

# 2102 型农用柴油机平衡性分析及平衡措施<sup>①</sup>

毕玉华<sup>1</sup>, 申立中<sup>2</sup>, 何自力<sup>3</sup>

(1. 昆明理工大学 交通学院, 云南 昆明; 2. 昆明理工大学 科研处; 云南 昆明 650051; 3. 云南省动力机械产学研联合中心, 云南 昆明)

**摘要** 利用 I-DEAS 三维实体造型软件的参数化技术, 建立了 2102 型农用柴油机曲轴飞轮总成的三维模型. 通过对两缸机的平衡性进行计算, 分析了现有两缸机平衡性存在的问题, 并在结构允许的范围内提出了相应的改进措施.

**关键词:** 曲轴, 平衡性, 三维实体

中图分类号: TK422.5 文献标识码: A 文章编号: 1007-855X(2002)01-086-03

## 0 引言

往复式内燃机由于工作过程的周期性和机件运动的周期性, 运转中所产生的旋转惯性力和往复惯性力都是周期性变化的. 如果这些力在机内不能相互抵消, 传给支承的力也会不断变化. 平衡性差的内燃机会引起机器在支承上振动, 不仅恶化劳动条件, 而且会影响农业作业质量, 还会引起噪音, 降低整机的耐久性等. 因此, 对于内燃机来说具有良好的平衡性极其重要<sup>[1]</sup>.

内燃机的平衡性分析包括两方面的内容: 惯性力系的平衡性和扭矩的均匀性. 对于 2102 型农用柴油机, 由于两缸机自身平衡系统的特殊性, 其往复惯性力和该力形成的力矩是不平衡的, 因此如何使两缸机既在结构上不过于复杂, 又能满足平衡性要求, 具有十分重要的意义. 下面我们利用 I-DEAS 软件, 对实际使用的 2102 型农用柴油机, 进行平衡性分析, 探讨两缸机平衡系统和结构的一般设计方法和原则. 具体参数见表 1.

表 1 2102 型农用柴油机设计参数

缸数	额定转速( $r \cdot \min^{-1}$ ) / 额定功率(kW)	曲柄半径/ 连杆长度(mm)	缸径/ 冲程(mm)
2	2600/23.5	52.5/175	102/105

## 1 惯性力系的平衡

惯性力系的平衡问题, 实质上就是对各缸往复惯性力系和各曲轴曲柄旋转惯性力系构成的空间力系进行简化, 如果简化结果主矢量

主矩均为零, 则内燃机是平衡的, 反之就不平衡. 下面分析动静平衡时, 均假定各缸运动质量、运动件主要尺寸相同, 所得结果表示发动机的理论平衡情况. 实际上由于加工上的误差、材质的不均匀以及毛坯缺陷等, 将会使理论平衡的曲轴不平衡. 所以为了保证中高速内燃机的实际平衡情况接近理论情况, 对于曲轴连杆机构主要运动件的重量、尺寸均规定有严格的公差, 必要时分组选配.

### 1.1 旋转惯性力的平衡分析

旋转惯性力系的平衡, 主要要求旋转质量系统旋转时, 旋转惯性力的合力  $R_r = 0$ , 合力矩  $M_r = 0$ , 即要求系统满足静平衡和动平衡方程. 曲柄连杆机构旋转惯性力的不平衡, 可用加平衡块的方法来解决<sup>[2,3]</sup>.

2102 型柴油机的曲轴两拐夹角为  $\alpha = 180^\circ$ , 显然满足静平衡方程:  $R_r = 0$ , 但动不平衡, 存在不平衡的离心力矩  $M_r$ . 因此为了平衡此离心力矩  $M_r$ , 一般在曲柄上布置平

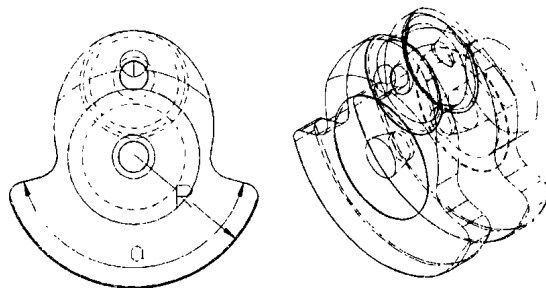


图 1 2102 型柴油机单拐图

① 收稿日期: 2001-03-27;

第一作者简介: 毕玉华, 女, 1967 年生, 讲师; 主要研究方向: 内燃机.

衡块, 来保证动平衡. 本机受空间限制, 只能采用完全平衡法, 即在曲轴上布置四块平衡块.

2102 型柴油机采用原 4100 型柴油机的连杆, 连杆旋转质量  $m_{lk} = 1388 \text{ g}$ , 所产生的离心力非常大, 使平衡块平衡离心力负担加重. 通过建立曲柄连杆机构的实体模型, 发现活塞位于下止点时, 曲轴平衡块尚有  $7 \text{ mm}$  的扩大空间, 为了不让平衡块与活塞裙部干涉, 所以  $R_{\max} = 98 \text{ mm}$ . 我们利用 I-DEAS 软件, 建立单个曲拐的参数化实体, 在不同平衡块半径或平衡块圆心角时, 分别计算平衡情况, 其结果见表 2, 单个曲拐图见图 1.

### 1.2 往复惯性力的平衡

对于往复惯性力来说, 主要是采用双轴平衡机构平衡一阶、二阶往复惯性力, 但结构相当复杂, 不很实用. 为了使结构简单, 在内燃机转速不太高时, 通常采用过量平衡法平衡一阶往复惯性力, 将不考虑二阶往复惯性力的平衡<sup>[2,3]</sup>.

2102 型柴油机采用曲拐夹角为  $180^\circ$ , 其发火间隔为  $180^\circ$  和  $540^\circ$  交替. 两缸的一阶往复惯性力的合力  $R_{j1} = 0$ , 而合力矩最大值  $M_{j1\max} = 818 \text{ (N}\cdot\text{m)}$ . 可用曲轴平衡块组所剩余的离心力平衡掉一部分沿气缸轴线的一阶往复惯性力, 以减小一阶往复惯性力对主轴承的负荷, 具体结果见表 3.

采用过量平衡法平衡一阶往复惯性力, 可平衡掉一部分一阶往复惯性力, 但相反也会使曲轴产生额外负荷. 重新校核曲轴强度, 曲轴的安全系数大于 1.5, 满足强度要求.

## 2 飞轮设计

内燃机的瞬时输出扭矩是随曲轴转角变化的, 所以不可能绝对平衡, 只能力求使扭矩的不均匀度(不平衡度)在允许的范围内<sup>[1]</sup>. 飞轮的作用主要是增加内燃机的旋转惯性矩, 保证转速的均匀性. 一般飞轮的转动惯量应占整个轴系的 80% 左右. 由于飞轮能储存动能, 附带还会便于内燃机起动, 有助于克服短时间的超负荷等, 这些优点尤其有益于拖拉机, 所以在设计条件允许的范围内, 飞轮的惯性矩应适当加大.

利用 I-DEAS 软件, 建立飞轮实体, 可精确求得 2102 型农用柴油机飞轮的转动惯量  $I_f = 0.3712 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ , 而理论计算飞轮转动惯量  $I_f = 0.289 \sim 0.522 \text{ (kg}\cdot\text{m}^2)$ , 这是在稳定工况条件下计算的结果. 可见 2102 型农用柴油机飞轮的转动惯量偏于下限, 为保证起动或怠速的要求, 应增加飞轮的转动惯量.

## 3 支承的布置与结构

内燃机的支承布置与结构优化设计是除了机内平衡和机外平衡的另一个有效措施, 不需对内燃机作较大的变动, 即可削弱本身六个自由度的振动, 也可以减小振动向载体传递和控制辐射噪音.

支承位置的布置应保证内燃机重心  $O$  与支承形心  $O^*$  处于重合或同一坐标平面内, 但一般  $O$  与支承

表 2 曲轴几种平衡方案的对比(曲拐图见图 1)

	原机* (R93)	方案一* (R97)	方案二# (R98)	方案三# (R97)	方案四# (R98)
	$a = 140^\circ$	$a = 140^\circ$	$a = 140^\circ$	$a = 150^\circ$	$a = 150^\circ$
单拐质心/mm	5.93	3.23	2.52	2.75	2.09
单拐增加质量/kg	0	0.316	0.394	0.503	0.580
不平衡离心力(N)	1 拐 1 626 2 拐 2 105	25 504	42	213	- 212
不平衡力矩(N·m)	283.3	481.8	429.9	408.8	461.5

注: (1) 原机\*、方案一\* 在皮带轮与飞轮处加有平衡块;

(2) 方案二#、方案三#、方案四# 在皮带轮与飞轮处加有  $m_{lk} = 0.0216 \text{ kg}\cdot\text{m}$  的平衡块;

(3) 其它方案则去掉皮带轮与飞轮处的平衡块.

表 3 过量平衡法平衡一阶惯性力一览表

	原机* (R93) $a = 140^\circ$	方案三# (R97) $a = 150^\circ$	方案四# (R98) $a = 150^\circ$
剩余不平衡力矩/N·m	543.9	412.0	356.7
往复惯性力矩平衡率/%	34.6	49.9	56.4

形心  $O^*$  重合的非耦合振动较少, 多数情况是  $O$  与支承形心  $O^*$  处于同一坐标平面双联耦合振动或三联耦合振动<sup>[4]</sup>. 2102 柴油机采用四点支承布置, 整机重心偏向进气管一侧, 精确值需作试验或绘制整机实体图得出, 尽可能保证  $O$  与  $O^*$  位于气缸中心线平面内. 配置支撑减振器前, 应对整机振动做出试验评估, 隔振率满足大于 80% ~ 90% 的要求.

## 4 结论

(1) 受曲轴结构和整机布置以及平衡块尺寸增加受限的前提下, 2102 型柴油机是不可能达到完全平衡的. 可将一部分的平衡重转移到飞轮及皮带轮上, 改善原机的不平衡情况, 但为了保证静平衡, 皮带轮与飞轮处的平衡块应保证相同的质径积;

(2) 在工艺方面, 应保证各平衡块满足尺寸公差及安装定位公差的要求, 以确保静力平衡; 支承的位置设置也应有位置公差要求, 保证两心重合, 避免耦合振动;

(3) 方案四<sup>#</sup> 是原机基础上的改进方案, 内平衡情况得到改善, 是在现有情况下最佳的平衡方案;

(4) 在结构方面, 建议对连杆和曲轴重新优化设计, 去掉应力较小的部分, 以减小旋转惯性力和力矩的平衡负担.

### 参考文献:

- [1] 杨连生主编. 内燃机设计[M]. 北京: 中国农业机械出版社, 1988. 63~ 123.
- [2] 陆际清等. 汽车发动机设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 1990. 23~ 65.
- [3] 郑启福. 内燃机动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1991. 47~ 98.
- [4] 刘习军. 工程振动与测试技术[M]. 天津: 天津大学出版社, 1991. 93~ 96.

## The Balance Analyses and the Balancee Method of Type 2102 Agricultural Diesel

BI Yu- hua, SHEN Li- zhong, HE Zi- li

(1. Faculty of Communication Engineering Kunming University Of Science And Technology Traffic School, Kunming 650051, China; 2. Scientific Reserach Institution, Kunming University of Science and Technology; Kunming 650093, China; 3. Allied Center of Yunnan Province Dynamical Mechanism Industrial Research Institation, Kunming 650051, China)

**Abstract** The three- dimension mold of Type 2102 agricultural diesel' s crankshaft and flywheel is built with parametric technology of I- DEAS, the mold software of three- dimension solid mass. By calculating two- cylinder diesel' s balance and analyzing the problem existed in the current two- cylinder diesel' s balance, the improving method is given in the suitable scope.

**Key words:** crankshaft; balance three- dimension; solid mass