

舰船主推力轴承设计特点

郑永才

(哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所)

〔提要〕 本文从螺旋桨推进特性出发,就如何选取可倾瓦推力轴承的设计点,螺旋桨和推力轴承的适配工作进行了说明和论述。并介绍了国外有关主推力轴承刚度的设计计算和试验情况。

主题词 推力轴承 设计

一、前言

主推力轴承是舰船轴系的重要组成部分,其运行的安全可靠直接影响舰船的生命力和战斗力。因此在设计时要合理选取设计点,正确进行润滑计算、刚性和阻尼特性计算,选择合适的结构形式和润滑形式。此外还要保证制造精度、安装精度以及维护和监测。本文论述有关推力轴承的形式及特点;设计点的选择;刚性和阻尼特性等几方面的问题。

二、主推力轴承的形式和特点

主推力轴承将螺旋桨产生的轴向水推力传给船体,以推动舰船航行。在设计时要求具有高度的安全性和可靠性。按其工作表面的摩擦性质,主推力轴承分为滚动式和滑动式两类。

滚动式推力轴承的优点是摩擦损失小,重量轻、体积小等,但其安装困难。为了安装滚动轴承,轴的一端必须是可拆联轴节,因此比整锻法兰重量大、造价高。对于低转速、大推力负荷的滚动轴承,由于尺寸大,在制造工艺上很难保证精度,而对于剖分式的滚动轴承结构,在制造上难度更大。

滑动式主推力轴承,具有承载能力大、结构简单、制造安装和维护方便、工作可靠等优点,其润滑是流体动力润滑,摩擦面间形成油膜又具有吸振性等。对于小型舰船一般采用滚动式推力轴承,而对于大、中型舰船目前均采用滑动式推力轴承。

三、主推力轴承设计点的选择

主推力轴承承受螺旋桨产生的推力或拉力,使舰船前进或后退。螺旋桨转速变化时,舰船航速随之改变,因而主推力轴承是在不同的工况下工作的。其设计不但存在设计点选择问题,同时也存在着推力轴承的工作特性与螺旋桨特性匹配的问题。因此必须了解螺旋桨的推力特性和主推力轴承的特性。

根据舰船螺旋桨理论,不考虑伴流、推力减额和伴流不均匀的影响,螺旋桨的水动力特

性为:

$$P_1 = K_1 \rho n^2 D^4$$

式中 P_1 ——推力;

K_1 ——推力系数;

ρ ——水的密度;

n ——螺旋桨转速;

D ——螺旋桨直径。

对于几何形状已定的螺旋桨, 其推力 P_1 与转速 n 为二次方关系。

滑动式推力轴承的承载能力与推力块的几何尺寸、油的粘度、推力盘的转速等因素有关, 其承载能力可用下式表达:

$$P_2 = Z K_2 \mu \cdot v \cdot B \left(\frac{L}{h_0} \right)^2$$

式中 P_2 ——推力轴承的承载能力;

Z ——推力块个数;

K_2 ——载荷系数;

μ ——滑油平均粘度;

v ——推力块平均直径的运动速度;

L ——推力块平均直径处的长度;

B ——推力块的宽度;

h_0 ——最小油膜厚度。

当轴承的几何尺寸一定时, 其承载能力 P_2 与速度 v 为一次方关系。将螺旋桨推进特性和滑动式推力轴承负荷特性放在一个坐标里, 如图1所示。螺旋桨最低转速 $n_{\min}$, 最高转速为

$n_{\max}$, 推力轴承特性 $P_2 = f(n)$ 与螺旋桨推进特性 $P_1 = f(n)$ 相交于A点。当转速超过 $n_{\max}$ 时, 螺旋桨的推力 P_1 大于推力轴承设计负荷, 此时轴承工作状态恶化, 出现半液体摩擦或半干摩擦, 推力块的温度升高, 加速轴承合金的磨损, 甚至出现烧瓦, 使轴承失去工作能力。当转速低于 $n_{\max}$ 时, 推力轴承负荷能力大于螺旋桨的水推力, 推力轴承处于安全运行状态。由于螺旋桨转速随舰船航行工况而变化, 所以在设计

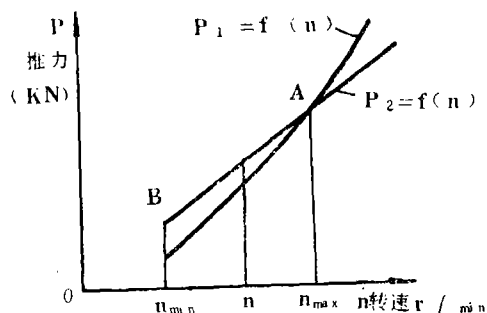


图1 推力轴承和螺旋桨共同工作特性

时, 设计工况应取在螺旋桨的最大转速, 此时螺旋桨的水推力最大。这样, 在其它工况运行时, 推力轴承负荷能力均能满足要求, 而无需逐一进行其它工况的计算。但以上情况, 仅适用于水面舰船。

对于潜艇, 在水下航行时, 由于静水压力作用, 会产生一个附加推力。其螺旋桨与推力轴承共同工作特性如图2所示。推力轴承的推力特性 $P_2 = f(n)$ 与螺旋桨推进特性 $P_1 = f(n)$ 相交于A、C两点, P_3 为静水压力。当螺旋桨的转速在A、C两点间工作时, 主推力轴承完全满足使用要求。当螺旋桨的转速低于 n_0 时, 主推力轴承的负荷能力低于螺旋桨的水推力, 使轴承处于不安全工作状态。为保证工作安全可靠, 只靠增加轴承的几何尺寸是不合适的, 因

受到舱室空间和设备重量等的限制。为此需在推力块的中部开油室,并引入高压油,以增加推力轴承的负荷能力。此时推力轴承是静压式和动压式联合作用的轴承。当转速高于 n_0 时,

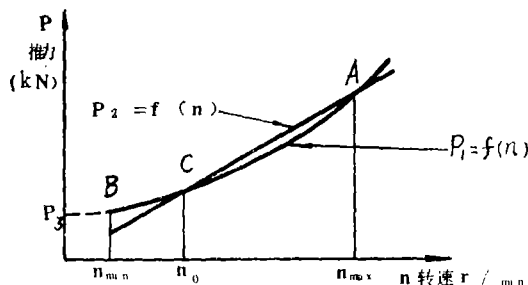


图2 潜艇水下航行时,推动轴承和螺旋桨共同工作曲线

可关闭高压油路,使轴承处于动压轴承的工作状态。

四、主推力轴承的刚性和阻尼特性对舰船轴系振动影响

舰船在航行时,轴系一般都存在着扭转、横向及轴向(纵向)振动,其中轴向振动直接与主推力轴承及其支座的刚度和阻尼特性有关。轴系振动在某个转速还会产生对主机颇为有害的共振,有时会引起船体共振。其激振力来源于螺旋桨或主机。特别是当舰船在大风浪中航行时,螺旋桨时而离开水面,时而浸在水中,使轴系的扭矩和推力发生突然变化,而可能引起轴系的共振。

现代造船业对舰船轴系的轴向振动非常重视,在设计阶段需要对轴系进行振动计算,以保证在正常转数范围内不产生共振,为此需要对主推力轴承及其支座进行刚度和阻尼特性计算。

对于推力轴承刚性和阻尼的计算技术资料国外文献很少发表,而国内也无这方面的资料。当推力轴承是单独布置时其轴承壳体变形计算相对比较简单,如果是与主减速齿轮箱成一体布置时,由于壳体结构复杂,计算是很困难的。但由于计算技术的发展,采用有限元法进行电子计算机程序计算,也是可以解决的。

以下为美国Maritech公司的L.Vassilopoulos对船用单独布置的主推力轴承进行刚度计算的示例。推力轴承的轴颈为 $\phi 660.4\text{mm}$,推力盘直径为 $\phi 1384.3\text{mm}$ 。主推力轴承的刚度包括力传递过程中每个受力元件的刚度,如推力盘、油膜、推力块、壳体等。其轴承的总刚度与这些元件串联的刚度。

总的刚度 K 为:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \cdots + \frac{1}{K_n}$$

式中 $K_1, K_2, \cdots K_n$ 为各元件的刚度。

其计算结果如下:

元件名称	柔度 (10^{-6} 毫米/牛顿) *
推力盘	0.007829

* 刚度的倒数即为柔度

油 膜	0.030509
推力块	0.00054
推力块支撑	0.060013
∴	∴
壳体	0.025524
壳体前平板	0.029681
总和	0.291786

此外,英国造船研究协会华尔逊研究站对船用推力轴承的静刚度及轴、壳体各点的挠度进行了试验及测定。推力轴承的轴颈为 628.65mm,推力盘直径为1 422.4mm,传递功率为 16 200kW,转速为 108r/min。试验时轴向推力达 183t,试验结果在其工作范围内,平均刚度为656.89t/mm。

五、结 束 语

主推力轴承的计算,水面舰船和潜艇有所不同,后者应提供低工况螺旋桨的转速和推力,以便进行润滑计算。目前主推力轴承的刚性和阻尼特性方面的理论计算还不完善,有待进一步探讨及进行试验研究。

参 考 文 献

- 〔1〕 朱树文主编.船舶动力装置原理与设计.北京:国防工业出版社,1980
- 〔2〕 机械工程手册编辑委员会.机械工程手册:第四卷.北京:机械工业出版社,1982
- 〔3〕 希姆斯.22000轴马力船用推力轴承的挠曲试验.舰船翻译稿(总653号),1965.11
- 〔4〕 Vassiopoul's L. Methods for computing stiffness and damping properties of main propulsion thrust bearings.int. shipb progress 1982.29 n 329,13—31.

(渠源沂 编辑)

新产品、新技术信息

№ R89—10 JS—2 型累积计时器 于 1989年4月10日安装调试出首台样机。4月22日在重庆召开的中船总公司机动工作会议上作了现场表演,得到各界一致赞扬。会上,重庆五州电冰箱厂等单位要求小批量生产,相继多家厂家纷纷订货。JS—2型累积计时器采用 CMOS 集成电路,电子、电磁六位数字显示。显示直观、性能稳定、抗干

扰能力强、工作可靠,使用寿命长、体积小(外形尺寸:70×47×106mm)、可直接安装在设备配电板上,具有在失电时能保留原有计时的特点,是同类产品的佼佼者,可用来确定设备大修周期、设备保养周期,考核设备使用寿命、劳动生产率、鉴别电力发配系统的用电情况及实验过程累积计时等。服务方式:技术转让、产品销售。

(如需以上技术和产品请与编辑部联系)

