

船舶轴系设计的几个问题分析

柏茂举

郭朝义

(湖州市航运管理处 ,湖州 313000 ;高港区中商集团口岸船舶工业公司 ,泰洲 225321)

摘 要 :通过船舶轴系设计和实际检验 ,分析了轴系设计中应注意合理的轴承间距、严格按规范确定轴系直径、强度校核计算、振动分析、测试以及轴系校中计算等问题。

关键词 :船舶轴系 ;振动 ;轴系校中

中图分类号 U664 .81

文献标识码 A

Abstract In light of the practice of design and survey of the marine shafting , the author analyzed some problems which should be paid attention to during the design stage , such as the proper distance of bearings , analysis and test of the shaft vibration , calculation of the shaft diameter , strength and alignment , etc .

Key words shafting of ship ; vibration ; shaft alignment

1 引言

船舶轴系主要由传动轴(推力轴、中间轴、螺旋桨轴等)、传动设备(联轴器、减速齿轮箱等)、支承部件(推力轴承、中间轴承、尾管轴承等)、尾密封装置以及其它附件等组成。其主要任务是将主机的功率传递到螺旋桨 , 同时将螺旋桨产生的轴向推力传给船体 , 以推动船舶的运动。因此 , 螺旋桨能否持续正常运转 , 在很大程度上决定于轴系工作的可靠性。轴系的故障一般有两类 : 其一是轴的某部分发生裂缝或折断 ; 其二是轴承发生过热后被烧坏。引起轴系故障的原因很复杂 , 主要归纳为两方面。首先是轴系本身在结构、强度、材料等方面存在缺陷(内在的原因) ; 其次是轴系在运转中受到异常外力作用(外部原因)。轴系经常在内外因素的综合作用发生故障。因此 , 在船舶轴系设计时 , 必须注意以下问题。

2 合理的轴承间距

2.1 中间轴承的位置及间距

中间轴承应设置在船体结构刚性较好变形较小的部位 , 如隔舱壁附近或强肋板处。对于小型船舶可以直接将轴承设置在隔舱壁上。单轴系船舶 , 尾管内设有尾轴承。对于多轴系船舶 , 一般设有尾轴架 , 除尾管内设尾轴承外 , 在尾轴架内应设

置轴承。

一般一根中间轴只设一道中间轴承。对于下列情况可用两道中间轴承 :

$$\begin{aligned} d > 350 \text{ mm} \quad \frac{L}{d} > 22 \\ d < 100 \text{ mm} \quad \frac{L}{d} > 40 \end{aligned} \tag{1}$$

中间轴承间距一般按下式估算 :

$$L = 395.3 \frac{d}{\sqrt{l}} \sqrt[3]{\frac{1}{d}} \tag{2}$$

式中 : L —— 中间轴长度 mm ;
 l —— 两轴承的间距 mm ;
 d —— 中间轴轴径 mm 。

中间轴承实际布置间距 , 应由轴系校中计算最终确定。

2.2 尾轴承的位置及间距

单轴系船舶 , 螺旋桨轴一般采用两道尾轴承支承。对于尾管较短的大型船舶 , 在尾管中可以只设置一道后尾轴承 , 而在尾管前加设一道中间轴承(相当于前尾轴承) , 以支承螺旋桨轴。多轴系船舶尾轴承数目视船体尾型不同而异 , 对具有尾轴架的船舶 , 除尾管中设置尾轴承外 , 最末一道轴承设在尾轴架内。

尾轴承的间距按下式估算 :

$$\begin{aligned} d > 400 \text{ mm} \quad l &\leq 12 d \\ d = 300 \sim 400 \text{ mm} \quad l &= 5.2 \sim 41 \left(\frac{d}{100} \right)^{0.5} \\ d < 300 \text{ mm} \quad l &= (16 \sim 40) d \end{aligned}$$

式中 : d —— 螺旋桨轴径 mm

尾轴承实际布置间距 , 应由轴系回旋振动计

收稿日期 2002-10-05

作者简介 : 柏茂举(1965-) , 男 , 学士 , 工程师

算校核后确定。

3 按有关规范确定传动轴基本轴径

传动轴的基本轴径必须严格按有关规范确定。因为规范提出的轴径计算公式是考虑了轴的正常负荷以及上述航行中可能遇到的种种外来因素,并分析总结了国内外轴系发生故障的原因后提出的经验公式,具有合适的安全系数,只要不发生强烈的扭转振动和横向振动,按它计算的轴段,一般不会发生断轴等强度事故。

由于螺旋桨轴、推力轴、中间轴受力情况各有差异,故按规范计算的轴径是不同的。

对钢质海船,按文献[1]计算。

$$d = F \cdot C \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_e} \cdot \frac{560}{\sigma_b + 160}} \quad \text{mm} \quad (4)$$

式中 d ——轴的直径 mm

F ——推进装置型式系数;

C ——不同轴的设计特性系数;

N_e ——轴传递的额定功率 kW;

n_e ——轴的额定转速 r/min;

σ_b ——轴材料的抗拉强度,对于中间轴,若 $\sigma_b > 800 \text{ MPa}$ 时,取 800 MPa ,对于螺旋桨轴和尾管轴,若 $\sigma_b > 600 \text{ MPa}$ 时,取 600 MPa ;

对钢质内河船舶,按文献[2]计算。

$$d = 98 K \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_e} \cdot \frac{570}{\sigma_b + 157}} \quad \text{mm} \quad (5)$$

式中 K ——不同轴的设计特性系数;

其他符号同式(4)。

为了减轻轴系的重量,采用空心轴时,当中空直径 d_0 大于 $0.4 d$ 时,可按下式修正直径(d_c)。

$$d_c = d \frac{1}{1 - \left(\frac{d_0}{d_a}\right)^4} \quad \text{mm} \quad (6)$$

式中 d_c ——修正后轴的直径 mm;

d ——按式(4)和(5)计算的轴的直径 mm;

d_0 ——轴的实际孔径 mm;

d_a ——轴的实际外径 mm。

4 强度校核计算

由于实船轴系受力的复杂性,目前国内外主要依靠规范的经验公式确定的轴径,还需进行强

度校核。强度校核的方法有两种,一是在初步设计阶段,根据有关规范给定的经验公式对中间轴、螺旋桨轴等进行初步校核;二是在详细设计完成后,进行校中计算,确定整个轴系各截面的状态参数(剪力、弯矩、挠度、转角);同时,通过扭转振动计算,确定轴段的扭转应力;然后,利用工程力学中的强度计算理论进行合成应力计算,确定轴系的安全系数,进行许用判断,完成轴系校核。值得注意的是,在轴系强度校核中,许用安全系数一般由经验来确定,选择时应注意以下问题。

1) 轴的负荷情况。尾轴工作条件较中间轴差,安全系数应取得大一些;对刚性传动的轴系,由于受到发动机交变转矩负荷,材料易发生疲劳,故其安全系数也应取得比柔性传动的轴系大一些。

2) 材料性质及加工和装配质量。如选用合金钢,其安全系数较碳钢为高,因为前者对各种形式的凹槽、表面伤痕和轴径的突变较敏感,应力集中系数较高;若制造与装配不易达到要求,安全系数也应取大一些。

有时,在有些情况下,尚需进行轴系压杆稳定性校核,因为轴系在承受轴向压力时,可能会丧失稳定性而导致弯曲破坏,特别是柔性轴。

5 振动计算与测试

从振动力学的角度来看,船舶轴系可以视为具有多个集中质量的弹性系统。柴油机气缸燃烧压力发生周期性变化,柴油机输出转矩包含两个成分:平均转矩和波动转矩。后者成为弹性系统的扰动源,引起轴系的扭转振动。在共振转速下工作时,扭转振动的振幅将大大增加,产生较大的扭振附加应力。规范推荐的轴径计算公式虽然考虑了扭振因素,但轴的扭振附加应力必须在许用范围之内,否则,就应采取减振或避振措施。同样,船舶轴系可视为多支承连续梁。在轴承之间跨距内会产生一定的挠度。由于螺旋桨和轴段机械加工的误差、材料密度不均匀以及安装缺陷等因素,使它们的中心实际上不在回转中心线上,轴回转时会产生离心力。同时,由于螺旋桨的悬臂作用,会产生陀螺效应,轴在这种情况下长期运行,不仅严重敲击轴承导致过早损坏,而且还会引起船体振动和轴的折断。为此,必须校核回旋振动的固有频率,使之远离运转转速范围;否则,就

要在轴系设计中采取措施加以改进 ,尤其对高速船舶的轴系 ,更要注意。

6 轴系合理校中计算

轴系合理校中设计就是在轴系设计计算中 ,合理确定各中间轴承和尾管轴承的间距与垂直高度 ,以保证各轴承负荷在允许范围内 ,达到均匀分布的目的。

轴系校中质量的优劣 ,直接影响到动力装置工作的可靠性与安全航行。由于随着船舶的大型化和高功率化 ,螺旋桨重量和轴系刚性增加 ,船体结构相对变“ 软” 。校中不良将导致尾轴承磨损加剧 ,甚至烧坏 ;减速齿轮箱啮合不良 ;轴系振动情况恶化等事故不断出现。轴系校中计算应注意以下几点。

6 .1 轴承支点

在计算轴承负荷时 ,必须决定轴承的支点位置 ,对中间轴承 ,常取其中点 ;对后尾轴承 ,由于受到较重的螺旋桨的悬臂力矩 ,其受力情况是不均匀的 ,常是倾侧的 ,不能假设支承点为轴承的中点。一般按以下范围确定支点到轴承衬后端面的距离 L :

- 白合金轴承 : $L =0 .5 d_j$
- 铁梨木轴承 : $L =(1 /4 \sim 1 /3) L_b$
- 橡胶轴承 : $L =(1 /3 \sim 1 /2) L_b$

式中 d_j ——尾轴基本直径 mm ;
 L_b ——尾轴承衬的长度 mm 。

6 .2 螺旋桨的重量

螺旋桨质量有组合式和整体式两种不同的处理方式 ,二者质量相差20 %。在初步方案设计阶段 ,往往采用的型式与材料尚未确定 ,设计者可根据具体情况进行处理。此外 ,还应考虑螺旋桨的附水质量。由于船的航速不同及吃水深度的差异 ,附水质量实际上是一个变量。按经验数据附水质量约为螺旋桨质量的10 % ~30 %。由于螺旋桨质量在整个轴系中是最大的集中质量 ,而螺旋桨悬臂重量又对轴承负荷分配影响较大 ,所以计算轴承负荷时要慎重对待。在设计阶段 ,究竟应当如何选取螺旋桨的重量 ,一直是值得研究的问题。从笔者的设计与检验经验看 ,将最轻与最重的情况都进行计算 ,从安全角度考虑 ,取其严重

者作为设计基础。当然 ,也可取其均值 ,应视具体船舶选取。

6 .3 轴段重量及截面的处理

船舶轴系实际是一个变截面的梁 ,通常将各轴段中的法兰、轴套、过渡段等的重量进行平均分摊 ,并将其作为均布载荷处理。

6 .4 轴承负荷的限制

为确保船舶轴系运转的可靠性 ,对于支承轴系各种轴承上的负荷应予以限制 ,即规定允许负荷范围 ,作为评价轴系校中质量的主要指标和检验依据。

6 .5 轴承负荷计算方法

轴系用多个轴承支撑 ,由于轴承间的跨距不等 ,以及各轴承所处的位置不同 ,故各轴承上的负荷不相等 ;但轴承上承受的总负荷应等于轴系中轴的自重和外力之和。其负荷计算方法有力矩分配法、三弯矩计算法、传递矩阵计算法和有限单元法等。现阶段这些方法均有比较好的计算程序 ,供设计和检验使用。

6 .6 轴系校中方法

轴系校中主要有按直线校中、按轴承上允许负荷校中和按轴承上合理负荷校中三种。其计算状态主要分为热态、冷态和安装状态校中计算。评定轴系校中优劣 ,应以其作用在轴和轴承上力的大小及其分配是否合理为准则 ;评定要全面进行 ,不仅是轴系的静态 ,而且应该是动态的在运转中的轴系 ;应满足相应规范的要求。

总之 ,船舶轴系设计在船舶动力装置设计中占有极其重要的地位 ,在设计过程中 ,应充分考虑上述诸因素的影响 ,尽可能使设计更加合理和优化 ,提高船舶轴系的可靠性 ,改善船舶航行安全性 ,使船舶获得更好的经济性。

参 考 文 献

1 中国船级社. 钢质海船入级与建造规范. 北京 :人民交通出版社 1996

2 中国船级社. 钢质内河船舶入级与建造规范. 北京 :人民交通出版社 1996

3 中国船级社. 船上振动控制指南. 北京 :人民交通出版社 2000

4 李湛. 船舶轴系的最佳轴承间距. 湛江水产学院学报 1996(2) 95 ~97