

使用与维修

某柴油机动力系统中间支架异常响声
原因分析及处理方法陆传荣¹, 张 健²

(1. 海军驻七一一研究所军事代表室, 上海 201108; 2. 七一一研究所, 上海 200090)

摘 要: 针对某柴油机动力系统中与高弹性联轴器相连接的中间支架在运转中出现异常响声进行分析。分析表明: 在弹性安装的柴油机动力系统中, 中间支架会承受一定的交变负荷, 如中间支架内部的轴承间隙预留方式选择不当, 会产生花键法兰的轴向窜动, 从而发出撞击声及花键磨损。通过增加调整轴套预留轴承间隙的方式, 解决了法兰的轴向窜动, 保证了中间支架的可靠运行。

关键词: 动力系统; 中间支架; 异响; 轴承间隙; 磨损

中图分类号: TH703.63 **文献标识码:** B **文章编号:** 1001-4357(2013)05-0050-03

0 引 言

随着用户对船舶的振动噪声和舒适性要求的不断提高,降低船舶的噪声水平已成为船舶设计的重要考虑因素之一。柴油机是船舶最重要的噪声源之一,越来越多的船舶动力系统安装了隔振器,以降低柴油机运转时的结构噪声向船体的传递,同时轴系各方向需弹性补偿,冲击情况下要求轴系有更大的位移补偿能力,一般采用柴油机输出端安装高弹性联轴器来衰减柴油机动力装置轴系扭转振动,补偿轴系在规定范围内的径向、轴向、角向不对中及径向和轴向稳态及瞬态变形。

本文主要针对某柴油机弹性安装的动力系统中与高弹性联轴器相连接的中间支架,在低速空载运转中出现异常响声进行了原因分析,并提出解决措施。

1 故障现象

某柴油机弹性安装的动力系统中,柴油机输出端连接高弹性联轴器,中间支架通过法兰与高弹性联轴器及万向联轴器相连,中间支架也采用弹性安装,底部与减振器相连,减振器安装在船体基座上。中间支架主要用于连接和支承高弹性联轴器、万向联轴器,并传递功率。中间支架由箱体、主轴、法兰、轴承、隔圈、挡板、密封件等零件组成,见图 1。

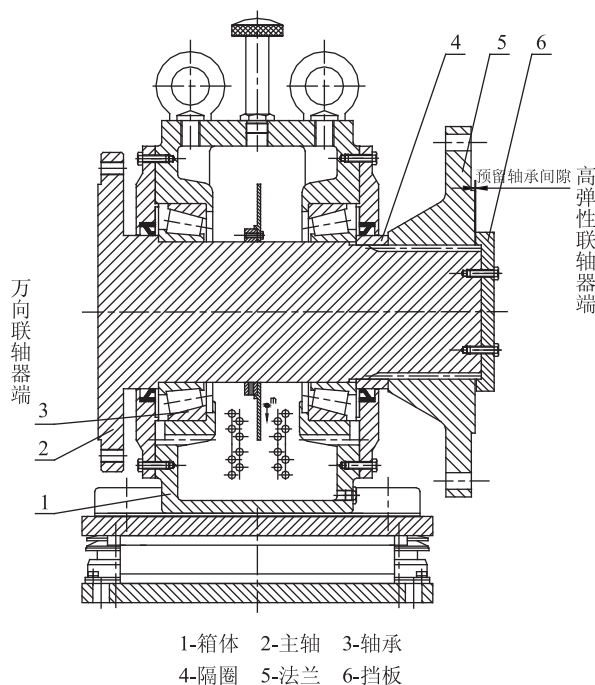


图 1 中间支架及减振器组件图

在实际使用中,部分中间支架在低速空载工况下出现了类似敲击的异常响声,拆检中发现个别中间支架挡板螺栓松动、花键副有轻微磨损。

2 原因分析

(1) 低速空载时有异常响声

异常响声发生在低速、空载状态。由于柴油机、

收稿日期: 2013-06-21

作者简介: 陆传荣(1974-), 男, 工程师, 主要研究方向为船舶动力装置设计。

中间支架弹性安装,运转时中间支架会承受一定的轴向交变负荷,产生轻微振动。中间支架的内部主要由一对圆锥滚柱轴承、主轴及花键法兰等组成,在轴系零件装配时两个圆锥滚柱轴承须预留轴向轴承间隙。当机组在低转速、空载工况运转时,法兰花键与主轴花键压紧程度较小,因此花键副产生的摩擦力较小,当交变负荷产生的轴向力大于花键摩擦阻力时,中间支架与高弹性联轴器之间联接的花键法兰在主轴上产生轴向窜动,初期不会发出明显的撞击声,但长期运转后,由于挡板设计比较薄,挡板与法兰接触面发生磨损及挡板自身发生变形,再加上挡板螺栓拧紧力矩不足,引起挡板螺栓松动甚至可能断裂,最终导致法兰在主轴上的可窜动间隙过大,产生明显的撞击声。一旦产生窜动后,会越来越严重。

额定工况下,花键副传递扭矩作用在花键副表面的正压力产生的轴向阻力远大于高弹性联轴器在最大轴向位移补偿时产生的轴向力,故法兰不会发生轴向移动和发出响声。

由于各机组的设备、安装和运行情况存在差异,高弹性联轴器补偿的位移量各不相同,作用在中间支架上的轴向力大小也不同,故部分中间支架在低速空载时出现异常响声。通过对比振动测试数据与异常响声故障发生位置发现,主机与中间支架在低速空载工况下的轴向振动相对位移的大小,是影响中间支架在低速空载工况下出现异常响声故障的时间早晚的主要因素,轴向振动相对位移大的机组越容易出现异常响声的故障。

(2) 挡板螺栓松动、花键磨损

原设计中挡板螺栓采用翻边垫片翻边防松,未按规定预紧力矩数值,在振动和撞击力的长期作用下,有可能出现螺栓松动。可能的情况:(1) 翻边防松的垫片材质较软,有可能在振动情况下松动。(2) 如拧紧力矩不够,在振动情况下有可能螺栓松动。在螺栓松动后,花键副可产生的轴向位移量加大,导致异常响声加大。由于较大的轴向位移使花键副产生不同程度的磨损。

3 改进措施

鉴于轴向位移和轴向力不可避免,为保证设备正常使用,从中间支架本身采取措施,使其能承受目前已明确的各种载荷。具体措施是:加装调整轴套、加厚挡板、增加挡板螺栓数量,并明确挡板螺栓拧紧力矩。

(1) 加装调整轴套

中间支架在原设计中通过预留隔圈、法兰与挡

板间的轴向间隙的方法(见图2)来保证轴承的轴向游隙,这样可能导致法兰轴向窜动。改进后,在中间支架的二只轴承内圈之间加装调整轴套,通过对调整轴套的尺寸控制来保证轴承的轴向游隙,使挡板螺栓预紧力由挡板、法兰、隔圈直接作用于轴承内圈,最后将法兰、隔圈、二个轴承内圈、调整轴套压紧,见图3。

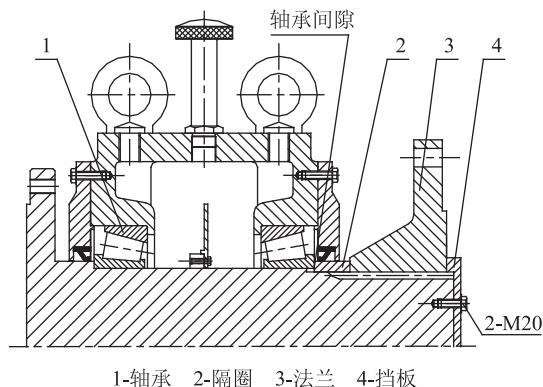


图2 原结构

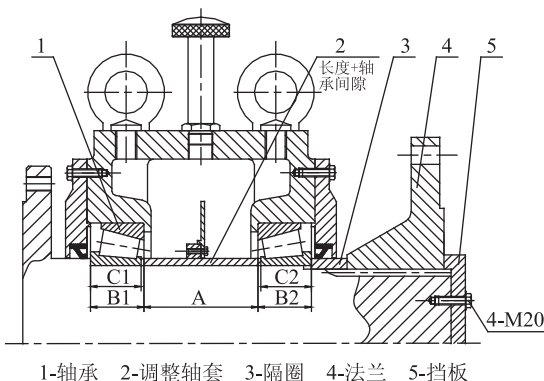


图3 新结构

调整轴套长度 = $(A + B_1 + B_2 - C_1 - C_2) + \text{轴承间隙值}$

其中:轴承档距离为 A ; B_1 和 B_2 二套轴承高度为(置于测量平台上,轴承等高 0.01 mm 以内);轴承内圈宽度为 C_1 和 C_2 。

加装调整轴套的目的是在保证轴承间隙的前提下,使法兰、隔圈与轴承内圈可以通过挡板和螺栓实现轴向压紧,达到无间隙状态,不会产生相对滑动,彻底消除法兰轴向窜动引起的撞击声和花键副的磨损。

(2) 增加挡板厚度

由于中间支架在工作时承受一定的轴向力,要求挡板具有相应的刚度,增加挡板的厚度可提高其刚度。消除因挡板的弹性变形而产生法兰及挡板之间相对运动的可能性,强化中间支架的结构刚度。

采用有限元方法对挡板进行强度计算,在 4 个

8.8 级 M20 粗牙螺栓预紧的条件下,以高弹性联轴器产生允许的最大变形时,其产生的最大轴向反力为加载条件,其应力和位移变形分布图如图 4、图 5。改进后挡板强度能满足强度要求。

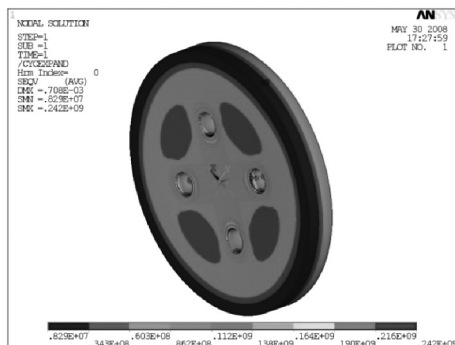


图 4 挡板的应力分布图

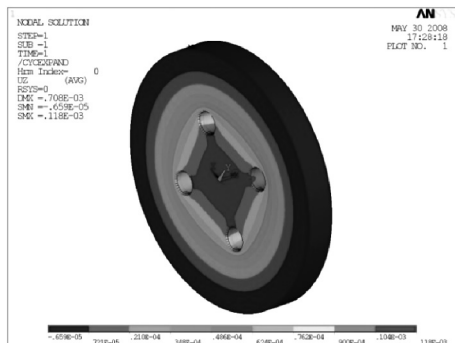


图 5 挡板的位移变形分布图

(3) 增加挡板螺栓数量、明确拧紧力矩

鉴于个别中间支架发生螺栓松动的情况,从提高中间支架的可靠性和安全系数的前提出发,改进设计中将中间支架挡板螺栓的数量从原来的 2 个增至 4 个,螺栓长度因挡板厚度加大而相应加长,并明确螺栓的拧紧力矩。

增加挡板螺栓数量的目的是提高中间支架承受轴向力的能力,同时也改善了受力情况;规定螺栓拧紧力矩除防止螺栓松动外,主要防止交变载荷作用于螺栓导致疲劳断裂。

(4) 改进后螺栓受力分析

加调整轴套后挡板、法兰、隔圈、轴承内圈、调整轴套被挡板螺栓预紧力轴向压紧。

如图 6 所示,以法兰为对象作受力分析可知,当不考虑来自高弹方向的位移补偿轴向力时,法兰两边各受来自挡板的力 $F_{\text{挡板}}$ 和来自隔圈组件的力 $F_{\text{隔圈}}$,此两力方向相反,大小均为螺栓预紧力 $F_{\text{预紧}}$ 。当法兰受到来自高弹方向的位移补偿轴向拉力 $F_{\text{位移}}$ 时:

如 $F_{\text{位移}} < F_{\text{预紧}}$,则 $F_{\text{隔圈}}$ 减小,且 $F_{\text{隔圈}} + F_{\text{位移}} = F_{\text{预紧}}$,法兰保持力平衡,挡板和螺栓的受力状态不

变,仍为预紧力;

如 $F_{\text{位移}} = F_{\text{预紧}}$,则 $F_{\text{隔圈}}$ 减小到零,法兰与隔圈之间接触临界状态,法兰仍保持力平衡,挡板和螺栓的受力状态不变,仍为预紧力;

如 $F_{\text{位移}} > F_{\text{预紧}}$,则不仅 $F_{\text{隔圈}}$ 减小到零,法兰与隔圈之间会有间隙,挡板与挡板螺栓的受力也随之增加,并与 $F_{\text{位移}}$ 平衡。

因此,只有在 $F_{\text{位移}} > F_{\text{预紧}}$ 时, $F_{\text{位移}}$ 才对挡板及螺栓产生影响。

高弹方向的位移补偿所产生的轴向拉力 $F_{\text{位移}}$ 可以在高弹性联轴器的性能曲线上根据位移量而得到。这样,通过设定好螺栓预紧力,在螺栓预紧的情况下,高弹性联轴器补偿轴向位移产生的较小的轴向力不会对挡板及螺栓产生影响,螺栓不会松动。

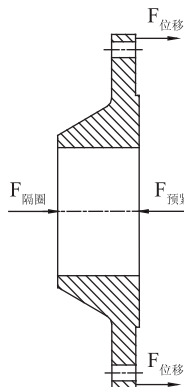


图 6 法兰受力分析

(5) 改进后效果

对实船中间支架改进后,在各种工况下中间支架均运转平稳,未再出现过异常响声。

4 结 论

在弹性安装的柴油机动力系统中,与高弹性联轴器连接的中间支架会承受一定的交变负荷,产生轻微的振动。在此情况下,如中间支架内部的轴承间隙预留方式选择不当,可能会产生花键法兰的轴向窜动,从而发出撞击声及花键磨损。本文所采用的增加调整轴套来预留轴承间隙的方式,可有效解决法兰的轴向窜动,保证中间支架的可靠运行。

参考文献

- [1] 成大先. 机械设计手册第四版[M]. 北京:化学工业出版社,2002.
- [2] 张芸. 简介高弹性联轴器在船舶动力装置中的使用[J]. 船舶,2006(1).
- [3] 奚曹良. 高弹性联轴器橡胶弹性元件轴向力仿真分析[J]. 噪声与振动控制,2009(6).