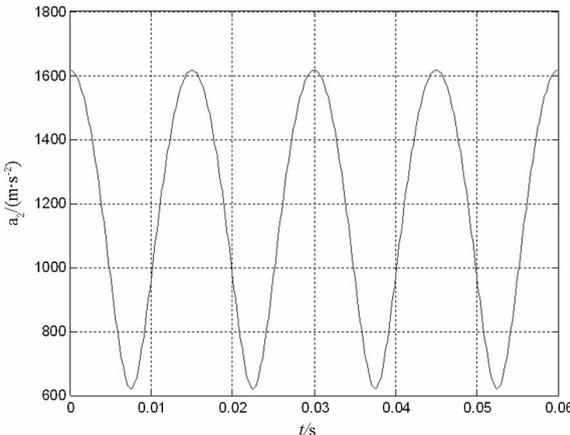


图 13 行星齿轮的质心加速度曲线

Fig. 13 Barycenter acceleration curve of planet gear

### 3.2 运动副约束反力分析

通过 Matlab 求得各个构件质心的运动规律后,利用文献[8]和文献[21]中计算得出的 DRPE-350 在工作过程中的气缸压力及输出力矩特性数据,求解动态静力学模型方程组,可以得到各铰接点的约束反力  $F_{ijx}$ ,  $F_{ijy}$  的变化规律,再转化为各个运动副的约束反力,即  $F_{ij} = \sqrt{(F_{ijx})^2 + (F_{ijy})^2}$ ,从而得到构件之间约束反力幅值的变化规律,如图 14~15 所示。

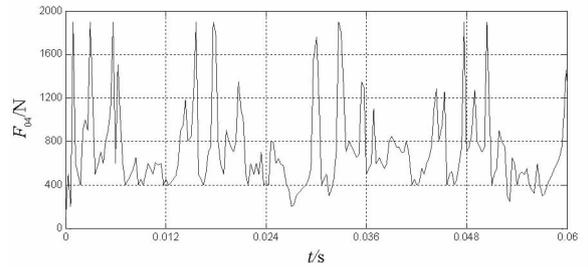


图 14  $F_{04}$  变化曲线

Fig. 14 Changing curve of force  $F_{04}$

前摇杆  $l_4$  与前转子固连,气体爆燃产生的力矩通过前转子轴传递到  $l_4$ ,从而带动 PGLM 运动产生输出力矩。由图 14 可知,约束反力  $F_{04}$  的变化频率为输出轴转速的 4 倍。该约束反力的幅值变化较为平缓,在极限位置会出现波动。获取此处的动态载荷对摇杆的刚、强度与疲劳寿命的设计具有指导意义。

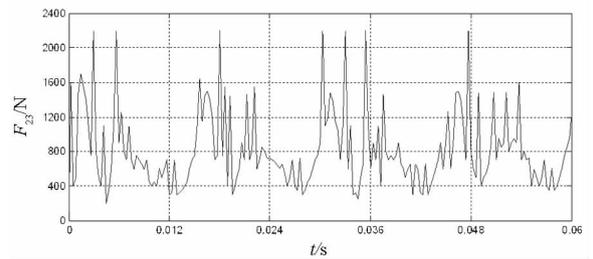


图 15  $F_{23}$  变化曲线

Fig. 15 Changing curve of force  $F_{23}$

连杆  $l_3$  与行星齿轮  $G_5$  通过曲轴  $l_2$  连接在一起, $l_2$  与  $l_3$  接触的约束反力即为  $F_{23}$ 。其幅值变化曲线如图 15 所示。 $F_{23}$  的变化频率为输出轴转速的 4 倍。在大部分时间内, $F_{23}$  的幅值比较小,当接近极限位置时, $F_{23}$  的幅值逐渐变大,趋势比较平缓,但是出现波动。因为曲轴要承受多种动态载荷的作用,故应参考此处的动态载荷的变化趋势,在满足刚度、强度及耐磨性的前提下,追求曲轴的轻量化。

### 4 基于 RecurDyn 的动力学仿真

基于虚拟样机技术,运用多体动力学仿真软件 RecurDyn 对 DVDM 的动力学特性进行仿真与分析,并将分析结果与理论建模的相关结果进行比较,从而验证理论模型的合理性。选取两个重要的约束反力  $F_{04}$  和  $F_{23}$  作为比较对象。

虚拟模型与理论模型一样,可以分为两个闭环回路:  $OABCO$  和  $OA'B'C'O$ 。表 1 所示为建立的虚拟模型中闭环  $OABCO$  主要构件之间的约束关系。

表 1 闭环  $OABCO$  中主要构件的约束关系

Tab. 1 Constraint relationship in closed-loop  $OABCO$

	前行星架	后行星架	曲轴	连杆	前摇杆	齿轮	齿圈
曲轴	Revjoint	Revjoint		Revjoint			Fixed
连杆			Revjoint		Revjoint		
前摇杆				Revjoint			
齿轮			Fixed				Gear
齿圈							Gear
大地							Fixed

由于闭环  $OA'B'C'O$  和  $OABCO$  各构件约束关系相同,在此不再赘述。

动力学仿真只针对 DRPE - 350 的一个工作循环,主轴旋转  $360^\circ$ 。仿真模型中,单个转子活塞的圆截面直径  $d_1 = 60\text{mm}$ ,将文献[21]中 DRPE - 350 的气缸压力变化数据施加于转子活塞上。建立的 RecurDyn 虚拟模型如图 16 所示。

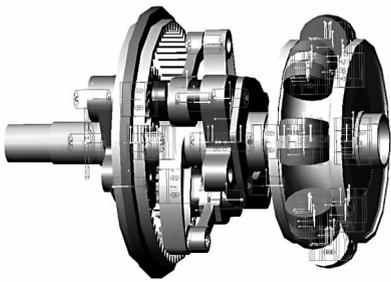


图 16 RecurDyn 虚拟样机模型

Fig. 16 Virtual prototype model in RecurDyn

通过仿真,得到约束反力  $F_{04}$ ,  $F_{23}$  的幅值变化曲线如图 17、图 18 所示,分别与图 14、图 15 中 Matlab 计算结果相比较,两组曲线的变化规律一致,都呈现 4 个周期的变化过程,冲击位置基本上相同,仅在数值大小上有所偏差。以上分析结果表明前面建立的动力学理论模型基本符合实际情况,是可信的。

仿真得到的曲线振动较大,存在冲击,其原因在于进行 RecurDyn 仿真时,仿真环境的设置以及部件之间的接触定义不够精确,需要在下一步工作中根据实验数据进行修正。

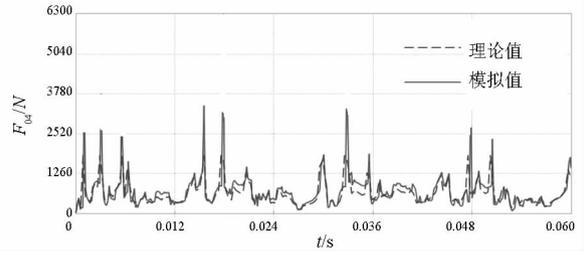


图 17 约束反力  $F_{04}$  的变化曲线

Fig. 17 Changing curve of constraining force  $F_{04}$

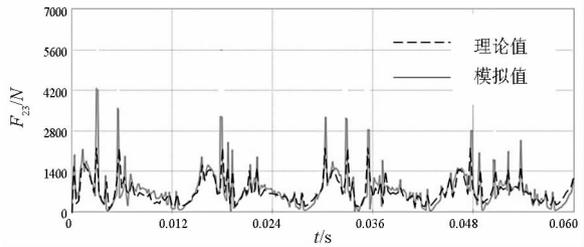


图 18 约束反力  $F_{23}$  变化曲线

Fig. 18 Changing curve of constraining force  $F_{23}$

### 5 结论

1) 介绍了一种新型的差速转子发动机 DRPE,分析了其差速驱动组件的工作特性,定义了其基本的动力学参数,运用矢量力学分析法建立了主要部件的力和力矩的平衡方程,进而建立了差速驱动组件的动态静力学分析的矩阵数学模型。

2) 在运动学分析的基础上,给定各构件的基本属性,利用 Matlab 编程求解主要构件的质心运动规律,进而求解得出主要运动副的约束反力。

3) 由求解的结果可以看出,在输出轴匀速转动时,各约束反力的变化频率为输出轴频率的 4 倍,但是力的幅值曲线存在波动。在工程设计阶段,可以根据得到的动态载荷变化情况指导零部件的刚、强度与疲劳寿命的设计。

4) 在 RecurDyn 环境下定义了主要部件之间的约束关系,建立了 DRPE - 350 的虚拟样机模型,对发动机关键部件之间的约束反力进行了仿真分析。仿真得到的约束反力变化曲线与理论计算的结果进行对比,两者的变化趋势和变化规律基本一致,冲击位置基本相同,由此可以看出理论计算的结果是可靠的,理论模型是可用的。

该模型已成功应用于 DRPE - 350 的设计和校核,样机的良好运行也表明了该模型的正确性。

## 参考文献 (References)

- [1] Bullington F A. Internal combustion engine: USA, US1821139 [P]. 1925 - 08 - 24.
- [2] Ertesvag I S. Analysis of the vading concept-a new rotary-piston compressor, expander and engine principle[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2002, 216(3): 283 - 290.
- [3] Morgado R G. Internal combustion engine and method: USA, US20070199537A1 [P]. 2007 - 08 - 30.
- [4] Tim Ventura. The massive yet tiny engine[EB/OL]. (2012 - 10 - 06)[2013 - 03 - 25]. <http://www.angellabslc.com>.
- [5] Tandeus. Factory on release of YO-mobiles in St. -Petersburg [EB/OL]. (2012 - 06 - 21)[2013 - 10 - 21]. <http://jomobil.ru>.
- [6] 潘存云, 徐海军, 邓豪, 等. 一种环形串联气缸活塞式发动机: 中国, CN201110331226.6[P]. 2011 - 10 - 27. PAN Cunyun, XU Haijun, DENG Hao, et al. A circular series cylinder piston engine: China, CN201110331226.6[P]. 2011 - 10 - 27. (in Chinese)
- [7] 潘存云, 赵云文, 邓豪, 等. 一种四转子活塞发动机: 中国, CN201110071263.8[P]. 2011 - 03 - 24. PAN Cunyun, ZHAO Yunwen, DENG Hao, et al. A four-rotors piston engine: China, CN201110071263.8[P]. 2011 - 03 - 24. (in Chinese)
- [8] 邹腾安, 潘存云, 徐小军, 等. 双转子活塞发动机工作过程的数值模拟[J]. 国防科技大学学报, 2014, 36(1): 110 - 115. ZOU Tengan, PAN Cunyun, XU Xiaojun, et al. Numerical simulation for the performance of a new type dual-rotor piston engine [J]. Journal of National University of Defense Technology, 2014, 36(1): 110 - 115. (in Chinese)
- [9] Deng H, Pan C Y, Xu H J, et al. Comparison of two types of twin-rotor piston engine mechanisms [J]. Journal of Central South University of Technology, 2013, 20(2): 363 - 371.
- [10] Zhang W Y, Pan C Y, Deng H, et al. Modeling and analysis of the transmission characteristics of a geared linkage mechanism [J]. Advanced Materials Research, 2011, 311(8): 1475 - 1480.
- [11] Xie Q, Pan C Y, Chen H, et al. Structural modal analysis of a new twin-rotor piston engine [J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 390(8): 256 - 260.
- [12] Deng H, Pan C Y, Xu X J, et al. A twin-rotor piston engine with annular connecting chambers [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2012, 226(9): 1 - 10.
- [13] 石炜, 郝安民, 张玉宝. 基于凯恩方法的机器人动力学建模与仿真[J]. 微计算机信息, 2008, 24(29): 222 - 223. SHI Wei, XI Anmin, ZHANG Yubao. Robot dynamics modeling and simulation based on Kane [J]. Microcomputer Information, 2008, 24(29): 222 - 223. (in Chinese)
- [14] Bae J H, Arimoto S, Ozawa R, et al. Concurrent grasping and manipulation by arm-hand coordinated movements based on task-distribution [C]//The First IEEE/RAS - EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechanics, Pisa: IEEE, 2006: 953 - 958.
- [15] Yu M, Zhao J, Ma W T. Study on the modeling and experiments for the virtual axis hybrid polishing machine tool by the flexible multibody dynamics [J]. Key Engineering Materials, 2006, 304(6): 502 - 506.
- [16] 李金泉, 段冰蕾, 南倩. TH50 型码垛机器人动态静力学分析[J]. 北京科技大学学报, 2011, 33(4): 504 - 508. LI Jinquan, DUAN Binglei, NAN Qian. Kineto-static analysis on a TH50 type palletizing robot [J]. Journal of University of Science and Technology Beijing, 2011, 33(4): 504 - 508. (in Chinese)
- [17] Zou T A, Pan C Y, Xu H J, et al. Numerical calculation of air mass flow in a dual-rotor piston engine [J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 390(8): 306 - 312.
- [18] Chen H, Pan C Y, Zou T A, et al. Analysis on kinematic of rod on rotor with sine curve revolving speed in twin-rotor cylinder-embedded piston engine [J]. Advanced in Materials Research, 2014, 853(5): 553 - 558.
- [19] Deng H, Pan C Y, Xu X J, et al. Mathematical modeling and analysis of gas torque in twin-rotor piston engine [J]. Journal of Central South University, 2013, 20(6): 3536 - 3544.
- [20] 张威扬. 差速式转子发动机功率传输机构动力特性研究[D]. 长沙: 国防科学技术大学, 2011. ZHANG Weiyang. Analysis of dynamic characteristics of the power transmission equipment of a differential rotor engine [D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2011. (in Chinese)
- [21] Zou T A, Pan C Y, Xu H J, et al. Simulation of the performance of a twin-rotor piston engine [J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 376(8): 360 - 365.