

文章编号:1672-3961(2011)02-0154-04

平面曲轴发动机振动力源的分析及其平衡机构设计

吕一丹¹, 刘云岗², 张振胜³

(1. 山东商业职业技术学院汽车与电子技术学院, 山东 济南 250103;

2. 山东大学能源与动力工程学院, 山东 济南 250061; 3. 济南柴油机股份有限公司, 山东 济南 250306)

摘要:平面曲轴的V型8缸发动机最突出的问题是二阶往复惯性力不平衡,在对8V发动机进行总体设计时考虑了这个问题,采用了比较完善的两轴平衡方案,但发动机振动仍然很剧烈,因此从理论上对倾覆力矩的性质、数值、平衡方法、平衡条件等进行了分析,设计了相应的平衡机构,通过对8V190柴油机的整机振动测试,验证了所采用的平衡分析方法及平衡机构设计方案是正确的,使本来平衡性很差,振动剧烈的8V机获得了平稳的运行性能,解决了平面曲轴8V发动机的振动问题。

关键词:发动机;振动;倾覆力矩;平衡技术

中图分类号:TK41 **文献标志码:**A

Analysis of flat crankshaft engines vibration sources and design of the balance system

LÜ Yi-dan¹, LIU Yun-gang², ZHANG Zhen-sheng³

(1. Automobile And Electronic Technology School, Shandong Institute of Commerce and Technology, Jinan 250103, China;

2. School of Energy & Power Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China;

3. Jinan Diesel Engine Company Limited, Jinan 250306, China)

Abstract: The most critical problem for an 8 cylinder V-type engine is the unbalanced second order reciprocating inertia force. Engines seriously vibrate then even a double-shaft balance system is adopted. The features and the values of the overturning moment of 8 cylinder V-type engine were studied, the balance method as well as the balance condition was discussed and a new balance system was designed. The experimental results conducted on an 8V190 diesel engine indicated that the new balance system can effectively reduce engine vibration and make the 8 cylinder V-type engine operate stably.

Key words: engines; vibration; overturning moment; balance technique

0 引言

在设计某V型8缸柴油机时,考虑到产品的系列化、通用化问题,使缸心距、V形夹角等主要参数尽量与已经成熟的产品相同,以达到最大限度的利用现有的生产设备,因此选定V形夹角为60°,与12缸V型柴油机相同,V形夹角确定后,曲轴的形式也就固定为平面曲轴,即曲拐位于同一平面内。这

种平面曲轴的V型8缸机,由于自身结构的原因,在运转过程中存在着不平衡因素,即二阶往复惯性力不平衡,在柴油机总体设计时考虑了这个问题,采用了比较完善的两轴平衡方案,但发动机振动仍然很剧烈,不仅操作者感觉不适,柴油机一些连接零件和附件也经常振松甚至损坏。因此,能否解决整机振动问题,是这种型式的发动机试制的关键。

为此从理论上对平面曲轴发动机振动力源的性质、数值、平衡方法、平衡条件等进行了分析,并通过

对8V190柴油机的振动试验获得了验证,使该机获得了平稳的运行性能,解决了平面曲轴8V发动机的振动问题。

1 对平面曲轴发动机主要振动力源的分析

发动机气缸内的气体压力,向上作用在气缸盖上,通过气缸盖螺钉将力传到机体,使发动机受到向上的作用力,另一方面,气体压力又向下作用在活塞顶上,通过连杆、曲柄、主轴承传到机体上,对发动机产生向下的作用力。上下方向的作用力正好相互抵消而使发动机保持不动,所以气体压力不会使发动机上下跳动。

但是气体压力在活塞处产生一侧推力,形成一力矩,这个力矩将使发动机摇倒,称之为“倾覆力矩”。

发动机的往复惯性力,其作用情况与气体压力有相类似之处,显然,由于往复惯性力并不存在有向上作用在气缸盖上的力,不会出现上下相抵消的情况,也就是说,往复惯性力最终将通过主轴承使发动机产生上下跳动的现象^[1-2]。并且往复惯性力将同时产生倾覆力矩,使发动机有左右摇倒的趋势。

综上所述,平面曲轴发动机的振动力源主要有:

(1) 往复惯性力,使发动机产生上下跳动和左右摇摆的振动;

(2) 倾覆力矩,使发动机产生左右摇摆的振动。

解决平面曲轴8V发动机整机振动问题,实际上就是如何处理这个惯性力和倾覆力矩,以下是对这两种不平衡因素的具体分析。

1.1 对二阶往复惯性力的平衡分析

平面曲轴形式的发动机,往复惯性力的二阶谐量对发动机的振动影响非常强烈,而其它阶次谐量的影响很小,以下主要对二阶往复惯性力进行分析。

1.1.1 单缸二阶往复惯性力

单缸的二阶往复惯性力可以按下面的公式计算^[3]:

$$P_{j2} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha. \quad (1)$$

式中: m_j —活塞连杆的往复运动质量,kg, R —曲柄半径,mm, ω —曲轴角速度,rad/s, α —曲轴转角,(°), λ —曲柄半径与连杆长度比。

1.1.2 V型8缸机的二阶往复惯性力

根据式(1)推导出直列4缸发动机的二阶往复惯性力,再将两直列4缸发动机的二阶往复惯性力按V型机合成,求出V型8缸发动机的合成二阶往

复惯性力:

$$\begin{aligned} \sum P_{j2} = & -4\lambda m_j R \omega^2 \cos \frac{\gamma}{2} (\cos 2\alpha - i \sin 2\alpha) + \\ & \left[-4\lambda m_j R \omega^2 \cos \frac{3}{2}\gamma (\cos 2\alpha + i \sin 2\alpha) \right]. \end{aligned} \quad (2)$$

当V形夹角 $\gamma = 60^\circ$ 时,

$$\sum P_{j2} = -2\sqrt{3}\lambda m_j R \omega^2 (\cos 2\alpha - i \sin 2\alpha), \quad (3)$$

式(3)表明,当 $\gamma = 60^\circ$ 时,8V机二阶往复惯性力是一个定值旋转的圆矢量,其转向与曲轴旋转方向相同,转速是曲轴的2倍。

这个二阶往复惯性力是发动机运转时引起振动的根源之一。因此在设计发动机时,必须设法将其消除,这是分析研究发动机的振动力源以及其平衡措施的基本目的^[4]。

1.2 对二阶倾覆力矩的平衡分析

在试制V型8缸发动机时,采用了比较完善的两轴平衡方案,将二阶往复惯性力全部平衡,也不让它产生附加力矩,但发动机并不像期望的那样平稳,振动摇晃仍然强烈,将远离曲轴、支撑刚性较差的零件的振动波形记录下来作谐波分析,发现二阶谐量所占的比例很大。这个二阶谐量是发动机在对外输出转矩时,所受到的反力矩,这个反力矩与输出转矩大小相等,方向相反,使发动机左右摇动,称之为倾覆力矩。

倾覆力矩是由气缸内气体压力和往复惯性力两部分形成的,它的实质是发动机输出扭矩的反扭矩^[5],它是由输出扭矩的不均衡而产生的。

1.2.1 往复惯性力产生的倾覆力矩

单缸往复惯性力产生的倾覆力矩:

$$M_j = -m_j R^2 \omega^2 \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin n\alpha,$$

A_n : n 阶惯性力矩简谐系数。

平面曲轴V型8缸 60° 夹角发动机产生的二阶倾覆力矩($n=2$):

$$M_{j2} = 2m_j R^2 \omega^2 \sin 2\alpha.$$

1.2.2 气体压力产生的倾覆力矩

$$M_g = - \left(M_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \sin n\alpha + b_n \cos n\alpha) \right),$$

其中, a_n 、 b_n 为 n 阶气体激振力矩简谐系数。

1.2.3 往复惯性力、气体压力合成的倾覆力矩

将往复惯性力、气体压力产生的倾覆力矩合成,得到发动机产生的二阶倾覆力矩($n=2$):

$$M_2 = (4m_j R^2 \omega^2 - 8a_2) \sin 2\alpha \cos \gamma - 8b_2 \cos 2\alpha \cos \gamma, \quad (4)$$

式(4)表明,惯性力和气体压力产生的倾覆力矩是相

互抵消的,随着负荷增加(主要是 a_2 增加), M_2 反而减少。 M_2 并非一定值,它随转速的变化而变化,不同的工况点就有不同的倾覆力矩值。它是发动机在运转时引起整机左右摇晃振动的主要根源。

2 平面曲轴发动机平衡机构的设计

2.1 传统的平衡机构

传统的平衡机构是两轴平衡方案。采用的设计方法是 100% 平衡二阶往复惯性力,并且两个平衡轴在工作时不产生附加力矩。这对于中、小型柴油机的设计是允许的,但对于大功率柴油机,如果不考虑倾覆力矩的影响,柴油机在工作时振动摇晃仍然强烈,因此设计平衡机构时应同时考虑倾覆力矩,才能使柴油机运转平稳,达到理想的平衡效果。

2.2 新型平衡机构的设计

新型平衡机构的设计思想是:在考虑完全平衡二阶往复惯性力的同时,还应在柴油机的常用工况内消除倾覆力矩对柴油机的影响。

2.2.1 平衡二阶往复惯性力

新型平衡机构见图 1。在机体的两侧布置两根平衡轴,平衡轴长度与机体相同,穿过机体。平衡轴为偏心结构,见图 2。由飞轮端的齿轮系驱动旋转,转速为曲轴的 2 倍,经过理论计算和结构设计,使偏心质量产生的离心力 Q 在柴油机运转过程中与二阶往复惯性力的大小相等,方向相反,能够 100% 平衡柴油机的二阶往复惯性力。

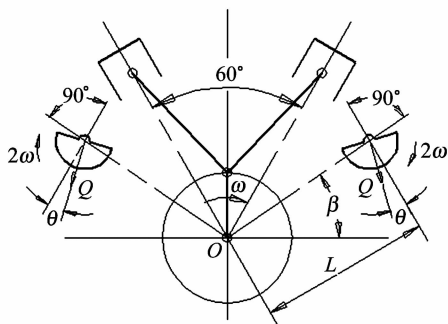


图 1 平衡机构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the balance mechanisms

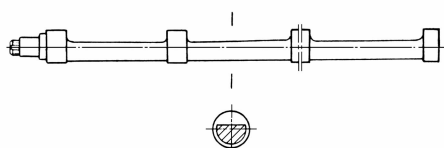


图 2 平衡轴结构示意图

Fig. 2 Structure schematic diagram of the balancing shaft

2.2.2 平衡二阶倾覆力矩

两根平衡轴为对称布置形式,见图 1,当平衡轴

初始安装时的偏转角度 $\theta=0$ 时,两根平衡轴在旋转时产生的惯性力完全平衡了二阶往复惯性力,并且不产生附加力矩。

当两根平衡轴初始安装时分别向内侧偏转了一个角度,即 $\theta \neq 0$ 时,两根平衡轴在平衡了二阶往复惯性力的同时,还会产生一个附加力矩

$$M_f = 2QL\sin 2\alpha \sin(\theta - \beta)。 \quad (5)$$

该力矩也是以二倍曲轴角速度变化,因此,新的平衡机构的设计思想是利用附加力矩 M_f 来平衡二阶倾覆力矩 M_2 , 可让

$$M_2 + M_f = 0, \quad (6)$$

则有:

$$(4m_j R^2 \omega^2 - 8a_2) \sin 2\alpha \cos \gamma - 8b_2 \cos 2\alpha \cos \gamma + 2QL\sin 2\alpha \sin(\theta - \beta) = 0。 \quad (7)$$

结构参数 L 、安装角度 β 是在设计平衡机构时根据发动机的结构选定的,当发动机的负荷变化时,气体激振力矩简谐系数 a_2 、 b_2 也随之变化,需要对气体激振力矩进行简谐分析求出不同工况下的 a_2 、 b_2 ,离心力 Q 可以根据发动机运转时产生的二阶往复惯性力的大小求出,在某个不变的工况负荷, L 、 β 确定后,离心力 Q 的偏转角 θ 可以通过式(7)求出,不仅二阶往复惯性力,二阶倾覆力矩也可以获得完全平衡。

但发动机的负荷总是要变化的,因此利用平衡轴的附加力矩欲将所有工况点的二阶倾覆力矩均完全平衡是不可能的。但却能做到使发动机在常用工况范围内,二阶倾覆力矩尽可能的小,这样发动机的运行将是平稳的。

8V190 柴油机作为钻井动力,基本上是在 1 300 r/min 以及相应的负荷特性点上工作,一旦卸载,按调速特性转速升高,这是常用工况;若用于发电,则在 1 500 r/min 工况下工作。

按上述的常用工况设计的平衡机构,不仅可使发动机的二阶往复惯性力在所有工况点上获得全部平衡,而且,在常用工况范围内,造成发动机左右摇晃的二阶倾覆力矩也获得平衡,从而使发动机获得了平稳的运行特性。

3 平衡效果测试

为考核采用此平衡机构后,柴油机的振动水平,在试验台对平面曲轴柴油机进行了振动测量。

3.1 测量方法及测量仪器

按照 GB/T12779—91《往复式机器整机振动测量与评级方法》进行振动测量,并对测量结果评定

其振动品质。

测量仪器为丹麦 B&K4321 加速度传感器、B&K2511 振动仪。测量前对仪器进行了标定,试验台架为弹性基础,见图 3。

测点布置及测量方向见图 4。

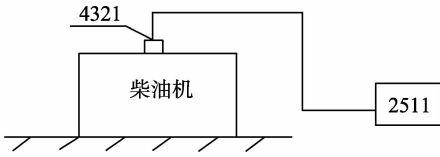


图3 振动测量系统框图

Fig.3 Diagram of the vibration measurement system

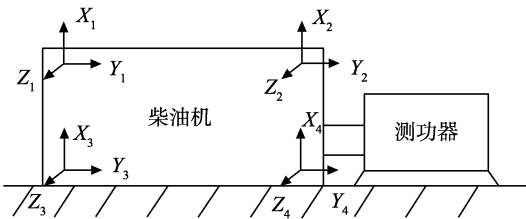


图4 测点布置及测量方向图

Fig.4 Layout of the vibration measurement points and measurement direction

3.2 测量结果

振动测量结果见表 1、2。其中,振动烈度(mm/s):

$$V_s = \sqrt{\left(\frac{\sum V_x}{N_x}\right)^2 + \left(\frac{\sum V_y}{N_y}\right)^2 + \left(\frac{\sum V_z}{N_z}\right)^2}$$

V_x 、 V_y 、 V_z —分别为 3 个相互垂直方向上测得的振动速度有效值,mm/s;

N_x 、 N_y 、 N_z —分别为 3 个方向上的测点数。

表 1 1 500 r/min 负荷特性振动测试结果

Table 1 Load characteristics measurement results of the 1 500 r/min diesel engine

| 功率/kW | 转速 / (r · min ⁻¹) | 振动烈度 / (mm · s ⁻¹) | 振动品质/级 |
|-------|-------------------------------|--------------------------------|--------|
| 225 | 1 500 | 11.69 | B |
| 450 | 1 500 | 11.82 | B |
| 675 | 1 500 | 11.73 | B |
| 810 | 1 500 | 10.67 | B |
| 900 | 1 500 | 10.98 | B |

表 2 1 300 r/min 负荷特性振动测试结果

Table 2 Load characteristics measurement results of the 1 300 r/min diesel engine

| 功率/kW | 转速 / (r · min ⁻¹) | 振动烈度 / (mm · s ⁻¹) | 振动品质/级 |
|-------|-------------------------------|--------------------------------|--------|
| 195 | 1 300 | 10.14 | B |
| 390 | 1 300 | 9.56 | B |
| 585 | 1 300 | 10.54 | B |
| 702 | 1 300 | 11.12 | B |
| 780 | 1 300 | 13.28 | B |

从以上测试数据中可以看出,8V 柴油机在二种常用工况下的振动烈度都较小,为 9.56 ~ 13.28 mm/s,根据 GB/T12779—91 相应振级为 B 级,属于良好工作状态。

通过上述工作,本来平衡性很差,振动剧烈的 8V 机获得了平稳的运行性能,已可以和平衡性良好的 12 V 机相媲美,通过对柴油机的整机振动测试,验证了在前面所推证的平衡方法,说明平衡机构设计方案正确。

4 结论

(1) 平面曲轴的 V 型 8 缸机,由于自身结构的原因,在运转过程中存在着不平衡因素,即往复惯性力和倾覆力矩,使发动机产生上下跳动和左右摇摆的振动。

(2) 倾覆力矩是发动机在运转时引起整机左右摇晃振动的主要根源。惯性力和气体压力产生的倾覆力矩是相互抵消的,随着负荷增加(主要是 a_2 增加),倾覆力矩反而减少。倾覆力矩并非一定值,它随转速的变化而变化,不同的工况点就有不同的倾覆力矩值。

(3) 通过合理的设计发动机的结构参数 L 、角度 β ,能够使由此而产生的附加力矩用于平衡柴油机的二阶倾覆力矩。在柴油机常用的负荷工况,如结构参数 L 、 β 确定,离心力 Q 的偏转角 θ 就可以求出,不仅二阶往复惯性力,二阶倾覆力矩也能够获得完全平衡。

(4) 通过对柴油机的整机振动测试,验证了在前面所推证的平衡分析方法,说明平衡机构设计方案正确,解决了 8 V 发动机的振动问题。

参考文献:

[1] ISHIKAWA M, NAKAMURA Y, KODAMA N. Development of resin gear balance shaft system for 2AZ-FE engine[J]. JSAE Review, 2002, 23(1): 27-32.

[2] 张鹏伟,杨世文. 直列六缸柴油机曲轴平衡性分析[J]. 机械管理开发, 2005, 84(3): 15-16.

ZHANG Pengwei, YANG Shiwen. Crankshaft balance analysis for inline six-cylinder diesel engine[J]. Mechanical Management and Development, 2005, 84 (3): 15-16.

[3] 杨陈,郝志勇,刘保林. 多体动力学仿真在柴油机平衡性预测中的应用[J]. 华中科技大学学报:自然科学版, 2008, 36 (12): 97-99.

YANG Chen, HAO Zhiyong, LIU Baolin. Application of

- multi-body dynamics simulation to predict the balance performance of diesel engines[J]. J Huazhong Univ of Sci & Tech; Natural Science Edition, 2008, 36 (12): 97-99.
- [4] 罗福强, 王琦. 用平衡轴降低高速往复式内燃机的振动和噪声[J]. 内燃机工程, 2002, 23 (1): 72-74.
LUO Fuqiang, WANG Qi. Reduction vibration and noise of high speed reciprocated engine with balance shafts[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2002, 23 (1): 72-74.
- [5] 雷基林, 毕玉华, 申立中, 等. 5100QB 型柴油机的平衡性分析与研究[J]. 拖拉机与农用运输车, 2005(1): 26-28.
LEI Jilin, BI Yuhua, SHEN Lizhong, et al. Balanceable Analysis and Study of 5100 QB Diesel Engine[J]. Tractor & Farm Transporter, 2005(1): 26-28.

(编辑: 陈燕)