

大侧斜螺旋桨设计中的考虑

高同兵 程尔升

(华中科技大学交通学院,武汉 430063)

摘要:介绍船舶大侧斜螺旋桨的设计流程和桨的各主要要素确定原则,论述大侧斜螺旋桨强度问题及工程实用的校核方法,对目前大侧斜螺旋桨设计工作存在的薄弱环节提出改进措施。

关键词:低噪声;螺旋桨;强度

中图分类号:U661.33*6 **文献标识码:**A

Abstract: In this paper, the authors introduce the process of designing a highly skewed propeller (HSP) and the principle to determine its main parameters, discuss about strength of HSPs and the practical evaluation method in light of their design experience.

Key words: low noise; propeller; strength

1 引言

随着科技的发展以及隐身概念的拓延,声隐身成为船舶的突出问题。推进器噪声是船舶的主要噪声源之一,为减振降噪,现代船舶多采用了低噪声大侧斜螺旋桨。而船舶低噪声大侧斜螺旋桨的设计需要对其水动力性能、噪声性能、强度性能进行综合权衡、优化设计的过程^[1]。

2 低噪声大侧斜螺旋桨的设计

2.1 设计流程

低噪声大侧斜螺旋桨的设计,要兼顾快速性、噪声、空泡及强度等特性。在确保其强度满足要求,快速性达到合同规定要求的前提下尽可能满足规定的噪声指标。作为工程型号低噪声螺旋桨的研究设计往往要通过二至三轮的设计和模型试验,反复迭代、逐次逼近最终权衡确定方案。在实际设计过程中,由于桨叶几何要素的调整直接导致推进、声学及强度特性的改变,因此如何把握低噪声大侧斜螺旋桨各性能之间的相互关系进而对桨各几何参数的选择作出折衷逼近的设计是关键所在。设计流程见图 1。

2.2 设计时的考虑

低噪声螺旋桨几何参数的确定,需要在满足各种性能要求的前提下进行综合权衡。在给定的

体及相应的水动力特性、主机功率和转速等条件下,低噪声螺旋桨在设计时需考虑:桨直径、叶数、桨叶侧斜、桨叶纵斜、叶梢卸载、毂帽鳍等问题。

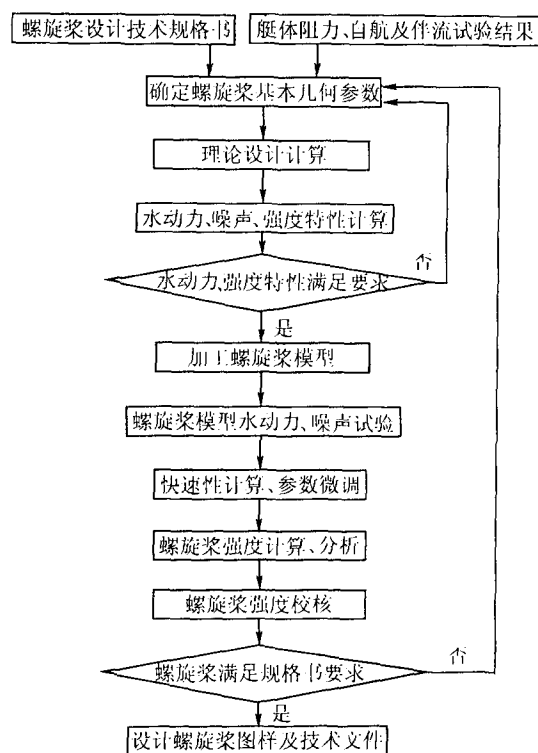


图 1 低噪声大侧斜螺旋桨设计流程图

1) 螺旋桨直径。减小螺旋桨直径有利于改善其水声特性,在给定的转速条件下减小螺旋桨直径可减小桨叶绕流的线速度,有效降低螺旋桨辐射噪声强度。

2) 螺旋桨叶数。螺旋桨叶数是桨的重要参

收稿日期:2003-12-08

作者简介:高同兵(1965-),男,学士,高级工程师

数之一,它对桨的振动性能有本质的影响。基于船舶伴流场特性,并考虑其生产成本,船舶螺旋桨一般采用多叶螺旋桨。

3) 桨叶侧斜。由于螺旋桨叶数的有限且工作在艇后非均匀及不稳定的流场中,设计优化与流场相匹配的桨叶侧斜,可降低作用于桨叶上的周期性水动力和相应的叶频声辐射水平,但在确定桨叶的侧斜参数时必须考虑到桨叶的强度特性。

4) 桨叶纵斜。由于桨叶的侧斜,螺旋桨最大主应力较常规桨(同样翼型剖面)大幅度增加且出现在桨叶径向中部薄弱的随边。采用前置纵斜布置方式,可以有效降低大侧斜螺旋桨的应力水平;桨叶梢部采取后置纵斜布置方式的设计将有利于抑制桨叶梢涡出现。

5) 叶梢卸载。为延迟螺旋桨叶梢梢涡空泡的起始,低噪声大侧斜螺旋桨常采取较大的叶梢卸载措施。若叶梢载荷卸载过分,不仅降低螺旋桨效率,而且会导致桨叶梢产生不稳定的面空泡。

6) 毂帽鳍。在现代船舶低噪声螺旋桨的设计中其叶根载荷往往卸载不大,应用毂帽鳍技术将有效消除螺旋桨毂涡。

3 大侧斜螺旋桨强度

由于大侧斜螺旋桨所具有的特殊的几何形

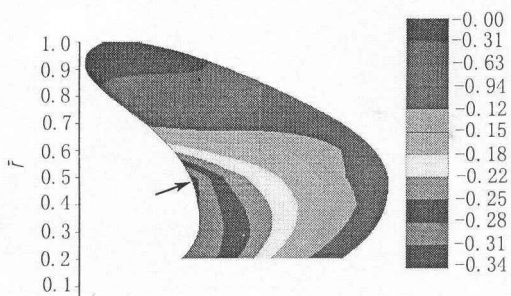


图2 大侧斜桨正车状态叶面应力分布

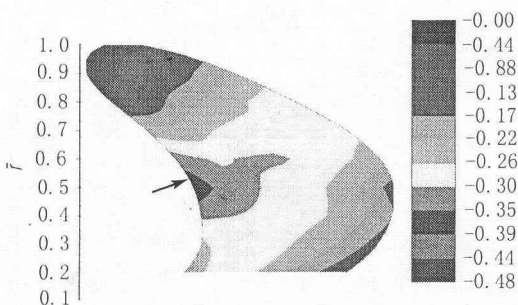


图3 大侧斜桨倒车状态叶面应力分布

状,在正、倒车工况下桨叶上的应力分布不同于常规桨。图2、图3为某一大侧斜桨正车工况、紧急

倒车工况时叶面计算应力等值线图。

图中“→”所指区域即为大侧斜螺旋桨最大主应力出现区域,位于桨叶径向中部 $0.4R \sim 0.6R$ 半径的随边附近。在紧急倒车工况下桨叶的平均应力值较正车工况有较大幅度的增加,其中桨叶梢部的平均应力增加幅度更为明显。

在大侧斜螺旋桨模型倒车破坏性试验中,破坏的桨叶断口指向 $0.6R$ 的随边至 $0.9R$ 的导边连线。由于大侧斜螺旋桨桨叶应力状态的变化,现有针对常规螺旋桨的强度校核规范或标准将不再适用。

3.1 螺旋桨强度的校核

基于螺旋桨有限元强度分析方法国外文献提出以 Modified Goodman 图来校核大侧斜螺旋桨强度(如图4)。该校核方法应用取决于螺旋桨有限元强度分析方法的解算精度^[2]。

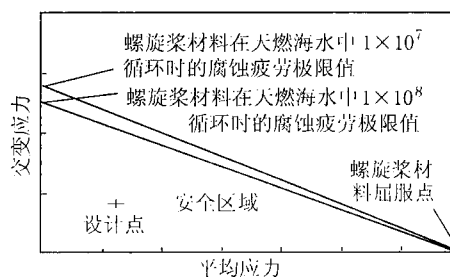


图4 Modified Goodman

然而在实际大侧斜螺旋桨强度设计计算时,上述方法仍存在问题。利用国外船级社的规范进行螺旋桨强度校核时,其桨叶径向中部和梢部厚度偏小;以 Modified Goodman 图校核大侧斜螺旋桨强度时,其计算精度和“安全系数”的经验取值至关重要。

针对大侧斜螺旋桨形状的特殊性,采用垂直于桨叶参考线正投影的平面与桨叶相截所得的“平切面”作为校核截面的曲线悬臂梁正是可行的估算方法,即将桨叶简化为一个可变截面的弯曲悬臂梁,其曲线轴与桨叶参考线重合。

首先确定螺旋桨在主机正倒车转换(紧急倒车)过程中,对于螺旋桨受力最为不利的某一时刻即以 $0.7R$ 螺旋桨半径切面的来流合速度最大的“危险工况”。通过解算下列微分方程组,得到紧急倒车过程中螺旋桨 $0.7R$ 半径切面的最大来流合速度:

$$(M + \Delta M) \frac{dV}{dt} = (1 - t)T - R$$

$$2\pi(I + \Delta I) \frac{dN}{dt} = Q_e + Q_p + Q_e$$

式中: $M + \Delta M$ ——舰艇的质量和附加质量;

$I + \Delta I$ ——螺旋桨和轴系的旋转质量的惯性矩及附加惯性矩;

T_e ——螺旋桨的有效推力;

R ——舰艇的阻力;

Q_e ——紧急倒车过程中的主机转矩,是时间的函数;

Q_f ——轴系的摩擦转矩;

T ——螺旋桨的推力,

$$T = \bar{K}_T \times \rho \pi \cdot W_{0.7}^2 \cdot D^2 / 8;$$

Q_p ——螺旋桨的转矩,

$$Q_p = \bar{K}_Q \times (\rho \pi \cdot W_{0.7}^2 \cdot D^3 / 8);$$

β_r ——相对半径 $\bar{r} = 0.7$ 剖面处的进角, ($^\circ$); $\beta_r = \arcsin(V_A / W_{0.7})$;

V_A ——螺旋桨进速, m/s;

$W_{0.7}$ ——相对半径 $\bar{r} = 0.7$ 剖面处的来流合速度, m/s;

$$W_{0.7} = [V_A^2 + (0.7(nD))^2]^{1/2}.$$

β_r 与 \bar{K}_T 、 \bar{K}_Q 关系通过螺旋桨 4 个象限敞水试验得到。此时船舶航速 $V > 0$, 螺旋桨为倒车。

螺旋桨正车时外力计算仍以“圆切面”为基础;考虑紧急倒车时,螺旋桨切面处于大攻角、绕流分离状态,认为切面的升、阻力系数为常数,即:

$$C_L = 0.7, C_D = 0.6 (r/R \leq 0.7),$$

$$C_D = 1.3 - r/R (r/R > 0.7).$$

螺旋桨设计剖面的总外力:

$$\begin{aligned} M_{x(r_p)} &= \int_{r_p}^R \left[(y_q - y_p) \frac{dF_z}{dr} - (z_q - z_p) \frac{dF_y}{dr} \right] dr \\ M_{y(r_p)} &= \int_{r_p}^R \left[(z_q - z_p) \frac{dF_x}{dr} - (x_q - x_p) \frac{dF_z}{dr} \right] dr \\ M_{z(r_p)} &= \int_{r_p}^R \left[(x_q - x_p) \frac{dF_y}{dr} - (y_q - y_p) \frac{dF_x}{dr} \right] dr \end{aligned}$$

式中: x_q, y_q, z_q ——总外力作用点坐标;

x_p, y_p, z_p ——设计剖面重心坐标。

以此得到校核“平切面”所受外力:

$$M_{\zeta_0} = [M_x \sin(\varphi + \alpha_0) + M_z \cos(\varphi + \alpha_0)] \times \cos(\gamma + \theta) + M_y \sin(\gamma + \theta)$$

$$M_{\eta_0} = M_x \cos(\varphi + \alpha_0) - M_z \sin(\varphi + \alpha_0)$$

$$M_{\zeta_0} = -[M_x \sin(\varphi + \alpha_0) + M_z \cos(\varphi + \alpha_0)] \times \sin(\gamma + \theta) + M_y \cos(\gamma + \theta)$$

在得到校核“平切面”的几何性质后,即可计算该切面特征点的应力值。最终螺旋桨强度的设计应保证各设计剖面 $n_s = \frac{\sigma_s}{\sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau_{\max}^2}} \geq 1$

对于本式中给出的 $n_s \geq 1$ 仅作参考。该值的取定需结合众多大侧斜螺旋桨实船应用经验予以充分考虑。

3.2 提高螺旋桨强度的措施

1) 随着桨叶侧斜的增加,叶片应力的平均值和振幅也将增大。以降低作用于桨叶上的周期性水动力和相应的叶频声辐射水平为目的,权衡考虑桨叶的强度特性选取较小的桨叶侧斜,并采用沿半径变化的平衡式侧斜分布形式使得桨叶最大主应力局限在桨叶径向中部随边不大的区域内。

2) 增大桨叶厚度是保证桨叶强度的有效措施。对于大侧斜螺旋桨桨叶厚度设计应力图增加桨叶梢部剖面的厚度,同时减小叶根剖面的厚度,这与常规螺旋桨桨叶厚度设计不同。

3) 采取调整桨叶偏离螺旋桨平面的纵斜措施,可大大增加离心弯矩。由于桨叶主要由弯矩做功,所以借助桨叶纵斜可大大减小作用在桨叶上的应力。图 5 给出螺旋桨在正车和紧急倒车工况下相对桨叶最大应力(纵斜角为 0° 时)随纵斜角变化示意曲线^[3]。采用向前进方向的纵斜,在船舶正车状态时桨叶最大应力由较大幅度的减少,而相应紧急倒车状态最大应力的增量不大。

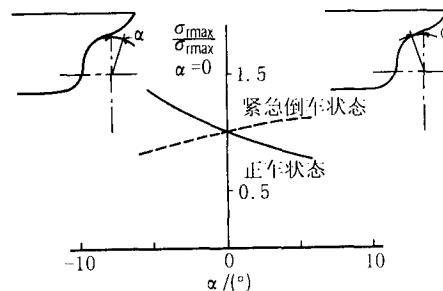


图 5 相对最大应力随桨叶纵斜角变化曲线

参考文献

- 1 Cumming R A, Morgan W B, Boswell R J, Highly Skewed propellers, SNAME. 1972, 80: 98
- 2 Design and evaluation of a Highly Skewed Propeller. Final Report. Farrell Lines, Inc. January, 1979
- 3 鲁谦译. 提高螺旋桨可靠性的方法. 国外舰船工程, 1992(3)