

# 冰区加强螺旋桨的 空间几何造型及强度直接计算

初艳玲 贺俊松

中国船级社上海规范研究所

# 冰区加强螺旋桨的空间几何造型及强度直接计算

## Ice-Strengthened Propeller's

## Geometric Modeling and Strength Direct Calculation

初艳玲 贺俊松

(中国船级社上海规范研究所 上海 200135)

Chu Yanling He Junsong

(Shanghai Rules & Research Institute, CCS, Shanghai 200135)

**摘要:** 针对冰区航行船舶的螺旋桨, 本文以 MSC.Patran 为平台对其空间几何建模及有限元强度分析方法进行了研究, 并以某一冰区加强螺旋桨为例进行了有限元极限强度和疲劳强度分析, 为相关的分析软件的开发提供了计算实例和经验基础。

**关键词:** 螺旋桨 几何造型 极限强度 疲劳强度 直接计算

**Abstract:** For the ice-strengthened propeller, this paper presents a study of its geometric modeling and FEM strength analyzing on the basis of MSC.Patran. As a calculation example, the ultimate strength verification and fatigue strength analysis is given to an ice-strengthened propeller. This paper will provide some experience and example for the relevant software development.

**Keywords:** propeller; geometric modeling; ultimate strength; fatigue strength; direct calculation

## 1 引言

针对冰区航行船舶的螺旋桨, 中国船级社等各方正在或已经制定了有限元强度分析的要求, 因此需要研究一套螺旋桨空间几何建模和有限元强度分析的方法以适应这种趋势。

本文对螺旋桨的空间几何造型进行了研究, 实现了螺旋桨的空间几何建模, 并以某一冰区加强螺旋桨为例进行了有限元极限强度和疲劳强度分析。这些工作为未来的相关的软件开发工作提供了一定基础。

## 2 螺旋桨的空间几何造型及有限元建模

### 2.1 螺旋桨的空间几何造型

螺旋桨是一种复杂的不规则空间几何体。对螺旋桨进行的空间几何建模, 需要将螺旋桨图纸上的型值点的参数转换为空间点的坐标值, 从而实现空间几何体的构建。

如图1所示, 常规的螺旋桨图纸中一般包括螺旋桨的侧视图、正视图、伸张轮廓图三部分, 伸张轮廓图决定叶面形状, 侧视图、正视图则分别是螺旋桨侧向、正向的投影。

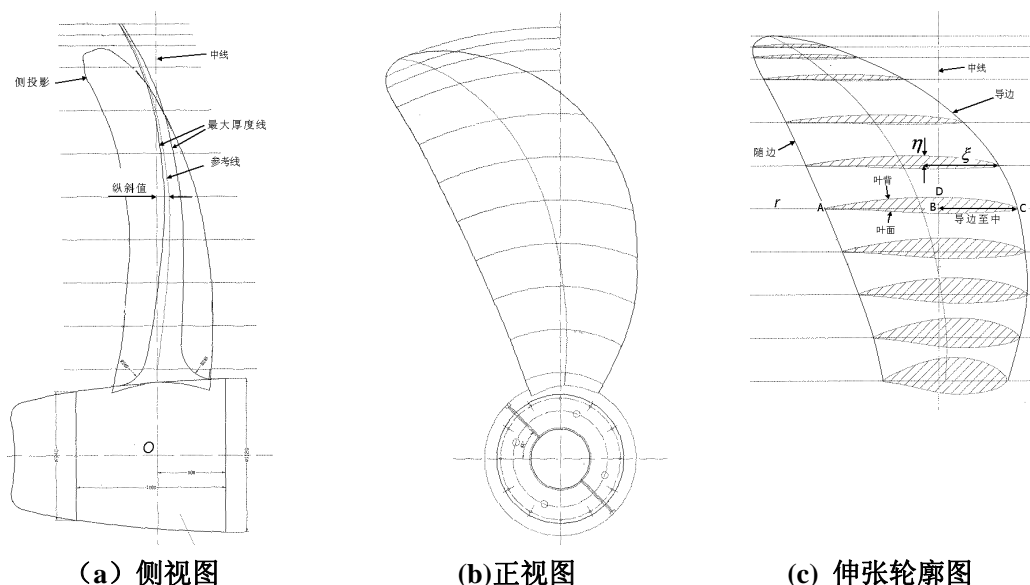


图 1 螺旋桨的视图

螺旋桨叶片在不同半径处的剖面形状（即图 1 (c) 中的各个剖面）由型值表给出。型值表是由导边（根据图纸不同也可以是随边、中线）量起弦向距离为  $\xi$  处的页面型值和叶背型值  $\eta$ 。 $\xi$ 、 $\eta$  的含义已在图 1 (c) 中标出。螺旋桨型值表（一个剖面）类似于表 1 的形式。

表 1 某螺旋桨某一剖面的型值表

|                  |   |     |     |     |     |     |       |     |     |     |     |     |     |
|------------------|---|-----|-----|-----|-----|-----|-------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 从导边量起的弦向距离 $\xi$ | 0 | 10  | 20  | 30  | 50  | 100 | 300   | 500 | 600 | 700 | 900 | 940 | 950 |
| 叶背型值 $\eta$      | 0 | 20  | 50  | 80  | 120 | 140 | 141   | 140 | 130 | 110 | 50  | 30  | 3   |
| 页面型值 $\eta$      | 0 | -20 | -35 | -45 | -64 | -75 | -74.2 | -70 | -55 | -40 | -11 | -7  | -3  |

除了型值表，螺旋桨还有一些重要的形状参数，其中主要有导边至中  $a$ （或随边至中  $b$ ）、螺距  $P$ 、纵斜值  $b$  对螺旋桨空间造型起作用。螺旋桨形状参数表（一个剖面）类似于表 2 的形式。

表 2 某螺旋桨的半径为 900mm 处剖面的形状参数表

| 半径 $r$ | 最大厚度 | 叶片宽度 | 导边至中 $a$ | 随边至中 $b$ | 侧斜长度 | 螺距 $P$ | 纵斜值 $b$ | 导边圆弧半径 |
|--------|------|------|----------|----------|------|--------|---------|--------|
| 900    | 210  | 1080 | 590      | 470      | 60   | 4300   | 38      | 20     |

螺旋桨几何建模所需坐标系为，以中线和桨毂中心线交点  $O$ （图 1 (a) 中的  $O$  点）为原点的圆柱坐标系  $(R, \theta, z)$ 。其中  $z$  轴沿桨毂中心线指向叶面一侧， $R$  即半径方向， $\theta$  以垂直向上为起点，并与  $z$  轴满足右手螺旋法则，如图 2 所示。

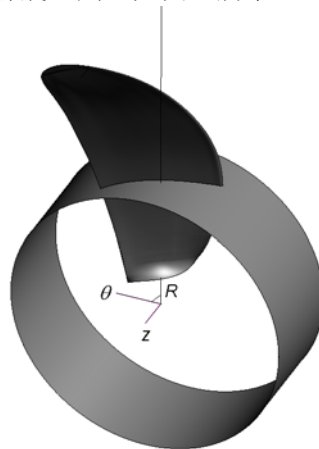


图 2 坐标系的建立

当一个  $R = r$  的圆柱面与螺旋桨叶片相交，将得到一个弯曲剖面，如图 3 所示。图 1 (c) 中所给出的剖面即各个半径下弯曲剖面展平后的形状。因此图 1 (c) 中  $A$ 、 $B$ 、 $C$ 、 $D$  点分

别对应图 3 中的  $A'$ 、 $B'$ 、 $C'$ 、 $D'$  点。其中螺旋线  $A'B'C'$  的螺距为叶片在半径  $r$  下的螺距  $P$ 。

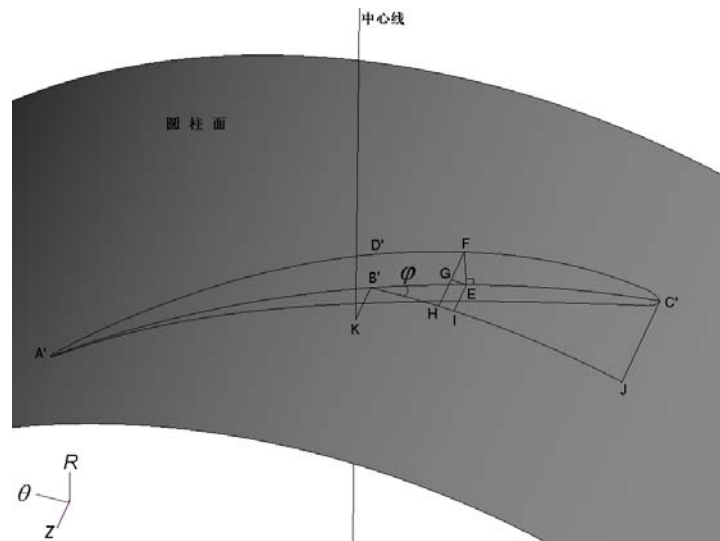


图 3 空间中的叶片剖面

在已有型值表和参数表的情况下，不难得到曲线  $A'B'C'$  上各点的圆柱坐标值。

螺旋桨建模需要做到几何模型能够表现叶片的曲线几何形状和厚度变化以及叶根处圆角的几何形状。通过连接各  $r$  处的剖面，即可生成叶片几何体。完成形状规则的桨毂的绘制后，在连接处圆角的半径满足侧投影所给值的条件下，通过光顺的曲面连接叶片和桨毂。至此即完成螺旋桨的几何造型。

本文以某冰区加强的螺旋桨为例建立了几何模型，如图 4、5 所示。本螺旋桨为 4 叶片桨，因此图中模型为整个螺旋桨的四分之一。在临近叶根部分，桨毂需要远离叶根延伸一定的范围。



图 4 螺旋桨桨叶几何结构



图 5 螺旋桨桨叶几何结构（俯视图）

## 2.2 有限元网格的划分

由于螺旋桨叶片主要受弯曲载荷，因此沿整个叶片厚度将产生非恒定的应力分布。在分析冰区加强螺旋桨叶片的应力时，常规应力分析法使用梁理论，能处理翘曲应力；还有一种分析法使用粗壳单元(coarse shell elements)，能粗略表现叶片厚度变化，但这两种方法得到的结果都不能达到本文强度校核中所需要的精度。

为了能够表现出结构的复合三维应力状态，并达到可接受的精度，本螺旋桨的划分网格采用了 4 节点四面体形的空间体单元。叶片最薄区域沿叶片厚度方向至少划分 2 个体单元，并且保持单元形状良好。这样就能保证应力计算结果有充分的精确度，为极限强度分析提供可靠结果；保证在靠近叶片根部区域几何形状迅速变化的地方局部峰值应力具有良好的准确性，为后续的疲劳评估提供可靠的应力结果。图 6 为本螺旋桨的四面体网格划分情况。本模型的单元数为 818488，节点数为 155740。

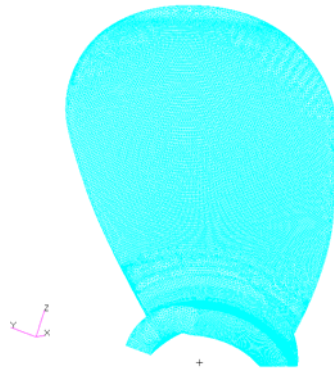


图 6 螺旋桨的四面体网格划分

### 3 螺旋桨叶片极限强度直接计算分析

本文采用文献[10]所给出的设计载荷和许用应力衡准对此螺旋桨进行极限强度校核。

#### 3.1 计算载荷与计算工况

本论文所验证的螺旋桨为调距桨，需要计算表 3 中的 4 个载荷工况。载荷方向与叶片表面的方向垂直。其中船舶寿命期内正转撞击冰块时桨叶受到的最大向后弯曲力  $F_b$ 、船舶寿命期内螺旋桨正转撞击冰块时桨叶受到的最大向前弯曲力  $F_f$  的具体计算公式较为复杂，可以参考文献[10]。

表 3 螺旋桨叶片的载荷工况

|        | 力         | 受力区域  |
|--------|-----------|---|
| 载荷工况 1 | $F_b$     | 在叶片吸力面上，对从 $0.6R$ 到叶梢并从导边延伸 $0.2$ 倍弦长的区域，均匀施加的压力。 |
| 载荷工况 2 | $50\%F_b$ | 在叶片吸力面上，对 $0.9R$ 以外的螺旋桨的叶梢区域，均匀施加的压力。             |
| 载荷工况 3 | $F_f$     | 在叶片压力面上，对从 $0.6R$ 到叶梢并从导边延伸 $0.2$ 倍弦长的区域，均匀施加的压力。 |
| 载荷工况 4 | $50\%F_f$ | 在叶片压力面上，对 $0.9R$ 以外的螺旋桨的叶梢区域，均匀施加的压力。             |

#### 3.2 模型边界条件

如图 7 所示，四分之一螺旋桨实际结构受到的约束包括周围结构对它的弹性约束（位于 A、B 面上）和桨轴的接触约束（位于 C 面上）。经过计算验证，当 A、B 面不做约束，而只有 C 面约束时，桨毂附近的应力较 3 个面全部约束时稍高，结果更保守。因此边界条件为仅约束桨毂与桨轴的接触面 C 上的所有节点线位移。

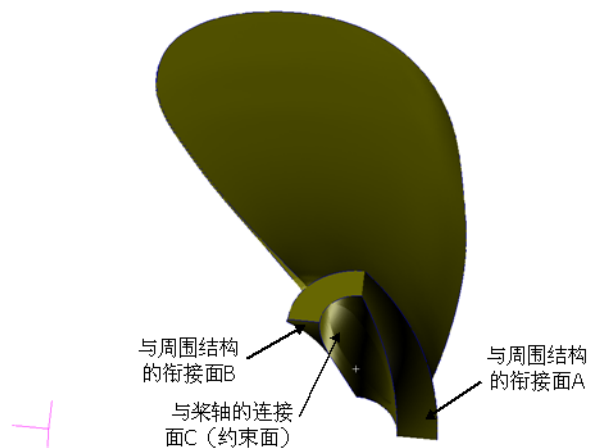
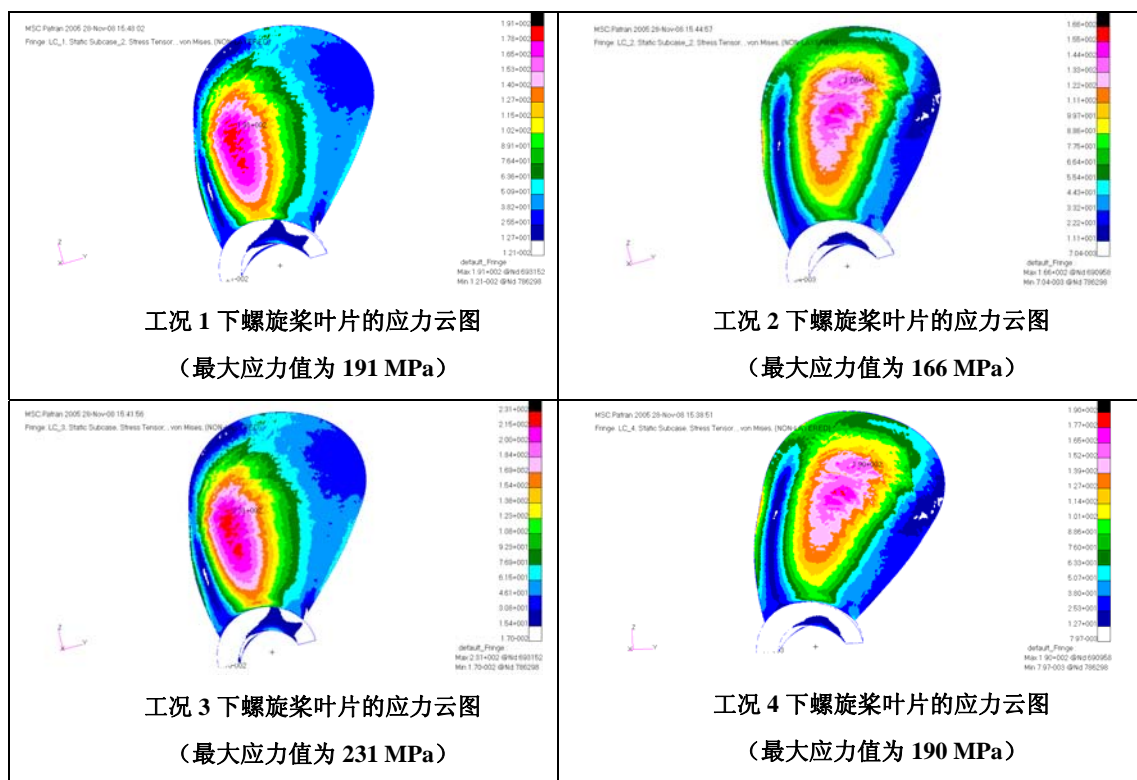


图 7 四分之一螺旋桨的 3 个接触面

### 3.3 有限元计算应力云图

根据上述载荷工况和边界条件，本文对螺旋桨有限元模型进行了计算，表 4 为各工况下螺旋桨直接计算结果应力云图。

表 4 各工况下螺旋桨直接计算结果应力云图



### 3.4 极限强度校核

叶片的极限强度需满足下列衡准条件

$$\frac{\sigma_{ref2}}{\sigma_{st}} \geq 1.5 \quad (1)$$

式中：

$\sigma_{st}$  ——设计载荷的计算应力（Von Mises 等效应力）

$\sigma_{ref2}$  ——参考应力，定义为：

$$\sigma_{ref2} = 0.7 \cdot \sigma_u \text{ 或}$$

$$\sigma_{ref2} = 0.6 \cdot \sigma_{0.2} + 0.4 \cdot \sigma_u, \text{ 取较小者。}$$

$\sigma_{0.2}$  —— 叶片材料的屈服强度，MPa

$\sigma_u$  —— 叶片材料的抗拉强度，MPa

考虑到本文所给出的螺旋桨的制造材料为镍铝青铜，表 5 给出了本螺旋桨各工况下极限强度计算结果汇总表。由表 5 可以知，本螺旋桨极限强度的安全系数均满足式（1）的要求。同时也可以看到，文献[10]所给出的极限强度衡准是合理的。

**表 5 极限强度计算结果汇总表**

| 所属工况 | $\sigma_{st}$<br>( MPa ) | $\sigma_{ref2}$<br>( MPa ) | $\sigma_{st}/\sigma_{ref2}$ | 许用安全系数 | 是否合格 |
|------|--------------------------|----------------------------|-----------------------------|--------|------|
| 1    | 191                      | 383                        | 2.005236                    | 1.5    | 是    |
| 2    | 166                      | 383                        | 2.307229                    | 1.5    | 是    |
| 3    | 231                      | 383                        | 1.658009                    | 1.5    | 是    |
| 4    | 190                      | 383                        | 2.015789                    | 1.5    | 是    |

## 4 螺旋桨叶片疲劳强度直接计算分析

本文采用文献[10]所给出的设计载荷和衡准对此螺旋桨进行疲劳强度校核

### 4.1 结构模型

本螺旋桨的叶片疲劳强度直接计算所采用的坐标系、有限元结构模型、边界条件等与极限强度直接计算分析完全相同。螺旋桨叶片的疲劳设计基于船舶营运寿命期内的估算载荷分布和叶片材料的 S-N 曲线，等效应力循环次数为  $1 \times 10^8$ 。

### 4.2 疲劳强度校核衡准

螺旋桨疲劳强度需满足下列衡准条件

$$\frac{\sigma_{fl}}{\sigma_{fat}} \geq 1.5 \quad (2)$$

式中：

（1） $\sigma_{fl}$  ——叶片材料的典型疲劳强度，MPa，定义如下：

$$\sigma_{fl} = \gamma_{\varepsilon} \cdot \gamma_v \cdot \gamma_m \cdot \sigma_{exp} \quad (3)$$

式中：

$\sigma_{exp}$  —— 海水中应力循环次数达到  $10^8$  后即失效所对应的叶片材料平均疲劳强度；

$\gamma_{\varepsilon}$  —— 散布和试样尺寸影响的折减系数；

$\gamma_v$  —— 交变载荷的折减系数；

$\gamma_m$  —— 平均应力的折减系数。



折减系数如无实际值，可取  $\gamma_{\varepsilon}=0.67$ ， $\gamma_v=0.75$ ， $\gamma_m=0.75$ 。

(2)  $\sigma_{fat}$  ——  $10^8$ 应力循环次数的冰载荷等效疲劳应力幅值，MPa，定义如下：

$$\sigma_{fat} = \rho \cdot (\sigma_{ice})_{max} \quad (4)$$

式中：

$(\sigma_{ice})_{max}$  ——所研究位置的叶片向前和向后的设计载荷产生的主应力幅值的平均值，MPa。定义如下：

$$(\sigma_{ice})_{max} = 0.5 \cdot ((\sigma_{ice})_{fmax} - (\sigma_{ice})_{bmax}) \quad (5)$$

$(\sigma_{ice})_{fmax}$  ——向前载荷产生的主应力；

$(\sigma_{ice})_{bmax}$  ——向后载荷产生的主应力。

(3)  $\rho$  —— 疲劳折减系数，将最大应力幅值与  $10^8$ 应力循环次数的等效疲劳应力相关联。由于本文选取了单、双斜率SN曲线同时进行疲劳强度分析。在两种情况下  $\rho$  的具体计算方法篇幅较长，不再引述，可以参考文献[10]。

(4) 由于冰区加强螺旋桨叶片所受到的平均循环应力为拉应力，且相关事实表明该应力为60MPa左右。所以在进行疲劳分析时选取平均应力为60MPa的疲劳特征值。本螺旋桨的制造材料在2种平均应力下的螺旋桨疲劳特征值如表6所示。

表 6 本螺旋桨在平均应力为 0 或 60 MPa 时的疲劳特征值

| 材料                  | $\sigma_{exp}$ (MPa) | $\sigma_n$ (MPa)<br>平均应力为 0 MPa | $\sigma_n$ (MPa)<br>平均应力为 60 MPa |
|---------------------|----------------------|---------------------------------|----------------------------------|
| 镍铝青铜 (Ni Al Bronze) | 110                  | 55                              | 41                               |

### 4.3 疲劳强度校核结果

螺旋桨桨叶的疲劳强度校核位置为叶片根部。校核时，工况 1 和工况 3、工况 2 和工况 4 作为一组进行  $(\sigma_{ice})_{fmax}$  和  $(\sigma_{ice})_{bmax}$  的计算。分别采用单、双 SN 曲线对螺旋桨叶片进行疲劳强度校核的结果如表 7 所示。

表 7 疲劳强度分析结果汇总表

| SN 曲线的选取  | 组合<br>工况 | $(\sigma_{ice})_{fmax}$ | $(\sigma_{ice})_{bmax}$ | $(\sigma_{ice})_{max}$ | $\rho$   | $\sigma_{fat}$ | $\sigma_n$ | $S = \sigma_n / \sigma_{fat}$ | 是否满足<br>平衡准 |
|-----------|----------|-------------------------|-------------------------|------------------------|----------|----------------|------------|-------------------------------|-------------|
| 双斜率 SN 曲线 | 1 和 3    | 161                     | 167                     | 164                    | 0.137734 | 22.50          | 41         | 1.822                         | 是           |
| 单斜率 SN 曲线 | 1 和 3    | 161                     | 167                     | 164                    | 0.134748 | 22.10          | 41         | 1.850                         | 是           |
| 双斜率 SN 曲线 | 2 和 4    | 109                     | 93.4                    | 101.2                  | 0.133511 | 13.46          | 41         | 3.046                         | 是           |
| 单斜率 SN 曲线 | 2 和 4    | 109                     | 93.4                    | 101.2                  | 0.134748 | 13.64          | 41         | 3.007                         | 是           |

由表 7 可知，采用 2 种 SN 曲线所得的校核结果都满足式 (1) 的平衡准要求，并且 2 种计算结果相差细微。由校核结果还可以看出，文献[10]所给出的疲劳分析方法是合理的。

另外，由于采用两种 SN 曲线进行疲劳分析所得结果相差不大，鉴于文献[10]中建议在进行疲劳分析时采用双斜率 SN 曲线，因此建议螺旋桨疲劳分析模块将采用双斜率 SN 曲线。

## 5. 结论

本文对螺旋桨的空间几何造型进行了研究，对螺旋桨的空间几何建模研究了一套方法，根据文献[10]，对冰区加强螺旋桨桨叶极限强度和疲劳强度进行了分析，主要结论如下：

(1) 对螺旋桨的空间几何建模研究了一套方法，实现了空间有限元建模。

(2) 根据文献[10]所给出的载荷和衡准对冰区加强螺旋桨桨叶的极限强度和疲劳强度进行了实例计算, 为未来的软件开发提供了计算实例。同时校核结果说明了文献[10]所给载荷计算方法和强度衡准的合理性。

(3) 本文为中国船级社有关的软件开发工作提供了一定基础。

## 参考文献

- [1] 王国强, 盛振邦. 船舶推进. 上海, 上海交通大学出版社. 1995.
- [2] 高同兵, 杨祥玮. 船用螺旋桨模拟显示与自动制造. 船海工程. 2002 年第 2 期.
- [3] 船舶结构设计手册——总体分册. 国防工业出版社. 2000.
- [4] 中国船级社. 钢质海船入级规范 (2006).
- [5] 陈火红, 祁鹏. MSC.Patran/Marc 培训教程和实例. 北京, 科学出版社. 2004.
- [6] 中国船级社. 船体结构疲劳强度指南 (2007).
- [7] IACS UR I3 Rev.2 Draft to IACS INDEX.
- [8] Gary Marquis, Keijo Koski, Pekka Koskinen. Fatigue Design Methodology for Propeller Operating in Ice.
- [9] Pekka Koskinen, Robin Browne, Lasse Norhamo, Geir Magne Bakken. IACS Unified Requirements for Polar Ships Background Notes to "Blade design" version 2.0.
- [10] Proposal for the Finnish-Swedish Ice Class Rules for Propulsion Machinery.
- [11] Verification of the new Finnish Swedish ice class rules for propulsion machinery.
- [12] Robin Browne, Lasse Norhamo. IACS Unified Requirements for Polar Ships Background Notes to "Propeller Ice Interaction Loads".