

平衡率对发动机曲轴系动力学性能的影响

Influence of Balance Ratio on Engine Crankshaft's Dynamic Performance

王江涛 龙立 史来锋 张志明 王伟民 蔡志强

(东风汽车公司技术中心 430058)

摘要:为了了解平衡率对曲轴系动力学性能的影响,运用 GT-Crank 建立了某四缸发动机曲轴系动力学模型,并计算了不同平衡率下的曲轴系扭转振动和主轴承载荷。结果显示,曲轴系扭振随着平衡率的增大而增大;第 1、3、5 主轴承平均主轴承载荷随着平衡率的增大而减小,而最大主轴承载荷随着平衡率的增大而增大。

关键词:曲轴、平衡率、动力学性能、扭振、主轴承载荷

Abstract: For realizing the influence of balance ratio on crankshaft's dynamic performance, the paper has established the crankshaft's dynamic model of a 4 cylinder engine based on GT-Crank, and has calculated the torsional vibration and main bearing force of different balance ratio case. The result shows, torsional vibration increases with the increase of balance ratio, the average force of main bearing 1, 3 and 5 decreases with the increase of balance ratio, the maximum force of main bearing 1, 3 and 5 increases with the increase of balance ratio.

Key words: Crankshaft, Balance Ratio, Dynamic Character, Torsional Vibration、Main Bearing Force

1 前言

随着汽车在人们日常生活中的日益普及,人们对车辆的舒适性要求也越来越严格。发动机作为汽车振动噪声的一个主要激励源,其平衡性能对整车 NVH 性能有着较大影响。平衡性能差的发动机,不但会发动机零部件振动加大,磨损加剧,还会影响汽车的舒适性能。因此,在进行发动机 NVH 性能分析时,其平衡性能的研究必不可少。^{[1][2]}

本文针对某四缸发动机曲轴系,通过增加平衡重配重的方式,提出了三种不同平衡率方案。运用多体动力学软件 GT-Crank,进行了曲轴系动力学仿真。考察了不同平衡率方案,对曲轴扭振和主轴承载荷的影响。

2 曲轴平衡率

2.1 直列四缸机平衡

发动机的平衡性能一般分为外平衡和内平衡。外平衡是指发动机在稳定工况下，惯性力和惯性力矩对基座的作用情况；内平衡是指惯性力和惯性力矩对曲轴、机体等的作用情况^[3]。

图 1 为直列四缸发动机平衡性能的示意图。对于直列四缸发动机，由于曲轴呈镜面对称，其外平衡只有二级往复惯性力不平衡，其他惯性力和惯性力矩均自行平衡。要实现二阶惯性力的平衡，一般通过平衡装置来实现，例如平衡轴等。

而直列四缸机的内平衡，由于各缸间的离心力呈现出空间力系，离心惯性力虽然平衡，但是对于曲轴自身会产生一个内力矩。为了实现发动机的内平衡，就必须对该内力矩进行平衡。通常的方法是通过在曲柄上添加平衡质量来实现单缸离心力平衡。

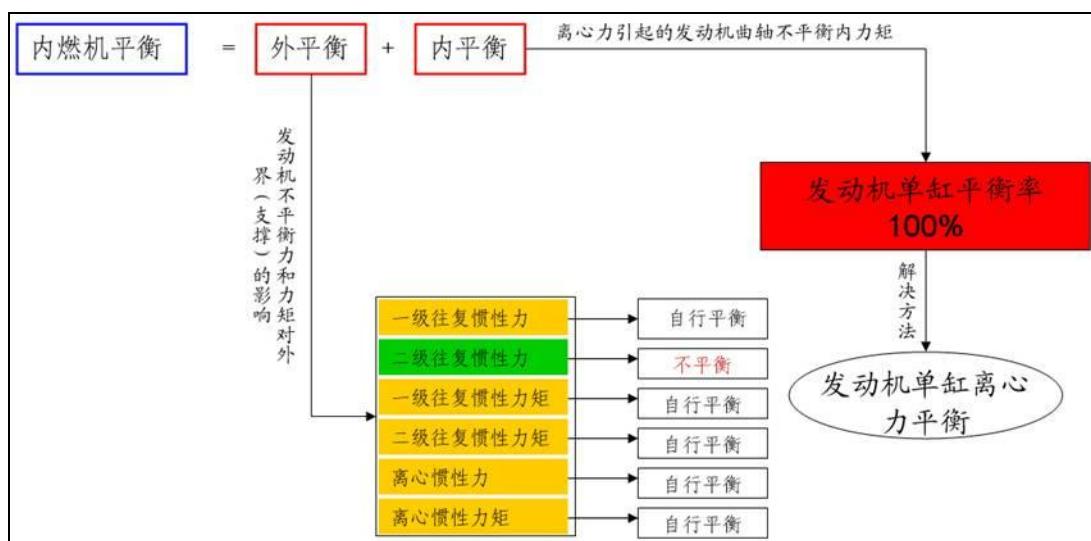


图 1 四缸机平衡示意图

2.2 曲轴平衡率计算

发动机曲轴平衡率的定义为平衡重质量产生的离心力与需要平衡的质量产生的离心力之比。对于一般发动机，需要平衡的旋转质量主要有：等效到连杆大头的连杆大头等效质量 m_l 、连杆轴瓦质量 m_{lw} 、曲柄质量 m_w 、曲柄销质量 m_p 。各质量的划分方法如图 2 示。

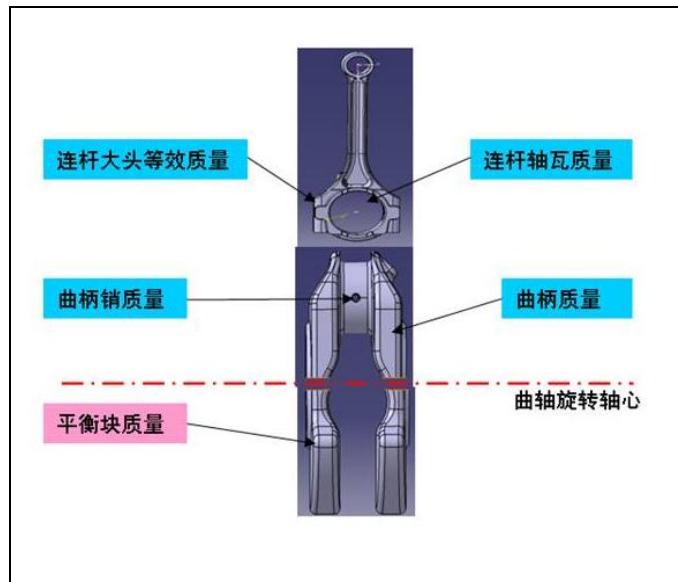


图 2 曲轴质量划分示意图

根据定义，可以得到发动机曲轴平衡率的详细计算公式为：

$$\begin{aligned} \text{曲轴平衡率} &= \frac{m_b \times r_b \times \omega^2}{m_l \times r_l \times \omega^2 + m_{lzw} \times r_{lzw} \times \omega^2 + m_w \times r_w \times \omega^2 + m_p \times r_p \times \omega^2} \\ &= \frac{m_b \times r_b}{m_l \times r_l + m_{lzw} \times r_{lzw} + m_w \times r_w + m_p \times r_p} \end{aligned}$$

其中， m_b 为平衡重质量， r_b 为其质心与旋转轴心的距离， r_l 、 r_{lzw} 、 r_w 、 r_p 分别为连杆大头等效质量质心、连杆轴瓦质心、曲柄质心、曲柄销质心到旋转轴心的距离。

根据上述计算方法，本文通过调整平衡块质量，设计了三种不同平衡率方。三种方案的曲轴平衡率分别为 70%、85% 和 100%。

3 曲轴系动力学仿真

本文利用 GT-Suite 软件中的 GT-Crank 模块，建立了某汽油机曲轴系扭转振动仿真模型。GT-Crank 能够进行多缸发动机曲轴、连杆、活塞等运动件的多体动力学仿真分析和振动及润滑仿真分析。^[4]

利用 GT-Crank 建立的某汽油机曲轴扭转振动计算模型如图 3 示。该模型主要由缸压模块、活塞模块、连杆模块、曲柄臂模块、曲柄销模块、飞轮模块、扭转振动减振器模块、机体模块以及悬置轴承模块等组成。

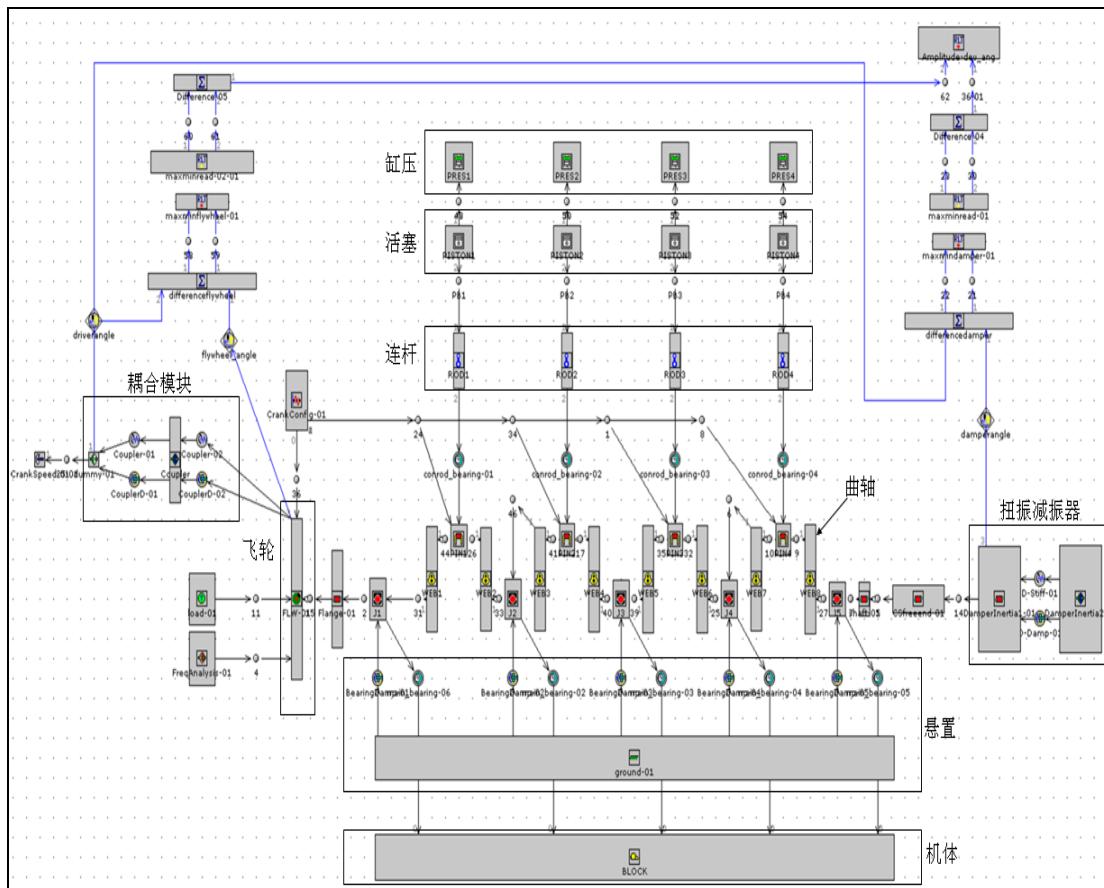


图 3 扭转振动计算模型

在上述模块中输入发动机各部件的结构性能参数，来建立仿真计算模型。其中缸压模块中输入 GT-Power 中计算得出的缸压曲线。

4 计算结果分析

利用上述曲柄连杆机构多体动力学仿真模型，分别对不同曲轴平衡率方案进行了多体动力学仿真。

4.1 曲轴系自由扭转固有频率

各平衡率方案下的曲轴系一阶扭转固有频率计算结果如表 1 示。从表中可以看出，随着曲折平衡率的增加，曲轴系一阶扭转固有频率略有下降。分析为曲轴平衡重质量增加导致。

表 1 曲轴系扭转固有频率计算结果

方案	75%	80%	100%
一阶扭转固有频率	295Hz	293Hz	291Hz

4.2 扭转振动计算结果

各平衡率方案下的曲轴系扭转计算结果如图 4 示。

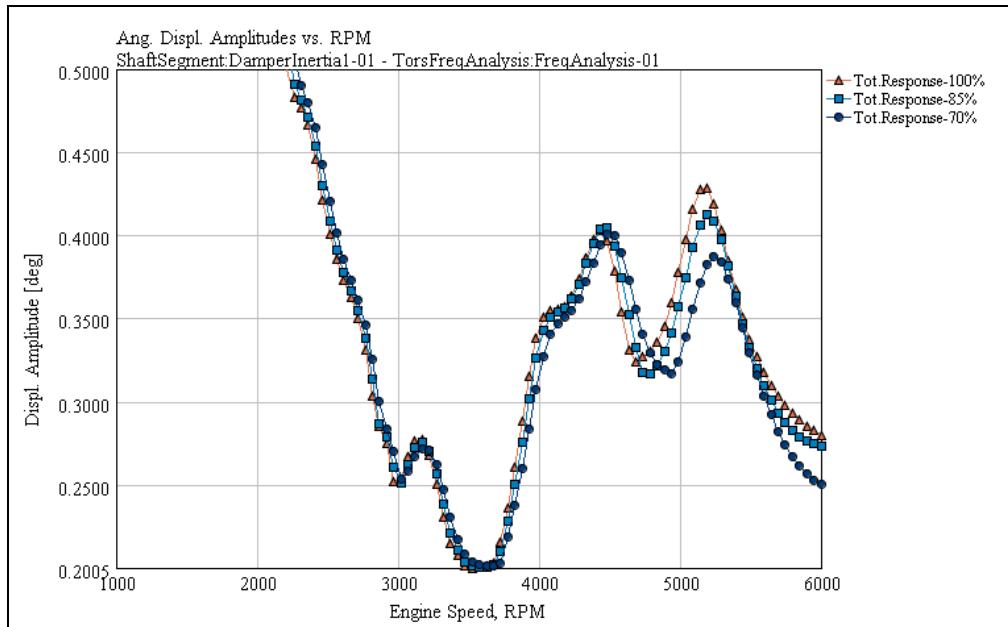


图 4 曲轴系扭转计算结果

从上图示结果，可以看出随着平衡率的提高，曲轴系前端扭转角位移幅值变大。70%、85%和 100% 平衡率时的最大值分别为 0.4° 、 0.41° 和 0.43° 。这主要是由于平衡率的增加，平衡质量变大，使得曲轴的转动惯量变大，而曲轴的刚度并没有改变。

4.3 主轴承载荷计算结果

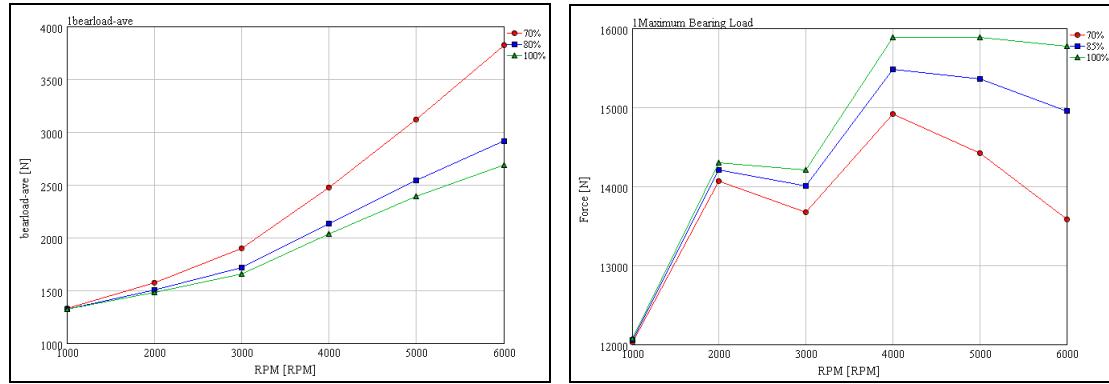
各平衡率方案下的主轴承载荷计算结果分别如图 5、6、7、8、9 示。

从图中可以看出，第一和五主轴承轴承，第二和四主轴承轴承载荷变化趋势基本一致。这是因为对于直列四缸机来说，其各曲拐呈对称布置，导致第一和五主轴承，第二和四主轴承受力也近似一致。

对于最大主轴承载荷，第一、三和五主轴承载荷随着曲轴平衡率的增大而增大，且随着转速的提高，其减小的幅度变大。最大主轴承载荷主要是发生在燃烧上止点左右，此时气缸内气体压力最大，往复惯性力和离心惯性力方向与气体压力方向相反可以抵消一部分气体压力，而随着平衡率的提高，惯性力被平衡掉，从而导致曲轴主轴承最大载荷变大。

对于平均主轴承载荷，第一、三和五主轴承载荷随着曲轴平衡率的增大而减小，且随着转速的提高，其减小的幅度变大。这主要是由于在燃烧上止点之外的大部分时间内，轴承载荷主要由惯性力决定，此时惯性力随着平衡率的提高而逐渐被抵消，从而导致曲轴平均主轴承载荷变小。^[5]

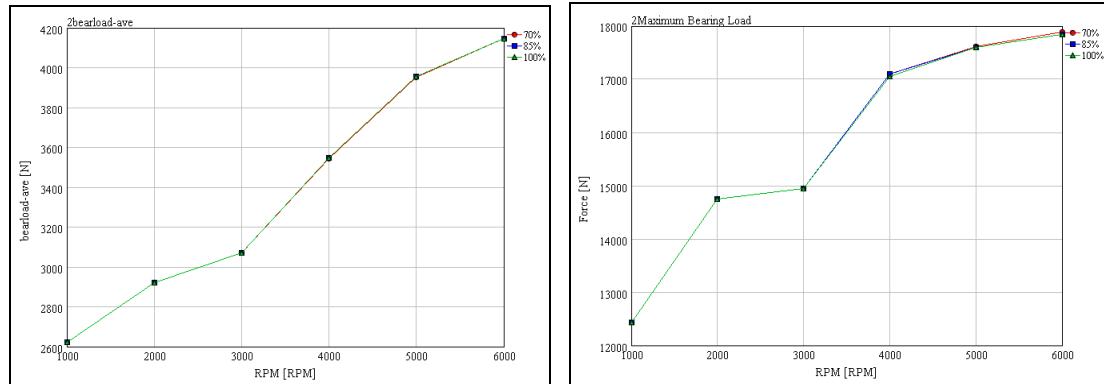
另外，从计算结果显示第二和四主轴承载荷基本不变，这是由于直列四缸机曲拐的对称布置导致其左右相邻两缸的惯性力基本抵消。



a) 平均主轴承载荷

b) 最大主轴承载荷

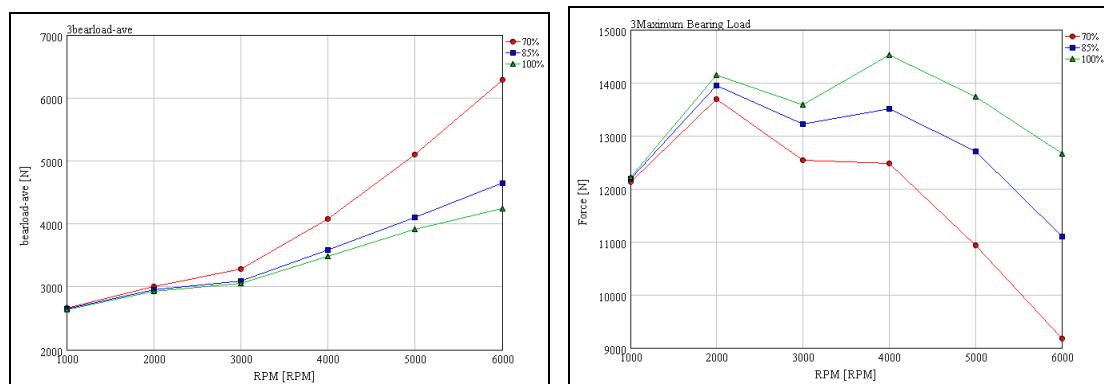
图 5 各平衡率方案第一主轴承载荷计算结果



a) 平均主轴承载荷

b) 最大主轴承载荷

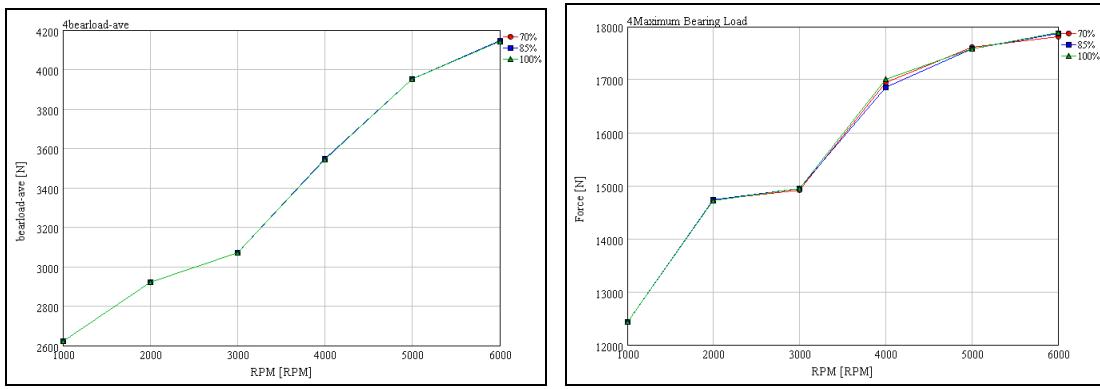
图 6 各平衡率方案第二主轴承载荷计算结果



a) 平均主轴承载荷

b) 最大主轴承载荷

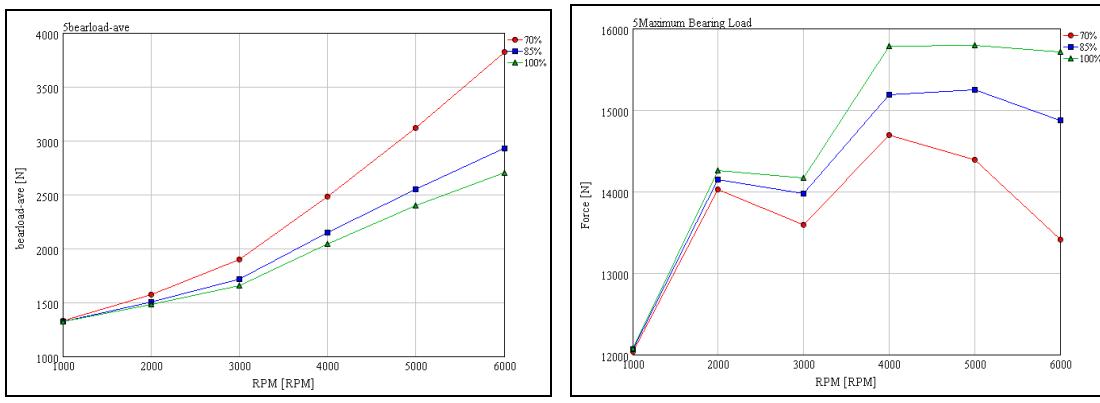
图 7 各平衡率方案第三主轴承载荷计算结果



a) 平均主轴承载荷

b) 最大主轴承载荷

图 8 各平衡率方案第四主轴承载荷计算结果



a) 平均主轴承载荷

b) 最大主轴承载荷

图 9 各平衡率方案第五主轴承载荷计算结果

5 结论

本文针对某直列四缸机曲轴，设计了不同平衡率方案。通过曲轴系动力学计算以及对计算结果的分析，得出以下结论：

- (1) 随着曲轴平衡率的提高，曲轴系扭转固有频率略有下降。
- (2) 随着曲轴平衡率的提高，曲轴系前端扭转角位移幅值变大。
- (3) 对于平均主轴承载荷，第一、三和五主轴承载荷随着曲轴平衡率的增大而减小，且随着转速的提高，其减小的幅度变大；第二和四主轴承载荷基本不变。
- (4) 对于最大主轴承载荷，第一、三和五主轴承载荷随着曲轴平衡率的增大而增大，且随着转速的提高，其减小的幅度变大；第二和四主轴承载荷基本不变。

6 参考文献

- [1] 王长荣. 内燃机动力学 [M]. 中国铁道出版社. 1990
- [2] 王琪. 内燃机轴系扭转振动 [M]. 大连理工大学出版社. 1990
- [3] 徐兀. 汽车发动机现代设计 [M]. 人民交通出版社. 1995
- [4] GT-Crank Users Manual, Gamma Technologies. Inc
- [5] 李勋. 直列 4 缸发动机曲轴平衡方案研究 [J]. 内燃机车, 2011, 12 (10): 12 ~ 16