(昭和 56 年 11 月 日本造船学会秋季講演会において講演)

氷海商船用プロペラ強度の実験的研究

(第 2 報 静的荷重試験と FEM 解析)

正員 岡 本 洋* 正員 野 沢 和 男**
 正員 川 上 肇*** 正員 吉 川 孝 男***
 山 本 文 雄**** 飯 塚 一 雄**

Experimental Study on Propeller Ice Interaction for Ice Breaking Merchant Ship
 2nd Report Static Load Test and FEM Analysis

by Hiroshi Okamoto, *Member* Kazuo Nozawa, *Member*
 Hajime Kawakami, *Member* Takao Yoshikawa, *Member*
 Fumio Yamamoto, Kazuo Iizuka

Summary

In the previous report, the authors carried out impact test and a milling test by use of a propeller model designed for a high powered icebreaking merchant ship of Arctic Class 7 and above and made clear propeller ice loads in various propeller-ice interacting conditions.

In this report, the authors study the behaviour of stresses caused to the propeller by these ice loads by carrying out a static load test using FPP and CPP models of 1.1 m diameter and also FEM analysis. From this, the authors experimentally and theoretically clear stress level and strength order of each component of the propeller and obtain useful data for designing propellers for ice breaking merchant ships. At the same time, problems concerning application of FEM in development of such propellers are found.

1 緒 言

氷海を航行する船舶のプロペラは、氷塊との接触によって、衝撃およびミーリング荷重を受ける。これらの氷荷重は、通常の船舶のプロペラ流体力に比べて、氷の破壊現象を伴うために極めて複雑な大荷重となるとともにプロペラ翼への荷重の作用の仕方かなり異なったものとなる。このために、今までに多数の砕氷船のプロペラの損傷事例が報告されてきており、USCG Polar Star の CPP 損傷もその典型的事例の 1 つといえる。

Polar Star の損傷の概要は下記の通りである¹⁾。即ち、本船は 1975 年に建造された Arctic Class 6, Lpp; 122 m で 3 軸 CPP をもつ CODOG 方式の砕氷船で、氷海航行時には最高各軸 20,000 馬力を発生しうるガスタービンを装備している。本船の CPP は 1976~1979 年の北極および南極の氷海中のオペレーションにおいて、①

変節リンクの破壊あるいは曲損、②同リンクの球面ベアリングの亀裂、焼付、③翼角変節用アクチュエイティングロッドの破壊等を起した(なお、Fig.1 の CPP 内部機構の概念図を参照されたい)。これらの損傷原因は、翼にかかった極めて大きな氷荷重が翼変節機構に伝わり、衝撃あるいは疲労破壊を生じたものと考えられている。その後、各部の強度を 2~5 倍と強化することにより一応の解決を見ているが、本プロペラ損傷例は氷荷重の把握と、これを考慮したプロペラ強度設計の重要性を再認識させた。

近年、北極海域における石油、ガスの開発に関連して Arctic Class 7~10 の砕氷能力をもつ大型高馬力の氷海商船の研究が SR 186²⁾等を始めとして活発に進められつつあるが、これらのプロペラと氷の相互干渉はさらに過酷なものと予想され、このために大型氷海プロペラの強度設計法の確立のための研究の必要性が増加している。この目的のため、著者らはプロペラにかかる氷荷重と、これがプロペラ各部材の強度に及ぼす影響を調査した。このうち、前者については、第 1 報³⁾において FPP および CPP 模型に働く衝撃荷重およびミーリング荷重

* 川崎重工業(株)船舶事業本部技術室

** 川崎重工業(株)船舶事業本部神戸設計部

*** 川崎重工業(株)技術研究所強度研究室

**** 川崎重工業(株)機械事業本部流体機械設計部

を実験的に求めた。本報告はこれらの氷荷重を翼に作用させた時に翼、フランジ、ボルトおよび翼変節機構の各部材に生ずる応力レベルとその順位を詳細に把握することを目的として、大型模型プロペラを用いて実施した静的荷重試験および FEM 解析に関するものである。即ち、静的荷重試験においては、直径 1.1 m の 4 翼組立式 FPP および CPP の 2 個の模型プロペラと荷重試験装置を製作し、種々の荷重条件における応力、変形を計測した。また、FEM 解析においては、実験条件に対応した解析を行い実験結果と比較するとともに、種々の複雑な分布荷重等特殊な荷重条件下における応力レベルを計算した。通常の船用プロペラ翼の FEM 解析については著者らの論文⁴⁾を始め、多くの実例があり、応用性が確認されている。しかし、氷海プロペラのように極めて厚翼かつ幅広であるのみならず、CPP の変節機構のように、多くの部材が接触して構成されている物体への FEM の応用を論じた文献はあまり見あたらないようであり、氷海プロペラ開発への FEM の応用性の検討も本研究の目的の 1 つとした。

2 供試プロペラと荷重荷重の設定

2.1 供試プロペラ

実験に使用した FPP および CPP の要目を Table 1 に示す。また、CPP の形状を Photo. 1 および 3 に示す。これらのプロペラは第 1 報の氷荷重試験で使用したプロペラと同じく、Arctic Class 7、1 軸 60,000 馬力相当の氷海商船用として設計された直径 8 m のプロペラと相似な形状をもつ直径 1.1 m (スケール比 1/7.27) のプロペラであり、ニッケルアルミ青銅製である。この寸法はプロペラ各部材、特に CPP 内部の詳細な応力計測が可能となるように選ばれた。FPP はハブ比 0.36 の組立式プロペラである。一方、CPP は翼変節機構の全てを実機と相似としたハブ比 0.4127 をもつプロペラで、ハブ比は Polar Star の損傷事例を参考にして、内部機構の強度寸法を上げうるように、やや大きく選定された。さらに翼角はアクチュエーティングロッド (Actuating Rod) の前後移動により $-20^{\circ} \sim +30^{\circ}$ の範囲にわたって

Fig. 1 CPP mechanism (1. Propeller blade, 2. Blade flange, 3. Blade trunnion, 4. Crank ring, 5. Blade bolt, 6. Link, 7. Actuating rod, 8. Servomotor piston, 9. Propeller hub, 10. Propeller cap)

自由に変節できる構造となっている。Fig. 1 の CPP の概念図から明らかなように、翼にかかる氷荷重は翼フランジ、ボルト、翼軸 (Trunnion)、クランクリング (Crank Ring)、リンク (Link) を経て、サーボモーターピストン (Servomotor Piston) に固定されたアクチュエーティングロッドに伝達される。これら各部材に発生する応力の把握が強度設計に重要となる。

2.2 荷重荷重の設定

荷重荷重としては氷荷重、遠心力、流体力がある。以下、これらに関する考え方を述べる。

(1) 氷荷重

第 1 報で述べたように、プロペラに流入する氷塊の大きさに応じて、衝撃荷重 (Impact Load) およびミーリング荷重が生じる。このうち、プロペラに重大な損傷を

Photo. 1 CPP blade and strain gage

Table 1 Particulars of model propellers

Kind	FPP	CPP
No. of Blade	4	4
Propeller Dia	1100 mm	1100 mm
Hub Ratio	0.36	0.4127
Pitch Ratio	0.685	0.667
Expanded Area Ratio	0.85	0.65
Blade changing range	—	$-20^{\circ} \sim +30^{\circ}$
Blade Section	KHI Modified	MAU
Material	AlBC 3	AlBC 3

与える可能性があるのはミーリング荷重であり、特にプロペラの回転が停止した状態で生ずるドラッキング荷重 (Dragging Load) は最も過酷となる。まず、これについて述べる。

④ ミーリング荷重

第1報に示したように、ミーリングによってプロペラ翼が氷からうける翼曲げモーメントは、概略

$$M_b = C \sigma_c A l_e \quad (1)$$

となる。ここで、

C: プロペラピッチ面に対する氷の流入角 α_i に依存する係数

σ_c : 氷の圧縮強度

A: 氷の翼面最大接触面積で氷カット深さに依存する

l_e : A の重心からモーメント計算点までの距離

このように、翼面にかかる荷重 M_b/l_e の大きさは、C, σ_c , A の値に直接依存するので、プロペラ氷荷重の設定にあたっては、これらの値の選定が重要となる。以下にこれを考察する。

〈氷の圧縮強度: σ_c 〉

北極海の海氷の標準値として 25 kg/cm² を考える。

〈翼曲げモーメント係数: C〉

C 値は α_i に対して略 sine 曲線状に大略 0~±1.5 の間を変化している。このうち、プロペラ回転数の高い状態で起る純然たるミーリングモードでは約 C=0.75, プロペラ回転数が零時に起るドラッキングモードでは、その2倍の約 C=1.5 となり、荷重が2倍となる。この C 値の選定については CPP と FPP で考え方を異にする必要がある。即ち、CPP は船体の前後進運動を問わず、常に一定方向にかつ一定に近い回転数で回転しているため、主機が氷荷重によって Stall しない充分なトルクの余裕をもっていさえすれば（これは碎氷船の主機馬力設定の必要条件であるが）、プロペラ回転数“零”のドラッキングおよびこれに近い現象は生じ得ない。このため CPP については、ミーリング時の係数 C=0.75 を選定することとした。

一方、FPP については、たとえトルクの余裕はあっても、ラミング時等の前後進過渡状態においては時間の長短はあれ、必然的にプロペラ回転数“零”の状態を生ずるために、ドラッキング荷重を生ずる確率が多い。事実、この状態でのプロペラ損傷を論じた文献が多く⁷⁾、従って、FPP ではドラッキング時の係数 C=1.5 を採用するのが妥当であろう。

〈氷カット面積: A〉

氷カット深さ（以下、翼長（プロペラチップからハブまでの長さ）に対する氷カット深さの % で示す）が増加すると、A が増加して氷荷重を直接的に増加させるので、この合理的設定が望まれる。しかし、プロペラに流

入する氷塊の大きさは極めて不確定であり、前述までの要素のように一概に決めることは不可能である。これらについては氷海水槽による模型試験および実船試験によるデータの集積が必要とされるが、ここでは次のような考え方によった。即ち、本研究で対象とする Lpp: 350 m 程度の氷海商船では、吃水が 15~20 m 程度とかなり深くなり、氷塊の潜水深度上有利となること、またプロペラ直径と配置に関しては、当然、氷厚および船体とプロペラの間隙を十分考慮して設計されるはずであること等から、100% 氷カット深さの状態が起る確率は極めて低くなるものと考えられる。そこで、最も過酷な 100% 氷カット荷重はプロペラ部材の破壊応力との大小を論ずる最大荷重と考え、ここでは 50% 氷カット荷重を部材の降伏応力等を論ずる最大荷重として設定した。以下に各状態における翼面垂直負荷荷重を示す。

氷カット深さ	モ ー ド	FPP (ton)	CPP(ton)
100%	ドラッキング	3910*(74)**	—
50%	"	1670 (32)	—
100%	ミーリング	1805 (34)	1365 (26)
50%	"	835 (16)	638 (12)

* 実機対応, ** 模型対応

これから、FPP および CPP の模型負荷荷重をそれぞれ 32 ton, 12 ton と考える。

最後に、翼面上の氷荷重とプロペラ回転翼角との関係を考える。Fig. 2 に氷荷重分布の面積および位置とプロペラ翼角 θ との関係を示した。たとえば、75% 氷カット時に翼の前縁が氷に接触しはじめてから氷を離れるまでの $\theta = -77^\circ \sim +80^\circ$ の間で

○氷カット面積 A が大きく変化する。

○A の領域は翼前縁から後縁へと大幅に移動し、極端な偏心分布荷重となる場合がある。

○氷カット深さの増加とともに、2翼が氷に同時に接触する場合を生じ、大きな軸曲げモーメントを生じる原因となる。

Fig. 2 Ice cutting area vs propeller rotating angle

Fig. 3 Additional ice impact torque

通常の船用プロペラの場合の強度設計においては、船尾不均一伴流による翼面変動荷重があっても、荷重中心（揚力分布の中心）は、ほぼ、 $r/R=0.7$ で、かつ最大翼厚線付近に限定されるため⁴⁾、翼の偏心曲げをほとんど考慮する必要がなかったが、氷海プロペラの場合は上述のことがらより、荷重点を翼弦方向に大幅に変化させた場合の応力分布の把握が必要となる。このため後に示す Fig. 5 のように荷重点を翼弦に沿って変化させた実験および Table 4 に示すような分布荷重を与えた計算が行われた。なお、実験では集中荷重のみとし、FEM では集中荷重および分布荷重の両方を行った。

⑤ 衝撃荷重

プロペラがその回転方向に氷塊による衝撃荷重を受けたときの翼面応力を FEM 解析するために、衝撃荷重の設定を下記の通り行った。

Fig. 3 に第 1 報で実施した衝撃試験から実機換算して求めたプロペラ軸に付加される衝撃トルク変動振幅を示す。このトルクはプロペラ 1 翼と氷との接触に基因するものであるから、翼トルクと考えても良い。この図によると、プロペラ回転数 $N=100$ rpm 付近の衝撃トルクは、オープン中の流体トルクを Q_h とすれば、FPP にて $2 \times Q_h$ 、CPP にて $4 \times Q_h$ 程度となる。 $Q_h=350$ t-m とし、衝撃点の位置を実験時の観測から半径 $0.90R$ あるいは $0.78R$ の翼前縁あるいは後縁とすると、実機プロペラ翼にかかるべき荷重はそれぞれ 195 ton, 225 ton となる。このようにして求められた荷重は、第 1 報 (5) 式～(7) 式に示すように、動的最大応答 x_{max} と等価な静的荷重 F_{max} となっているから、これを翼面に静的に付加することにより、動的翼面応力の最大値が求められることになる。このような考え方により、上述の荷重をプロペラ回転面内で、かつ翼前縁、後縁

に対して直角に負荷した。

(2) 流体力

本プロペラのボラード状態での平均最大推力およびトルクは、それぞれ 390 ton, 350 t-m 程度である。これから一翼の翼面にかかる流体合力は 102 ton となる。負荷実験にて応力が等価となる模型荷重は 2 ton となる。これは FPP の 50% ドラッキング時の氷荷重 32 ton の約 6% となり、かなり小さい。

(3) 遠心力

同じくボラード状態のプロペラ回転数 $N=110$ rpm におけるプロペラ翼にかかる遠心力は、実機で 500 ton, 模型で 9.5 ton となり、前述の FPP の 50% ドラッキング荷重の約 30% の大きさとなる。負荷試験ではプロペラ先端に特別な治具を設けて荷重をかけた。

3 静的負荷試験

静的負荷試験を行うために、負荷装置を設計、製作した。次に、これを使用したプロペラ翼取付ボルトの締付力選定等のための予備試験が行われ、続いて応力試験が実施された。

3.1 負荷装置

プロペラ翼に氷荷重、流体力および遠心力に相当する荷重を負荷するために、Fig. 4 および Photo. 2 に示すような静的負荷装置を製作した。

この装置の大きさは全幅 3.6 m, 全高さ 2.5 m で、FPP および CPP のいずれにも使用できるよう設計されており、負荷装置本体、翼面負荷ユニット、遠心力負荷ユニットおよび油圧装置から構成されている。負荷装置本体は上部、下部定盤およびプロペラ据付台座より構成されており、プロペラは圧力面を上面にした姿勢でプロペラ軸取付ボルトにて据付台座に固定される。CPP の翼角は台座中央を貫通しているアクチュエーティングロッドの上下動によって容易に変節できる。負荷ユニット

Fig. 4 Static load testing machine

Table 2 Measuring items of static load test

Parts	C P P		F P P		Remarks
	No. of gage	Kind of gage	No. of gage	Kind of gage	
Blade	62	3 Element rosette	62	3 Element rosette	
Blade flange	23 (5)	3 Element rosette, uniaxial	26 (6)	3 Element rosette uniaxial	() Uniaxial gage
Blade bolt	4*	"	4*	"	* per bolt
Propeller hub	54 (5)	3 Element rosette, stress concentration	8	3 Element rosette, stress concentration	() Stress concentration gage
Propeller cap	7	2 Element rosette			
Blade trunnion	7	Stress concentration	-		
Crank ring	9	3 Element Rosette	-		
Link	4	Uniaxial	-

Photo. 2 Static load testing machine

は翼の圧力面および背面の任意の位置を荷重できるような治具によって上部および下部定盤に取付けられ、油圧ラムとロードセルを介して翼面を荷重するようになっている。遠心力荷重ユニットは翼のスピンデル軸方向に4翼同時に同一荷重が荷重でき、氷荷重による翼の撓みをローラー軸受とバネによる機構で逃がすように工夫されている。油圧ユニットは氷荷重と流体力等翼面荷重用の油圧ラム4本と遠心力用油圧ラム4本、およびこれらに油圧を供給するためのポンプから構成される。

3.2 計測方法

(1) 計測項目と計測点

荷重装置によってプロペラに加えた荷重の大きさをロードセルで調整しつつ、プロペラ各部の歪を歪ゲージで計測した。また翼面の撓みを変位計で計測した。歪計測箇所、計測点数および使用ゲージの種類を Table 2 に示す。歪ゲージ貼付後の CPP 模型を Photo. 1, 3 に示す。

Photo. 3 CPP model

(2) 翼角と荷重方向 氷荷重の方向はラミング等の前後進操船状態によって変る。これを考慮して CPP については、下記の4状態の荷重試験を行った。

- (a) 前進基準ピッチ (翼角 $AB=17.8^\circ$) で背面荷重
- (b) 後進ピッチ ($AB=\ominus 20^\circ$) で圧力面荷重
- (c) 前進基準ピッチ ($AB=17.8^\circ$) で圧力面荷重
- (d) 後進ピッチ ($AB=\ominus 20^\circ$) で背面荷重

FPP については (a) と (c) の計測が行われた。

(3) 荷重位置と荷重の大きさ 実験では集中荷重のみ考慮した。CPP の場合の荷重作用位置は Fig. 5 に示すように、氷カット深さ 75% の状態で翼回転角を $0^\circ, \pm 45^\circ, \pm 50^\circ$ と 5 種類変化させた時の重心として A, B, C, F, G 点とした。各点での荷重の大きさは最大 12 ton とし、それ以下を 4 段階に分けて荷重し、プロペラ各部の応力、変位の変化を計測した。また、FPP の氷荷重は第 2 章にて 32 ton と設定されたが、部材の塑性変形等の恐れがあったため、最大 20 ton

Fig. 7 CPP model for FEM

F_I および遠心力 F_C が作用すると、これらの部材の各接触面では、各部の変形により、すき間が生じ完全には一体として挙動しない。プロペラとハブの接触面(Fig. 7の斜線部)についても同様である。

このような接触部をもつプロペラの応力解析を精度よく行うには、以上に述べた各接触部について、接触問題としての取扱いが必要である⁶⁾。接触問題は接触部の境界面にバネを挿入してくり返し計算を行い、引張りを生じたバネを順次取り除くという方法にて取扱った。なお、境界面に挿入したバネのバネ定数は接触する2つの面が一体として挙動するよう十分に大きな値に定めた。

また、CPP 模型全体をまとめて解析すると時間がかかり過ぎるので、下記の考え方に従って分けて計算した。

(1) プロペラ翼の解析

翼面応力は CPP 内部の接触問題に関係しないので、翼、フランジ、トラニオンおよびクランクリングを一体として解析した。さらに、この計算結果は CPP 内部の解析に必要な境界部の外力、および変位条件の設定に使用された。

(2) ハブの解析

Fig. 7 に示すように、氷荷重が作用する翼を含むハブ全体 1/4 のを切り出して、ハブ、トラニオンおよびクランクリング間の接触を考慮した解析を行った。なお、プロペラ翼は $0.45R$ (R : プロペラ半径) より内側の部分のみを考え、この位置に (1) のプロペラ翼解析で得られる節点力を外力として与え、簡略化した。ハブの切出面における拘束条件は、円周方向変位を拘束、半径方向変位は自由、ハブの前面およびクランクリングとリンクの結合点の変位は完全拘束とした。

(3) ボルトの荷重分担の解析

翼ボルトをバネで置換え、翼フランジ、トラニオンおよびクランクリング間のそれぞれの結合面における接触を考慮して解析し、ボルトに作用する力を求めた。ここで、ボルトの初期締付力は等価な節点力 F_B (Fig. 7) として考慮されている。

なお、計算にあたっては、プロペラ荷重については前述のように $r/R=0.45$ 位置における節点力を、またハブとトラニオンおよびクランクリングの接触面では(2)のハブの解析で得られた変位をそれぞれ与えた。

(4) トラニオンの解析

ボルトの荷重分担の解析結果を用い、トラニオンの一部を切り出しズーム解析を行った。

(5) クランクリングの解析

リンクの結合部付近の応力状態を求めるために、クランクリング上面のボルトの中心点の変位を完全拘束し、リンクとの結合点に実験で得られた集中外力を与えて解析した。

以上は CPP についての解析方法であるが、FPP についてもフランジ、ボルトおよびハブ等の応力解析が同様の考えで進められた。

4.2 計算条件

CPP および FPP の静的負荷試験について次の荷重ケースの解析を行った。

ケース 1: 背面に氷荷重のみが作用する場合。

ケース 2: 圧力面に氷荷重が作用し同時に遠心力が作

Fig. 8 CPP mesh subdivision for FEM

Table 3 Loading condition of static load test (CPP, FPP)

No. of Case	Kind of Load	Loaded Surface	Loading Point (on G.L.)	Loading Direction	Load (ton)
1	Ice Load	Back	CPP 0.78R	Normal on Blade Surface	CPP 12.0
2	"	Face	FPP 0.76R	"	FPP 20.0
	Centrifugal Force	-	0.975R	Radial Direction	CPP 9.0 FPP 10.0
3	Force Loaded on Crank Ring $F_p = 769 \text{ kg}$				

Table 4 Loading condition for distributed load (CPP, FPP)

No. of Case	Distributed Load	Depth of Ice Cutting	Blade Rotating Angle	
			CPP	FPP
4-1	Pressure on Back Surface 45.5 kg/cm ²	75 %	0°	0°
4-2		"	-45°	-60°
4-3		"	45°	60°
4-4		25 %	0°	0°
4-5		"	-30°	-30°
4-6		"	30°	30°

用する場合。

ケース 3: 翼に振りモーメントが作用する場合。

また、プロペラ翼の解析については

ケース 4: 氷荷重が分布荷重として作用する場合。

ケース 5: 氷荷重が衝撃荷重として作用する場合。
について行った。荷重条件の一部を Table 3 および 4 に示す。

なお、解析プログラムは NASTRAN で、3次元アイソパラメトリック塊体要素およびバネ要素を使用した。要素分割の一例を Fig. 8 に示す。

5 実験結果およびFEM解析結果

静的負荷試験および FEM 解析によって、種々の荷重条件下の結果が得られたが、その主なものについて以下に述べる。

5.1 プロペラ翼

(1) 集中荷重による応力分布

CPP および FPP の背面からそれぞれ 12 ton および 20 ton の大きさの氷荷重のみを作用させた場合の圧力面側の翼面応力について、実験結果と FEM 結果を比較して Fig. 9 に示した (Table 3 ケース 1 に対応)。これによれば主応力の方向は荷重点を向いており、翼中央部付近の主応力の分布形状と大きさについては実験値、FEM 値の両者はほぼ一致している。これから今回採用した翼のメッシュ分割等の妥当性がうかがえる。

翼応力の大きさについて若干の考察を加える。CPP の荷重 12 ton は第 2 章で設定したように、50% 氷カット深さのミーリング時の荷重であるが、最大圧縮応力は Fig. 9 からわかるように約 17 kg/mm² となる。100% ミーリング時の氷荷重は 26 ton であるが、これによる発

Fig. 9 Blade stress distribution (CPP/FPP)

生応力を直線外挿すると 36 kg/mm^2 となる。翼の材質を模型と同じく、ニッケルアルミ青銅とすると、降伏応力および破壊応力は、それぞれ 26 kg/mm^2 , 66 kg/mm^2 程度と考えられる。これを勘案すると、第2章で設定したように、本 CPP は 50% ミーリング荷重を受けても降伏しないこと、また 100% ミーリング荷重を受けても破壊しないことがわかる。FPP についても同様な傾向が得られた。

Fig. 10 は Fig. 9 に示した CPP について半径 $0.45R$, $0.5R$ および $0.6R$ の位置における翼面応力の翼弦方向の分布形状を比較したものであり、実験値と FEM 値は良く一致していることがわかる。圧力面と背面の応力分布の形状および大きさは、ほぼ同程度となっている。

ここで、参考のために、単純梁理論をこのプロペラ翼に適用して応力を算出し、同図中に示すと、背面側の応力が圧力面側に比べて 20~40% 程度大きくなり、上述の実験値および FEM 値と合わないことがわかる。このように、通常の船用プロペラ翼の最大応力値の計算によく使用されてきている梁理論の考え方⁴⁾を氷海プロペラ翼に適用することには問題がある。この原因としては次のように考えられる。即ち、氷海プロペラは通常のプロ

Fig. 10 Comparison of CPP blade stress (Loading point: A back, $0.78R$ on G.L.)

ペラに比べてプロペラハブ比および展開面積比が大きいため、翼がかなり幅広で、翼根がかなりしぼれた形となる。このために実際に荷重を受け持つ有効断面形状は幾何形状に比べて弦長が減少した楕円断面に近づき、ほぼ翼厚の中間に中性軸がくることによるものと考えられる。

以上、FEM 計算値の精度が確認できたので、次に分布荷重に関する計算結果を示すことにする。

(2) 分布荷重による応力分布

Fig. 11 は CPP が 25% 氷カット深さのドラッキングを起した時に、プロペラの回転角 θ とともに変化する翼面応力分布を示したものである。翼背面の氷カット部分には 45.5 kg/cm^2 の様な圧力を負荷した。ただし、この値は(1)式 $C\sigma_c$ のに相当し、 C として計測値の最大値 1.82 が使用された。なお、ミーリング時の応力への換算は計算応力の値を半分

にすれば良い。この結果によると

- (i) 主応力方向はほぼ荷重方向を向いている。
- (ii) 翼が氷に接触し始めた $\theta = -30^\circ$ 、および最大カット時 $\theta = 0^\circ$ での半径方向の応力値はほぼ一様に分布している。
- (iii) しかし、 $\theta = +30^\circ$ 付近に達すると、氷荷重の作用箇所は翼後縁付近

Fig. 11 Blade stress distribution (CPP dragging condition: 25% ice cut)

Fig. 12 Blade stress distribution under impact load (FPP)

に移り、この近傍で最大応力が発生する。これは翼後半部の肉厚が前半部に比べて薄くなっていること、およびプロペラ中心から氷荷重作用個所に向う半径方向の翼厚が最大翼厚分布に比べて薄くなる傾向にあること等に基づく。なお、この傾向は75%氷カット深さの場合についても見られた。

以上、氷海プロペラ翼前後縁付近の応力分布に関する偏心荷重の影響が明らかにされた。

(3) 衝撃荷重による翼面応力分布

Fig. 12 は FPP 翼の前端部および後端部に衝撃荷重と等価な集中荷重が作用する場合の翼面応力を FEM で計算したものである。集中荷重の大きさは、第2章で述べたように、実機にて 195 ton であり、これが $r/R=0.9$ の翼端に直角で、かつ回転面内に作用している。翼前端部に衝撃荷重が作用する場合は、荷重点近傍で最大 4 kg/mm² 程度の応力が生じるが、あまり大きな応力は発生しない。しかし、プロペラが逆転している場合など翼後端部に衝撃荷重を受ける場合は、後縁部の広い範囲にわたり最大 9 kg/mm² のやや大きな応力が生じている。上述の荷重 195 ton は 700 t-m のトルク（ボラード流体トルクの2倍）に対応しているが、このように比較的大きな荷重が作用する場合でも、翼剛性の高い回転方向の荷重であるため、翼全面には大きな応力は発生しない。しかし、この程度の衝撃荷重はかなりの頻度で発生することが予想されるので、繰返疲労強度の見地からの考慮も含め、翼前後端の肉厚を少し厚くする必要がある。

5.2 ハブの応力

Fig. 13-1 は CPP のプロペラ翼の圧力面に氷荷重が作用し、かつ遠心力が作用する場合 (Table 3; 荷重ケース 2) についてハブの外面の応力の計算値と実験値を比較したものである。これによると、開口部周辺の周方向の応力は引張りで、最大応力は実験で 11 kg/mm²、計算

Fig. 13-1 Stress distribution of hub outer surface (CPP : Load case 2)

Fig. 13-2 Stress distribution of hub outer surface (CPP : Load case 1)

で 13 kg/mm^2 程度となっていること等、両者は全般的に良く一致しているといえる。

しかし、氷荷重がプロペラ翼の背面から作用する場合 (Table 3; 荷重ケース 1) については、Fig. 13-2 に示すように、計算値と実験値は余り良く一致しないことが認められた。この原因としては次のように考えられる。即ち、Fig. 7 に示したように、今回の FEM 計算ではハブの $1/4$ を切り出して軸対称変形しか生じないような拘束条件で解析したが、氷荷重が背面から作用する場合には、圧力面から作用する場合に比べてハブに大きな非軸対称変形が生じたためと判断される。精度の良い結果を得るためにはハブ全体の解析が必要であるが、この場合は計算時間が大となることが問題となる。

5.3 その他の部材の応力

その他、翼取付ボルト、トラニオン、クランクリング、リンクおよびプロペラキャップ等の応力についても実験と FEM 解析が行われたが、その概要を述べる。

ボルトに発生する応力の実験値と計算値を比較すると計算値は実験値よりやや低目であるが、良い一致を示すことがわかった。計算値が低目となる理由としては、FEM 解析ではボルト穴の大きさを考慮しなかったために、被締付物であるフランジの剛性を少し高目に評価したものと考えられ、改善の余地が残されている。

トラニオンの応力については、実験値と計算値はほぼ一致しているが、要素分割を細かくしてトラニオンの曲げ変形に対するクランクリングの拘束を正確に考慮すれば、計算精度は向上する。

クランクリングの応力については計算値は実験値よりやや高目であるが、両者の一致度は良いと見なせる。

リンクについては長方形断面をもつ単純な梁であるため、FEM 解析は行わず応力計測のみを行った。これによると 100% 氷カット深さのミーリング状態で発生する最大圧縮応力は 14 kg/mm^2 であった。リンクの材質を模型と同じく鍛鋼とすると、座屈応力は Johnson の式を用いると 45 kg/mm^2 であり、本リンクは十分な座屈強度を有していることがわかった。

最後に、今回の実験で得られた CPP の構成部材の強度順位とこれに関する考察を行う。CPP ではシステムの損傷を最小限に留めるため、各部材の強度順位を考慮して設計する必要がある。Fig. 14 の縦軸は構成部材の名称を示すが、氷海プロペラにおいて要望される強度順位は上から下に向って強度を強化する、いわゆる、ピラミッド形の強度順位となる。横軸に氷荷重負荷時の各部材の発生最大応力とその部材のもつ耐力との比 (Load Factor) をとって示すと、供試 CPP はプロペラハブを除き、大略ピラミッド形となっていることがわかる。ハブについても応力集中部の形状の一部を修正することに

Fig. 14 Pyramidal strength of CPP

より、氷海プロペラとして理想的な強度順位のものを実設計できることがわかった。

6 結 論

本研究の要点をまとめると次の通りである。

(1) 第1報の氷荷重実験値を基に荷重荷重を設定し、直径 1.1 m の CPP および FPP にこれを負荷した静的負荷試験を行い、翼面のみならずプロペラ各部材の応力を詳細に計測した。

(2) 一方、NASTRAN FEM 応力解析が行われ、実験値と計算値との比較がなされると同時に、実験で負荷することがむずかしい翼面分布荷重とか、衝撃荷重を負荷した場合の応力が計算された。

(3) 実験および FEM 計算等の結果によると、氷海プロペラのように幅広で厚肉のプロペラ翼では、背面、圧力面の応力分布状況が通常の船用プロペラ翼の場合とかなり異っていること、また氷とプロペラ翼との接触状況により荷重分布とその位置が大幅に変るため、種々の荷重条件による応力の把握が必要であることがわかった。また、翼前後端への氷衝撃荷重の影響も明らかにされた。

(4) FEM 解析の氷海プロペラ強度設計への応用に関する問題点と改善方法が把握された。

(5) 供試 CPP の各部材の強度順位を示し、これと氷海プロペラに要望される、いわゆる Pyramidal design criteria を比較したところ、大略、満足していることがわかった。さらに、今回得られたデータおよび手法により、氷海 FPP および CPP の合理的設計法が可能となる見通しが得られた。

以上の研究においては、特定化された条件下の氷荷重を基に氷海プロペラの強度を検討してきた。実際の氷海におけるプロペラ-氷との相互干渉の過酷さは、船型、馬力、操縦方法のみならず季節、航路等の多くのパラメータに依存し、かつ極めて不規則であり、通常船舶の周

期的プロペラ変動力のように明確に把握することは不可能であるが、実船データ等の集積により頻度分布を考慮した疲労破壊的考慮をプロペラ強度の評価に導入することが今後の課題の1つである。

本研究の一部は日本船用機器開発協会との共同事業として昭和54年度に行われたものであることを付記する。

本研究の実行に当り、関係された当社 中村船舶技術室長、小山原動機副事業部長、山本部長のほか技術開発本部および技術研究所、電算室、船舶神戸設計部の関係者に謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) 植田靖夫：砕氷船の機関の話（その2. カナダと米国の砕氷船），日本船用機関学会誌，第12巻，第12号（昭52.12），p.5～12.
- 2) 日本造船研究協会第186研究部会研究報告書 No. 345，氷海域における船舶・海洋構造物の挙動に関する研究，（昭56.3）.
- 3) 岡本，野沢，下山，飯塚，山本，松村：氷海商船用プロペラ強度の実験的研究（第1報），日本造船学会論文集，第149号（昭56.6）.
- 4) 岡本，野沢，馬越：2軸超高速コンテナ船のプロペラ翼応力とベアリングフォースに関する研究（第1報），日本造船学会論文集，第139号（昭51.6）.
- 5) 山本，鎌田，中村：可変ピッチプロペラ翼取付けボルトの強度について，関西造船協会誌，第147号（昭48.3）.
- 6) 薦 紀夫，山地成一：接触問題の有限要素解析法，日本機械学会誌，76-651（昭48.3）.
- 7) M. A. Ignatjev : Ship Propellers for Ice Navigation Vessels ; Features of Design (translation from Russian), Leningrad, Sudostroenie, 1966.