

文章编号:1006-1355(2021)01-0140-05+183

基于高速机的船舶低振动推进机组设计及试验

沈建平^{1,2}, 孙少龙¹

(1. 上海船用柴油机研究所, 上海 201108;

2. 船舶与海洋工程动力系统国家工程实验室, 上海 201108)

摘要:针对船舶的高速性、高机动性和低振动要求,选用高速柴油机作为原动机,配置减速齿轮箱、高弹性联轴器、双层隔振装置,组成低振动推进机组。讨论分析机组配置中的技术要求、总体方案设计、关键设备主要技术参数确定、隔振性能计算等关键技术问题,开展机组成套和试验研究,分析试验中出现的齿轮箱振动超标、基座响应指标评价不合理等现象及其原因,验证隔振效果试验与计算结果的符合性,可以为该类型特殊推进机组设计提供了工程方法。

关键词:振动与波;高速柴油机;双层隔振;齿轮箱;推进机组;基座

中图分类号:U664.121

文献标志码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2021.01.026

Design and Experiment for Low Vibration Propulsion of the Ship using High Speed Diesel Engines

SHEN Jianping^{1,2}, SUN Shaolong¹

(1 Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108, China;

2. National Engineering Laboratory for Marine and Ocean Engineering Power System, Shanghai 201108, China)

Abstract : According to the requirements of high speed, good maneuverability and low vibration of some specific ships, the high speed diesel engine is selected as the motive power, and the gear box, the high elastic coupling and the double-layer vibration isolation device are employed to form a low vibration propulsion unit. The key technical problems, such as the design requirements, the overall scheme preparation, the determination of the main technical parameters of the principal equipment, are discussed. The calculation of the vibration isolation performance of the double-layer isolation device is completed. The integration of the propulsion set is carried out to develop the performance test. The cause of overlarge vibration of the gearbox and the phenomenon of the unreasonable evaluation of the base response index in the test are analyzed. The consistency between the isolation test results and the calculation results is verified. This work has provided a method for the design of the special propulsion units of this type of ships.

Key words : vibration and wave; high speed diesel engine; double-layer isolation; gearbox; main propulsion; foundation

目前,90%以上的船舶采用柴油机作为推进动力,船用柴油机通常分为低速机、中速机和高速机^[1]。低速机功率大,重量体积也大,常用作上万吨甚至几十万吨大型油轮、散货船、高级邮轮的动力,其转速低至几百甚至几十转/分钟,可以直接驱动螺旋桨。这类大型船舶的特点是续航力长、长时间运行在经济航速、柴油机工况单一,但船舶的航速低、机动性差。高速机正好相反,它的功率偏低,重量轻,体积

小,所以适装的船舶排水量不大,大约为几百至几千吨,这个吨位的船舶要求较高的航速,良好的机动性和舒适度。此外,一些特殊船舶,如军船、公务船、科考船等,出于自身功能和性能指标要求,以及对船上精密仪器设备安装环境及海洋生物保护、极地特殊环境保护等要求,对本船的环境振动和水下辐射噪声有专门的限制需求,于是必须降低本船机械振动,而推进机组是船舶最主要的振动源,因此低振动机组是这类船舶的必然选择。特殊船舶的高机动性和低振动使得高速柴油机用作推进动力的一个明显问题是与低速高效螺旋桨的转速匹配性,需要配置减速器,当然一般减速器还可以满足倒车、离合、承担推力等功能。

收稿日期:2020-04-01

作者简介:沈建平(1967-),男,浙江省湖州市人,研究员,主要研究方向为船舶柴油机动力装置及其振动噪声控制。

E-mail: sjp2016@outlook.com

由此可见,对于中小型船舶和某些特殊船舶,由于对机动性、高速性的要求,一般选用中高速柴油机作为主推进原动机;选用减速齿轮箱实现减速、换向、离合等功能;考虑到船舶环境舒适性和水下辐射噪声的要求,采用适当的隔振装置,并设置推力轴承承担船舶推力。

1 机组设计要求

某小型船舶要求设计一套推进机组,需满足以下主要性能指标要求:

- 额定功率: $>1\,900\text{ kW}$;
- 转速范围: $135\text{ r/min}\sim 428\text{ r/min}$;
- 燃油耗: $<220\text{ g/kW}\cdot\text{h}$;
- 机组重量: $<15\text{ t}$;
- 外形尺寸: $<4.9\text{ m}\times 2.1\text{ m}\times 2.55\text{ m}$;
- 基座振动加速度响应总振级: $<110\text{ dB}$ 。

此外,机组还需具有以下主要功能:

- 具有良好的机动性和快速性;
- 具有离合、倒车功能;
- 具有远程监控功能;
- 机组正车顺时针旋向(面向机组)。

2 方案设计及分析

根据上述总体要求,鉴于重量和尺寸的限制,以及对机动性和快速性的要求,机组原动机只能选用高速柴油机,并配置减速箱。根据功率和转速要求,需选用额定功率 $2\,000\text{ kW}$ 左右的高速机,额定转速 $2\,000\text{ r/min}$ 左右,齿轮箱减速比约 4.5 左右,效率大于 97% 。由于船体基座响应要求小于 110 dB ,而一般高速机的机脚加速度总振级均在 155 dB 以上,即从柴油机到船体基座的隔振效果必须大于 45 dB ,故采取双层隔振措施^[2],柴油机通过隔振器弹性安装在中间筏体上。又由于一般齿轮箱机脚加速度总振级也在 140 dB 左右,则从齿轮箱到船体基座的隔振效果必须大于 30 dB ,因此,齿轮箱也必须安装在双层隔振装置上。为了满足对中和摇摆的环境条件要求,齿轮箱宜通过硬弹性支撑安装在中间筏体上。由于柴油机和齿轮箱的安装方式均涉及弹性(软硬刚度不同),二者之间必须通过高弹性联轴器进行位移补偿、传递功率。当然,由于齿轮箱采用了隔振安装,不能承受推力,需在机组输出后轴系上设置推力轴承。

总体方案组成如下:柴油机弹性安装在双层隔振装置的中间筏体,齿轮箱通过硬弹性支撑也安装在中间筏体上,齿轮箱和柴油机之间采用高弹性联轴器连接,传递功率和扭矩,补偿轴向和径向静动态

位移,中间筏体弹性安装在船体基座上。柴油机排气采用波纹管连接,补偿热变形和船舶摇摆位移,机组输出端需配置万向节传递功率和扭矩。所有与机组连接的进出管路,包括冷却水进出管、燃油进油管、滑油管、起动空气管等,均采用挠性接管,机组组成和布置的示意图如图1所示。

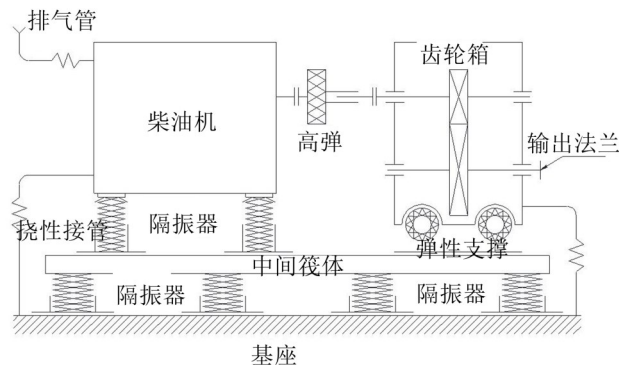


图1 机组总体布置示意图

总结上述内容,可将低振动机组一般的设计和成套方法归纳为:

- (1) 明确机组的性能和功能要求,尤其是振动指标。
- (2) 根据机组主要性能参数,确定柴油机、齿轮箱等主要设备的型号,获取主要设备的振动数据。
- (3) 根据主要设备的振动数据,结合机组振动指标要求,确定机组的隔振形式。
- (4) 根据机组隔振形式,在满足机组重量、尺寸要求的前提下,设计隔振装置,配置传动件和隔振元件,初步确定隔振系统参数。
- (5) 根据主要设备参数和隔振系统初步设计参数,进行系统性能计算和优化,最终确定隔振系统参数。
- (6) 校核机组全部性能和功能指标要求,完成机组施工设计。
- (7) 对机组进行成套,试验验证设计指标。

3 主要设备选型和技术性能计算

3.1 设备选型及主要参数确定

根据以上分析,权衡各种因素,参照主要设备厂家样本型谱,经过初步计算,最终确定的总体机组方案及主要设备选型如下:

柴油机^[3]:16缸V型,四冲程,水冷,直喷,涡轮增压中冷,额定功率 $2\,030\text{ kW}$,额定转速 $1\,900\text{ r/min}$,最低稳定转速 600 r/min ,干重 8.5 t ,机脚振动加速度总振级 158 dB ,空气噪声 103 dB(A) 。

齿轮箱:单输入单输出,垂直异心,中心距 450 mm ,功率转速与柴油机匹配,减速比 4.435 ,效率

97.5%,干重1.7 t。齿轮箱带输入输出离合器、反向齿轮,不带承受推力功能。

高弹性联轴器:弹性元件为橡胶+弹性杆,传输的功率、扭矩、转速与柴油机和齿轮箱匹配,额定扭矩16 kNm,最大许用转速2 500 r/min,径向位移补偿满足隔振装置设计要求,轴向采用伸缩轴形式,两端以法兰连接柴油机飞轮和齿轮箱输入轴,长度尺寸满足中间筏体布置和机组成套要求,重量300 kg。

双层隔振装置:根据柴油机机脚布置及尺寸,柴油机配置6对12个圆锥式剪切型橡胶隔振器,每个机脚并行安装2个。隔振器额定承载900 kg,固有频率8.5 Hz,静态承载率约75%。齿轮箱采用4个圆筒式限位型橡胶支撑对称布置在左右两侧,橡胶圆筒径向承载刚度比柴油机隔振器大1个数量级,承载变形不到1 mm,每侧的两个支撑支架采用组合式结构,为减轻重量,材料采用铝合金。为了便于横向和纵向刚度配置,下层隔振器选择了两种型号:4个额定载荷4 t的隔振器布置在中间筏体四角,固有频率为4.2 Hz;6个额定载荷2 t的隔振器左右对称布置在筏架中间位置,固有频率为4.0 Hz,下层隔振器的承载率约35%~45%,均为低频剪切压缩型。中间筏体采用框架型双梁结构,前后端及中间高弹部位采用横梁连接,输出端横梁下凹,便于布置齿轮箱输出轴法兰。在中间筏体的上下层隔振器安装部位增加加强筋或其它结构进行局部刚度增强处理,中间筏架重量约2.5 t。为增强刚度,减少焊缝,尽可能采用折板焊接的方式。

3.2 技术性能计算

由于采用了弹性隔振装置,船舶推进机组需要进行一些常规的系统和性能计算,以确保系统安全、可靠,这种计算一般包括系统的模态、稳定性、静变形、运转变形、隔振效果等,以及中间筏体的模态。

系统计算时将柴油机、齿轮箱、中间筏体简化为刚体质量,隔振器、高弹、弹性支撑采用适当的弹簧进行模拟。隔振器刚度按以下参数设置:系统模态和运转变形计算时采用动刚度,稳定性和静变形计算时采用静刚度。计算模型边界条件为下层隔振器完全约束。计算模型见图2。

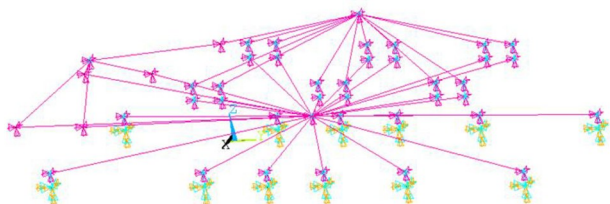


图2 系统模态、稳定性的计算模型

经计算,主要结果及分析如下:

(1) 系统前18阶模态频率计算结果如表1所示,柴油机最低稳定转速和5个推进工况对应的转频分别为10 Hz、11.67 Hz、18.33 Hz、21.67 Hz、27.83 Hz、31.67 Hz,经绘制临界转速图并结合振型分析,机组主要激励频率及其倍频与模态频率没有重合,不存在共振风险。

表1 系统模态计算结果

阶次	频率/Hz	阶次	频率/Hz	阶次	频率/Hz
1	3.31	7	11.05	13	34.34
2	3.98	8	12.47	14	53.83
3	5.26	9	16.84	15	117.91
4	6.45	10	17.48	16	129.43
5	6.51	11	21.59	17	164.36
6	7.41	12	21.76	18	206.84

(2) 由于主要设备采用弹性安装,需要校验在船用倾斜和摇摆环境下^[4],主要挠性接管、高弹性联轴器和隔振器变形量是否在最大允许变形范围内。计算的最大变形量及允许值如表2所示,由表结果可见均能满足各自的补偿要求。

表2 稳定性计算结果

项目	计算最大值 δ /mm	允许值 δ /mm
排气管出口	46.0	± 48
海水进口	16.2	
海水出口	45.6	± 80
应急海水进口	22.4	
高弹相对位移	3.3	± 20
上层柴油机隔振器	8.0	12
齿轮箱弹性支撑	0.056	0.2
下层隔振器	7.0	21

(3) 利用中间筏体的三维CAD模型建立其有限元模型,计算中间筏体的自由模态,计算结果如表3所示。中间筏体的上层和下层均通过隔振器与设备和基座连接,工作时即处于自由状态,经分析,其模态频率与推进机组典型工况激励频率及其主要倍频不重合,不存在共振风险。

表3 中间筏体模态计算结果

阶次	频率/Hz	阶次	频率/Hz
1	67.69	4	107.35
2	76.49	5	115.41
3	93.74	6	126.81

(4) 采用阻抗法和有限元法相结合的方法计算系统隔振效果^[5]。在10 Hz~1 000 Hz范围内,采用阻抗计算方法,根据隔振器、基座、中间筏体的阻抗参数,计算出该频段的隔振效果,计算公式为

$$L_{AB} = 20 \lg \left(\frac{Z_{12} + Z_b}{Z_{12}} \right) \quad (1)$$

其中: L_{AB} ——隔振效果(dB);

Z_b ——基座输入阻抗(N/s²/m);

Z_{12} ——隔振器传递阻抗(N/s²/m)。

在1 000 Hz~10 kHz 频率范围内,考虑到隔振装置阻抗参数在该频段难以有效获得,采用了基于有限元的隔振效果计算方法。计算中,柴油机采用质量单元模拟,隔振器采用弹簧阻尼单元模拟,基座采用弹簧单元模拟(弹簧单元的刚度采用试验阻抗数据),中间筏体采用壳单元和四面体单元模拟。柴油机重心与上层隔振器上端、上层隔振器下端与中间筏体、中间筏体与下层隔振器上端之间采用 Coupling Kinematic 连接。在模拟基座的弹簧单元处固定约束,在柴油机六个机脚处分别施加柴油机弹性安装情况下实测的激励载荷,整个计算模型如图3所示。

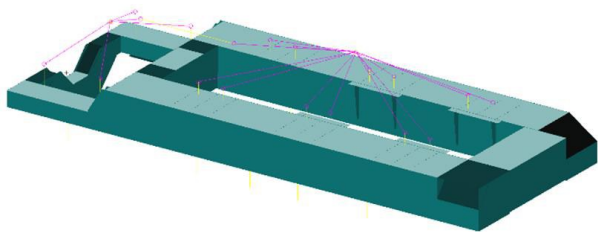


图3 高频段隔振效果有限元计算模型

将两个频段的计算结果进行综合,得到10 Hz~10 kHz 频率范围内的隔振效果计算结果,换算成基座加速度响应,如图4所示(图中还给出了实测结果),基座加速度响应总振级为108.34 dB,满足小于110 dB 的技术要求。

通过以上的计算,对参数和结构进行初步调整、优化之后,确定了各主要设备的关键参数,特别是双层隔振装置中间筏体具体结构、上下层隔振器参数、机组附件的安装细节,完成了机组施工设计,如图5所示。

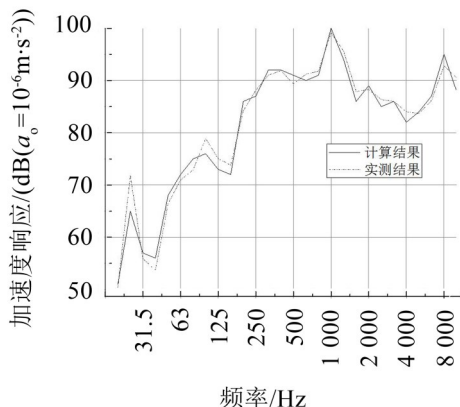


图4 基座响应计算结果及实测结果对比

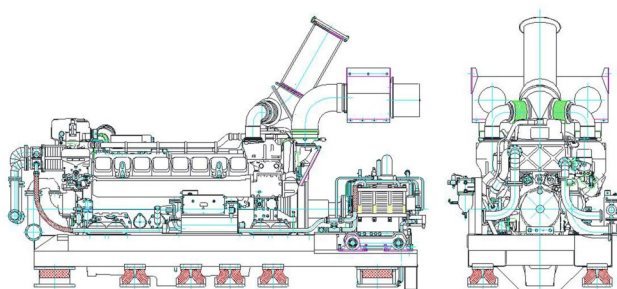


图5 低振动推进机组

4 机组成套、调试和试验验证

按技术要求对机组进行成套,对柴油机和齿轮箱、高弹进行轴系对中,将整个机组通过常规的试验基座安装在导轨上,输出端接万向节、增速齿轮箱后,与水力测功器连接,构成陆上调试验系统。其中增速齿轮箱、水力测功器也安装在同样的导轨上,试验台的安装示意图如图6所示。之所以设置增速齿轮箱,主要是因为低速测功器体积大、难于在试验场地安装。整套机组在试验室安装调试,运行中发现两个问题:

- (1) 齿轮箱振动剧烈,振动烈度严重超标。
- (2) 基座加速度响应与计算结果差别较大,不满

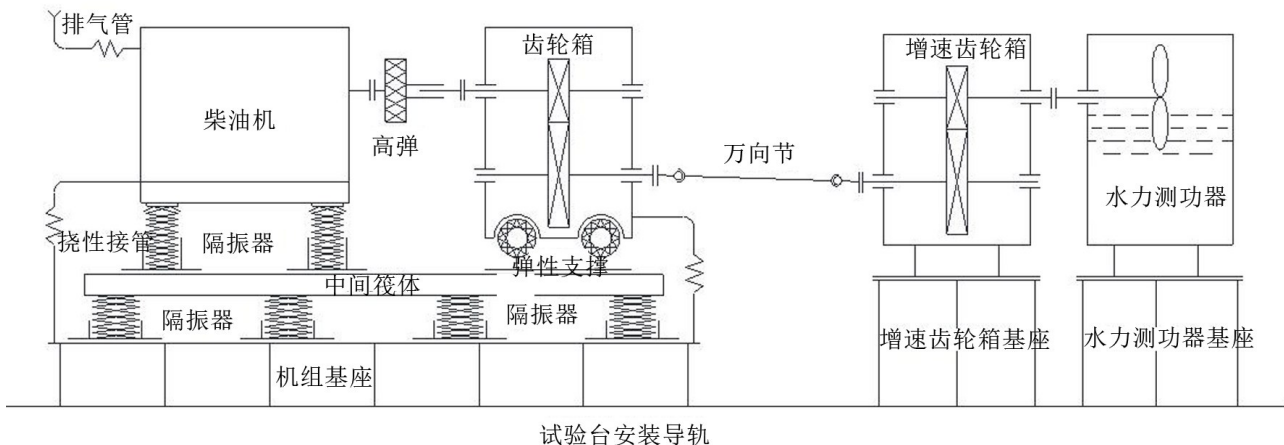


图6 试验台安装示意图

足设计要求。

4.1 齿轮箱振动超标原因分析

在机组进行推进特性试验时,分别在柴油机机脚和机身、齿轮箱机脚和箱体、中间筏体、试验基座上安装加速度传感器,进行振动响应测量,测试结果表明,随着柴油机转速上升,齿轮箱振动烈度逐渐增加,箱体顶部额定工况下达到了 106 mm/s ,严重超过标准限值,且发现齿轮箱箱体测点比机脚大四五倍、纵向(轴向)数据比横向和垂向大两三倍的现象,如图7所示为齿轮箱顶部测点数据,图中 X 为机组横向, Y 为纵向(机组轴线), Z 为垂向。

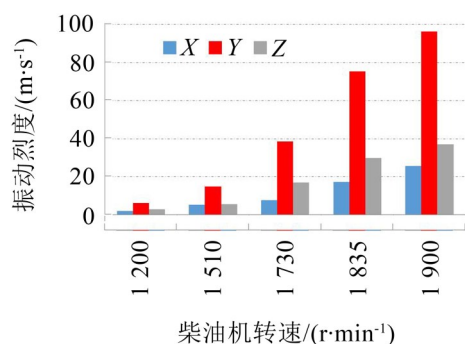


图7 齿轮箱顶部测点结果

仔细分析全部测试数据,明显发现齿轮箱的扰动是一种强迫激励,在测点频谱数据中,也是在转速一阶频率处占绝对优势。分析整个轴系的强迫激励来源,只有中间高弹的不平衡转动质量是源,但高弹出厂时做了动平衡,只不过动平衡的转速选择了 300 r/min 。注意到高弹是柔性轴,低速动平衡不代表高速动平衡。于是对高弹进行了 $1\,900 \text{ r/min}$ 下的动平衡处理,故障消失,齿轮箱振动烈度达到 19.5 mm/s 。

4.2 基座响应超标原因分析

在图6的常规试验基座上进行试验时,同时测量了陪试设备的响应。发现机组安装基座下部导轨上的加速度响应,比上部隔振器安装处的还要大;增速齿轮箱和水力测功器基座安装处的响应也很大,如表4所示,显然增速齿轮箱、水力测功器成为试验台安装导轨平面对机组的激励,这是不合理的。此外,本实验台安装基座与实际船体安装基座结构差别较大,以此基座评价加速度响应也不合理。

对隔振装置隔振效果的评价一直存在争议^[6],理论上采用插入损失是最合理的,但在工程上难于实施,所以一般采用隔振效果,这种方法与试验基座的结构特性直接相关。因此,需要试验基座与实际船体安装基座的特性一致。原试验基座刚度很大,限制了响应,并没有体现实际船体安装环境的阻抗

表4 试验台不同位置振动响应测试结果

测点位置	加速度振级 L_a/dB
机组基座上部	107.92
机组基座导轨	111.72
增速齿轮箱基座导轨	128.14
水力测功器基座导轨	122.15

特性。

鉴于上述情况,决定对试验台进行整改:更换机组安装基座为与船体结构一致的模拟基座,即按照船体基座部位 1:1 设计与船体结构一致的基座,如图8所示;对增速齿轮箱、测功器进行隔振处理,确保其传递到导轨的激励小于机组模拟基座安装处。



图8 模拟基座照片

在该试验台上重新进行振动测试,机组额定工况下模拟基座加速度响应如图4所示。实测总振级为 108.9 dB ,与计算结果误差较小。

5 结 语

通过本文的工作,得到将高速机作为船舶主机时,低振动机组设计和试验中的一些方法、经验和结论:

- (1) 针对中小型和特殊船舶高航速、高机动性、低振动的要求,选用高速柴油机带减速齿轮箱、双层隔振装置的配置,设计成套了低振动推进机组。
- (2) 采用高弹联轴器后,柔性轴的低速动平衡在高速下可能满足不了要求,需要在高速下进行动平衡。
- (3) 采用基座响应作为隔振装置评价指标时,必须确保安装基座与实际安装环境的阻抗特性基本一致,并且试验中必须排除陪试设备对基座响应的干扰。

(下转第183页)