

某柴油发电机组振动超标问题机理分析

郑长江

(七一一研究所, 上海 200090)

摘 要: 通过对某柴油发电机组轴系进行动力学分析, 阐明了该机组发生振动超标问题的原因系柴油机加工、装配过程中没有严格按工艺控制柴油机各缸活塞、连杆的质量, 造成柴油机轴系动不平衡过大引起。强调了柴油机加工、装配过程中严格控制各缸活塞、连杆质量的重要性。

关键词: 柴油发电机组; 振动; 超标; 平衡

中图分类号: TK426 **文献标识码:** B **文章编号:** 1001-4357(2013)02-0053-04

0 引 言

某柴油发电机组在进行振动测试时, 发生发电机局部振动烈度测量值超出技术规格书规定的限制值的问题。为了排除问题, 试验人员进行了机组各设备接口尺寸检查; 调整发电机轴与柴油机轴间相对安装角度; 互换机组设备振动对比测试等大量检查、试验和分析工作。最终分析认为, 机组振动超标问题是由于柴油机加工、装配过程中没有严格按工艺控制柴油机各缸活塞、连杆的质量, 造成柴油机轴系动不平衡过大引起。本文通过对该机组轴系进行动力学分析, 阐明机组发生振动超标问题的机理, 说明柴油机加工、装配过程中严格控制各缸活塞、连杆质量的重要性。

1 机组振动超标问题及排查情况

某柴油发电机组在进行振动测试时, 发电机上测点 J 处(如图 1 所示)振动烈度测量值超出技术规格书规定的限制值。

为了排除问题, 试验人员进行了大量分析、检查、调整和测试工作, 具体如下。

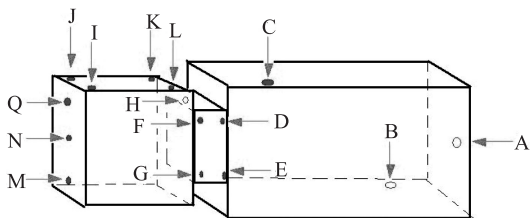


图 1 机组振动烈度测量点布置示意图

(1) 对柴油机、发电机的各项运行参数进行检查, 未发现问题。

(2) 对柴油机单机(将发电机、钟形罩脱开)在空载情况下进行振动测试, 结果与其它柴油机振动测量数值基本相当。

(3) 发电机单机振动测量, 数据正常, 检查发电机转子动平衡试验报告, 转子动平衡情况非常好, 不存在问题。

(4) 考虑到发电机转子、柴油机曲轴可能存在的动不平衡, 为相互抵消, 减小机组轴系总的动不平衡量, 对发电机轴与柴油机轴之间的相对安装角度多次进行调整, 未能改善发电机振动。

(5) 对发电机、柴油机的部分隔振器的垫片厚度进行调整, 更换发电机隔振器, 均未能明显改善发电机振动; 对换双层隔振装置, 对发电机端振动烈度测试结果也没有影响, 说明超标问题不是机组隔振系统不匹配原因引起的。

(6) 对换钟形罩, 对发电机端振动烈度测试结果没有影响; 在钟型罩与柴油机轴承壳体间部分接触面垫 0.3 mm 铜垫片, 使发电机轴和柴油机轴间的对中情况发生变化, 对发电机端振动烈度测试结果也无影响, 说明局部振动超标问题不是由于对中原因引起的。

(7) 更换盖斯林格联轴器, 对发电机端振动烈度测试结果无影响。

(8) 检查柴油机连杆和活塞加工制造工艺, 工艺对连杆和活塞的质量有严格的限制要求, 要求柴油机装配的活塞和连杆质量与基准质量的偏差不得超过 ± 15 g, 同时对连杆大、小头质量也有严格规

定。检查柴油机装配过程，了解到柴油机厂为了图方便，柴油机加工、装配过程中，未严格按工艺要求限制活塞和连杆的质量，而是认为柴油机所有气缸活塞、连杆质量基本相同即可。由此认为，该因素是引起机组局部振动超标问题的根本原因。

2 机组振动超标问题机理分析

2.1 柴油机振动激振力

物体的振动是由于物体受到激振力的作用而产生的。柴油机作为往复回转运动机械，机体受到的激振力比较复杂，工程上为了简便，同时又不影响计算精度，往往对高阶往复惯性力忽略不计。因此，柴油机发生振动的内部激振力主要有：

- (1) 合成离心惯性力 ΣP_r , $P_r = m_r R \omega^2$
 - (2) 合成离心惯性力矩 ΣM_r
 - (3) 合成一次往复惯性力 ΣP_{jl} , $P_{jl} = m_j R \omega^2 \cos \alpha$
 - (4) 合成一次往复惯性力矩 ΣM_{jl}
 - (5) 合成二次往复惯性力 ΣP_{jll} , $P_{jll} = \lambda m_j R \omega^2 \cos 2\alpha$
 - (6) 合成二次往复惯性力矩 ΣM_{jll}
- 上述各式中： m_j 为往复质量，是活塞质量与连杆小头当量质量之和 $m_j = m_p + m_{cl}$ ； λ 为曲柄半径与连杆长度之比， $\lambda = R/l$ ； m_r 为回转质量，是曲柄当量质量与连杆大端当量质量之和： $m_r = m_k + m_{c2}$ ； ω

为柴油机转角速度； α 为曲柄相对气缸中心线转过的角度。

2.2 柴油机振动激振力分析

该柴油发电机组采用 16 缸、V 型 90° 夹角柴油机，曲轴各缸曲柄排列如图 2 所示。

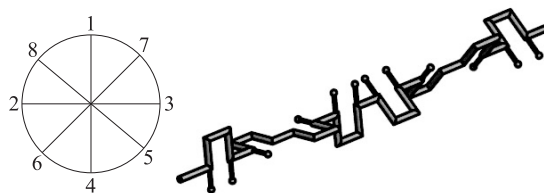


图 2 柴油机曲轴曲柄排列示意图

2.2.1 惯性力分析

单排气缸受力情况如图 3 所示，当曲柄相对 A 排气缸中心线转过角度 α 时，曲柄相对 B 排气缸中心线转过角度为 $\alpha - 90^\circ$ ，则有：

$$\text{A 排一次往复惯性力: } P_{jl}^A = m_j R \omega^2 \cos \alpha$$

$$\text{B 排一次往复惯性力: } P_{jl}^B = m_j R \omega^2 \cos(\alpha - 90^\circ) = m_j R \omega^2 \sin \alpha$$

$$\text{一次往复惯性力合力: } P_{jl}^{\hat{}} = \sqrt{P_{jl}^{A^2} + P_{jl}^{B^2}} = m_j R \omega^2$$

一次往复惯性力合力与 A 排气缸中心线夹角：

$$\varphi_1 = \arctan \frac{P_{jl}^B}{P_{jl}^A} = \alpha$$

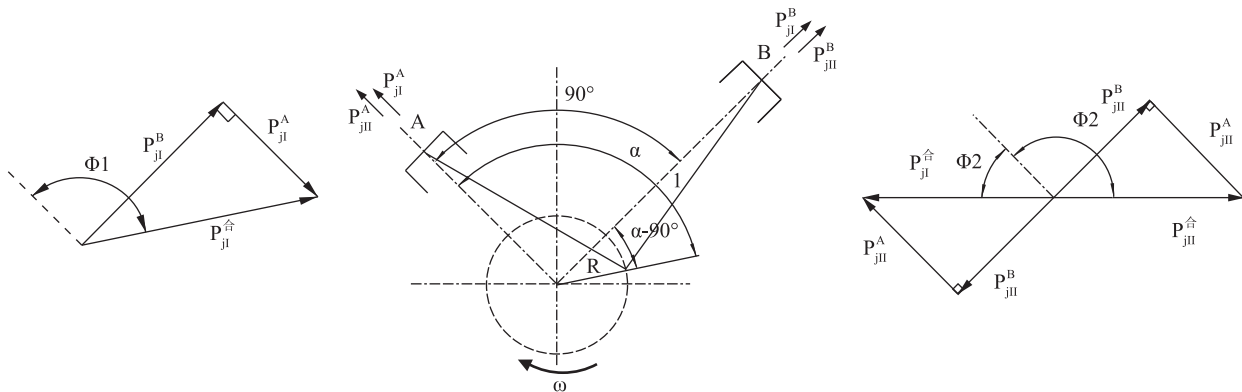


图 3 单排气缸受力分析图

$$\text{离心惯性力: } P_r = m_r R \omega^2$$

$$\text{A 排二次往复惯性力: } P_{jll}^A = \lambda m_j R \omega^2 \cos 2\alpha$$

$$\text{B 排二次往复惯性力: } P_{jll}^B = \lambda m_j R \omega^2 \cos 2(\alpha - 90^\circ) = -\lambda m_j R \omega^2 \cos 2\alpha$$

$$\text{二次往复惯性力合力: } P_{jll}^{\hat{}} = \sqrt{P_{jll}^{A^2} + P_{jll}^{B^2}} = \sqrt{2} \lambda m_j R \omega^2 \cos 2\alpha$$

二次往复惯性力合力与 A 排气缸中心线夹角：

$$\varphi_2 = \arctan \frac{P_{jll}^B}{P_{jll}^A} = \arctan(-1) = -45^\circ \text{ 或 } 135^\circ$$

从柴油机曲轴曲柄排列示意图可知，由于曲轴各曲柄对称均布，则有合成离心惯性力 $\Sigma P_r = 0$ ，合成一次往复惯性力 $\Sigma P_{jl} = 0$ 。

由于二次往复惯性力合力与 A 排气缸中心线夹角 $\varphi_2 = -45^\circ$ 或 135° ，所以，各排气缸二次往复惯性力合力均作用在通过曲轴轴线的水平面内，第

一、二排气缸的二次往复惯性力合力大小相等, 方向相反, 依此类推, 每两排气缸的二次往复惯性力合力均大小相等, 方向相反, 因此, 合成二次往复惯性力 $\Sigma P_{ji}=0$ 。

2.2.2 惯性力矩分析

由前述惯性力分析可知, 一次往复惯性力合力与 A 排气缸中心线夹角 $\varphi_1=\alpha$, 因此一次往复惯性力合力作用形式与离心惯性力类似, 大小不变, 方向为曲柄离心方向, 为了方便力矩分析, 可将一次往复惯性力和离心惯性力合在一起考虑, 其合力为:

$$P=P_{ji}^{\wedge}+P_r=(m_j+m_r)R\omega^2$$

如图 4 力矩向量图所示, 可得左侧四个曲柄和

右侧四个曲柄受力 P 形成的合力矩为:

$$M_{右合}=M_{左合}=\sqrt{10}Pl_1=\sqrt{10}(m_j+m_r)R\omega^2l_1$$

根据平衡力系力矩等效原则, 作用在柴油机质心上的合成力矩为:

$$\Sigma M \approx 2.42Pl_1=2.42(m_j+m_r)R\omega^2l_1$$

合成力矩方向为右侧第一曲柄后: $\theta \approx 49.1^\circ$

上述各式中: l_1 为气缸中心距。

由前文惯性力分析可知, 由于各排气缸二次往复惯性力合力均作用在通过曲轴轴线的水平面内, 且每两排气缸的二次往复惯性力合力均大小相等, 方向相反, 因此, 合成二次往复惯性力矩 $\Sigma M_{ji}=0$ 。

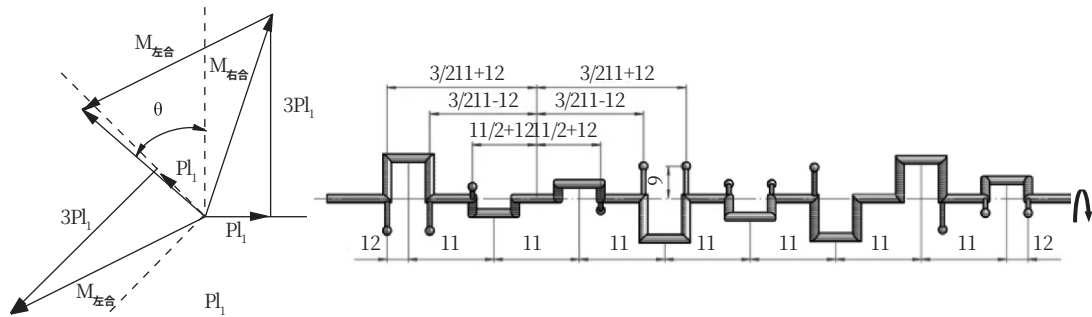


图 4 力矩向量图

2.3 机组轴系平衡分析

由上述柴油机振动激励力分析可知, 合成离心惯性力 $\Sigma P_r=0$, 合成一次往复惯性力 $\Sigma P_{ji}=0$, 合成二次往复惯性力 $\Sigma P_{ji}=0$, 合成二次往复惯性力矩 $\Sigma M_{ji}=0$, 这些力和力矩均已自平衡, 不需施加额外的平衡措施。而由一次往复惯性力和离心惯性力合力形成的合成力矩:

$$\Sigma M \approx 2.42(m_j+m_r)R\omega^2l_1 \neq 0$$

必须对其进行平衡处理。

如图 5 机组轴系示意图所示, 柴油机在设计上通过在曲轴相应曲臂上配置平衡重的办法, 来平衡上述不平衡力矩 ΣM , 平衡重的质量可计算获得。上式也表明, 在进行曲轴动平衡试验时, 曲轴的每一曲柄上需配置一定质量的配重 (本柴油机为 20 625 g) 来模拟活塞连杆组的不平衡质量, 并通过对在各平衡重不同位置钻孔减重的办法, 调节曲轴动平衡, 达到精度要求。同时, 也可认为, 即使曲轴在动平衡试验时, 动平衡调整得很好, 但如果柴油机厂在柴油机加工装配过程中, 未严格按工艺要求控制活塞和连杆的质量, 柴油机在运行时仍将受到一个不平衡力矩 M_1 的作用, 其值为: $M_1 \approx 2.42 \Delta m R \omega^2 l_1$, 式中 Δm 为活塞连杆组的质量偏差。

如图 5 机组轴系示意图所示, 发电机转子在进行动平衡试验时, 通过在转子驱动端和非驱动端不同位置添加平衡质量, 调节转子动平衡达到精度要求。

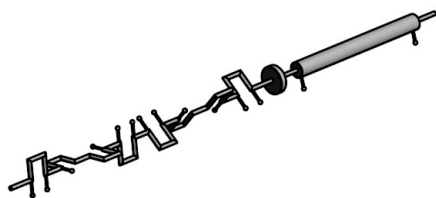


图 5 机组轴系示意图

根据力的平移定理, 在力矩 M_1 的作用平面内, 发电机驱动端不平衡质量的离心惯性力分力可用作用在机组质心处的力 F_2 和力偶矩 M_2 等效代替; 同理, 发电机非驱动端不平衡质量的离心惯性力分力可用作用在机组质心处的力 F_3 和力偶矩 M_3 等效代替。因此, 如图 6 所示, 在力矩 M_1 的作用平面内, 机组质心处力矩 M 为:

$$M=M_1+M_2+M_3$$

机组质心处受力 F 为:

$$F=F_2+F_3$$

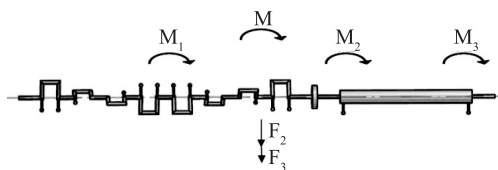


图 6 机组质心受力分析图

通过上述两个公式可以得出以下推论：

(1) 当发电机动平衡精度较差时，如果机组振对烈度值较大，可通过调整发电机轴与柴油机轴之间的相对安装角度，使机组质心处力矩 M 减小，来降低机组振对烈度值，但靠近机组质心机脚处的振动加速度值会较大。

(2) 当发电机动平衡精度很好时，由于此时机组质心处力矩 M 几乎等于柴油机不平衡力矩 M_1 ，通过调整发电机轴与柴油机轴之间的相对安装角度来减小机组振动的办法将不能发挥作用；如果此时机组振动烈度值超标，则其根本原因是由于柴油机活塞连杆组的质量偏差 Δm 过大引起的。

(3) 由于发电机非驱动端上部质量轻、离机组质心距离远，且没有约束，对力矩 M 响应大，因

而机组局部振动超标问题发生在发电机非驱动端上部。

(4) 机组对中只要满足联轴器（弹性联轴器或盖斯林格联轴器）的对中要求，理论上在柴油机和发电机轴承处不产生附加反力，将对机组质心处力矩 M 没有影响，不会增大或减小机组的振动。

3 结 论

对某柴油发电机组轴系进行动力学分析结果表明：由于柴油机加工、装配过程中没有严格按工艺控制柴油机各缸活塞、连杆的质量，造成柴油机轴系动不平衡过大，导致柴油发电机组发电机端局部振动超标问题的发生。

柴油机、发电机等机组设备的加工、装配质量对机组振动特性有直接影响，为避免同类问题的发生，减小机组振动、噪声，提高机组可靠性，延长机组使用寿命，设备加工、装配应严格按工艺执行，保证和提高机组关键零部件的加工、装配精度。

信息动态

曼恩大缸径 G 型柴油机通过出厂试验

现代重工和 MAN 许可生产厂商 HHI-EMD 公司报道：首台 MAN B&W 7G80ME-C9.2 机已经在韩国通过了正式出厂试验。

据现代重工介绍，在 MAN Diesel & Turbo 工程师的帮助下，出厂试验已经取得了预期的成功。MAN B&W 7G80ME-C9.2 机于 2013 年 1 月 10 日第一次起动，随后进行了出厂试验和大修检验。

首台 MAN B&W 7G80ME-C9.2 机将作为希腊 Almi 油船公司向大宇订购的巨型油船的动力。该油船将于 2013 年 4 月份开始海试，在海试后于 5 月份交付。该船为两艘姊妹船的首制船，第二艘船计划 2013 年 12 月份交付。

MAN B&W 7G80ME-C9.2 超长冲程 G 型机转速更低，有助于配套更大的螺旋桨，而且将大幅提高效率，具有最新一代发动机具有的更高的热效率，采用了船体后设计以便利用更大的螺旋桨，预计潜在节省燃油 4% ~ 7%，同时具有减排的优点。

据曼恩低速机促销高级副总裁 Ole Grøne 介绍，目前公司已经接获了大约 100 台不同规格的 G 型机订单。

(李积轩 编译)