漁船プロペラ軸応力の連続計測

酒井久治, 佐藤 要, 矢田貞美, 北野庸介
米元博明, 山根勝行, 秋澤速夫

(1990年12月15日受付)

Continuous Measurement of Stress on Propeller Shaft of Fishing Vessel

Hisaharu Sakai,*¹ Kaname Satoh,*¹ Sadami Yada,*¹ Yosuke Kitano,*²
Hiroaki Yonemoto,*² Katsuyuki Yamane,*² and Hayao Akizawa*¹

Experiments on the continuous measurement and the countermeasures which improve the accuracy of the measurement for torque and thrust were conducted, using strain gauges, slip ring and signal transmitter.

The results showed that it was possible to measure the torque continuously over a long time. To understand the effect which the torsional moment exerts on the strain gauges for thrust was useful to improve the accuracy of the measurement.

From the result, it was suggested that the methods which supplies the electric power using a pair of slip rings and transmits the signal of strain are suitable for the measuring system of stress on the running shaft.

昭和56年から5年間に地方海難審判庁において決裁が行われた漁船の機関損傷事件は573件あり、漁船に関連した海難事故の約25%を占めていた。特に機関損傷の原因は806因を数え、多くの事故が複合する原因によって発生し、事故防止の困難性を表していたと考えられる。しかし、このうち機関運転中に発生した運転操作不適切による事故は136因を占め、その多くが過負荷運転に起因するものと考えられる。¹⁾したがって、何らかの方法で主機関の発生出力に関する情報を操船者に提供できれば、機関損傷原因数の約17%を減らすことが可能になる。すなわち、この情報は海難防止に寄与する有効な対策であると考えられる。

このことから、漁船における主機関の出力計測として、著者らはひずみゲージを用いたプロペラ軸の応力計測に

ついて報告した。特に、トルクおよびスラストの計測では、誤差が5%以下で可能なことを明らかにした。²⁾

ここでは、最終目的の一つである連続計測について、実験を行うとともにスラスト計測における精度の向上を検討した。なお、実験に供試した東京水産大学練習船神鷹丸の要目をTable 1に示す。

実験装置

計測システム Fig. 1に計測システムを示す。本システムは、電源装置を除く他の部分は前報の装置²⁾と同一のものである。

トルクおよびスラストの各系統は、互いに独立した回路で構成した。ホィートストンブリッジ回路の各辺にひずみゲージを1個挿入し、計測された信号は無線によって送信され、固定局において受信および増幅し、それを記録した。

ブリッジ回路におけるひずみゲージの接続方法並びに接着位置は、Fig. 2に示すように軸の両側にトルク用ひずみゲージ(90度2方向用)を1個ずつ、またスラスト用ひずみゲージを2個ずつ貼付した。なおスラスト用の各1個は温度補償用ダミーゲージに使用して、応力がひずみゲージに作用しないようにL型ビス上に貼付し、

Table 1. Principal particulars of "Shinyo-maru"

Item	Remarks
Type of ship	Trawler
Gross tonnage	649.0 t
Length	53.0 m
Main engine	4 cycle medium speed diesel 2,100 PS, 900 rpm
Number of revolutions	229 rpm (shaft)

*¹ 東京水産大学海洋生産学科 (Department of Marine Science and Technology, Tokyo University of Fisheries, Konan, Minato, Tokyo 108, Japan).

*² 東京水産大学練習船 (Research and Training Vessels, Tokyo University of Fisheries, Konan, Minato, Tokyo 108, Japan).

Fig. 1. Block diagram of the measuring system.

A~D: strain gauge for torque

1: wheatstone bridge for torque

2: wheatstone bridge for thrust

3: transmitter

4: constant voltage regulator

5: receiver

6: recorder

7: collar

8: power supply

9: brush

10: slip ring

11: silver band

12: antenna

Fig. 2. Arrangement diagram of the strain gauges.

1: strain gauge for torque

2: piece for dummy gauge

3: strain gauge for thrust

それを軸に接着した。

電源供給装置は長時間の計測を可能にするため、前報で用いた電池の代わりに安定化電源装置を組み込み、2組のスリップリングによって外部から直流電源を給電した。この装置は許容入力電圧が 10~30 V まで幅広く、かつ交直流電源に対応している。このため、2次側出力電圧は1次側入力電圧である電源電圧を高めに設

Fig. 3. Diagram of the electric circuit.

R1: resistance 50 Ω R2: resistance 50 Ω C1: electrolytic capacitor 470 μF C2: ceramic capacitor 0.1 μF

定したことにより、ブラシの接触抵抗による電圧降下の影響を回避することができた。また、本システムは1組の安定化電源装置によって両系統に給電した。そして、電源と安定化電源装置間には、電流制限とリップル率改善のため、Fig. 3 に示す回路を挿入した。なお、取付方法は外形寸法がバッテリーと概略同一形状のため、特別な加工は行っていない。

従来、スリップリングは製作、軸への取付、軸との絶縁が困難であった。この欠点を回避するため、送信器を搭載したカラーと同一材料であるポリアセタール製樹脂を用い、2分割構造のカラーを作成した。これは加工性

が良く、軸系の寸法に適合した形状が容易に得られ、軸への装着が簡便なためである。そして、このカラーの上部に帯状の銀バンドを巻付け、ブラシと組み合わせた。これにより、軸への取付および絶縁対策などの諸問題は解決された。なお、外形寸法は送信器用カラーの寸法に対して、軸方向長さが 100 mm に変更されたものである。

使用機器

- 1) ゲージ: トルク用 (KFC-2-350-D2-11,350 Ω)
スラスト用 (KFC-2-350-C1-11,350 Ω)
- 2) 送信器: MRT-200 A, PAM-FM 変調方式
- 3) 受信器: MRT-220 B, ダブルスーパーヘテロダイン方式
- 4) 安定化電源装置: MRT-232 A, 出力 DC 2.6 V $\pm$ 5%, 30 mA
入力 10~30 Vr.m.s.

Fig. 4. Schematic diagram of the preliminary pure torque test.

G: strain gauge

T: tension of steel wire rope which is given by chain block

Fig. 5. Relation between tensile strain (E_t) and shearing strain (E_s) on the experimental vessel.

The changes of tensile strain when torsion-an moment acts on the shaft were plotted, shearing strain being taken in abscissa. regression equation $E_t = -0.31 + 0.017 E_s$ correlation coefficient $r = 0.94$

実験方法

本実験は予備実験および連続実験に分けられる。前者はねじりモーメントがスラストの計測に及ぼす影響を把握するため、供試船において Fig. 4 に示すような方法で実施した。ひずみゲージを貼付した中間軸にねじりモー

Fig. 6. Relation between reference value and measured value on the experimental vessel.

The upper panel: torque (Q_s) on shaft output meter and measured torque (Q_m); regression equation $Q_m = -0.13 + 0.92 Q_s$, correlation coefficient $r = 0.99$.

The lower panel: estimated thrust (T_e) by performance curves of propeller and measured thrust (T_m); regression equation

$T_m = 0.0046 + 0.996 T_e$, correlation coefficient $r = 0.99$.

メントのみを作用させるため、両側にある軸フランジ用カップリングボルトにワイヤを掛け、チェーンブロックによって180度方向に引張った。このとき、ワイヤの張力を順次増加させてトルク用ゲージによって得られたせん断ひずみとスラスト用ゲージによって得られた引張ひずみを計測した。したがって、これはねじりモーメントが作用した状態における計測せん断ひずみと計測圧縮ひずみの関係を把握したものであり、ワイヤの張力 T は計測していない。

後者は平成元年度に実施された長期航海(1990年1月、東京-シンガポール-ベナン-東京、50日航海)において、東京出航から入港までの連続計測を行った。

なお、トルク及びスラストは次式によって得られる。

$$Q_m = \pi \cdot d^3 \cdot \epsilon \cdot G / 32 \quad (1)$$

$$T_m = \pi \cdot d^2 \cdot \epsilon \cdot G (1 + \gamma) / 4 \quad (2)$$

ここで、 Q_m : トルク [t-mm]

T_m : スラスト [kg]

d : 軸径 [mm]

ϵ : 計測ひずみ

G : 軸の横弾性係数 [8.37×10^8 kg/mm²]

γ : ポアソン比 [$\gamma = 0.3$]

結果と考察

ひずみゲージを軸に貼付した場合、正規な貼付角度に対してゲージが若干ずれるため、ねじりモーメントが作用するとスラスト用ひずみゲージはひずみを受ける。これはスラスト計測の誤差として表れるので、せん断ひずみとスラスト用ひずみゲージに生じるひずみの関係を把握する必要があった。前報²⁾では、実船においてこれらの関係を把握することはできなかったが今回、前述の方

法により中間軸にスラストを作用させずにねじりモーメントのみを作用させ、せん断ひずみによるスラスト用ひずみゲージへの影響を把握することができた。

この結果を Fig. 5 に示す。

計測結果から回帰式は $E_s = -0.31 + 0.017 E_t$ であった。ここで、 E_s はスラスト用ひずみゲージによるひずみ、 E_t はトルク用ひずみゲージによるせん断ひずみである。この結果を基にして、スラストは計測されたせん断ひずみから上式によって得られたスラストひずみの補正値を加算して算出した。

連続計測では、東京出航時におけるトルクおよびスラストの計測結果を Fig. 6 に、連続結果を Fig. 7 に示した。なお、計測結果は既存の船用精密軸馬力計によるトルク値およびプロペラ特性曲線を用いて推定したスラスト値と比較した。なお、船用精密軸馬力計の精度は、馬力計が完成したときの性能試験において 99.2% 以上の結果が得られたので、船用精密軸馬力計による計測値を基準トルクとした。

トルクの計測では、平均 8% の誤差を生じた。これは前報²⁾の 5% 以下の誤差に対して大きく増加したが、その理由は不明であった。また、スラストは前述の補正を行った結果、トン単位の有効数字 2 桁において推定スラストと同値であった。なお、補正結果について供試船の場合、通常航海中における全速前進時のトルクは約 4.9 t-m であり、せん断ひずみは 462×10^{-8} であった。この数値を Fig. 5 で得られた回帰式に代入すると 7.7×10^{-8} の圧縮ひずみとしてスラストの計測値に含まれる。これはスラストにおける 3.6 t の誤差に相当する。したがって全速前進時のスラストの計測値は 17.6 t 前後を示したことにより補正スラストは約 14 t になる。これはねじ

Fig. 7. The changes of the measured value during a voyage.

- : Torque by gauge Q_m [t-m]
- - -: Torque by shaft output meter Q_s [t-m]
- : Engine room temperature [°C]

りモーメントがスラストの計測に及ぼす影響を把握すると、計測精度の向上に寄与するものと考えられる。

また、この精度については、基準になる正確なスラストが得られない現状から、推定スラストとの比較を行ったが、計測装置および方法としては所期の目的であるプロペラ軸の連続応力計測として達成できたものと考えられる。

Fig. 7 の連続計測は、プロペラ回転数が 209 rpm、翼角が 20 度のときの計測結果であり、誤差 ER は次式で表される。

$$ER = \frac{Q_m - Q_s}{Q_s} \times 100 \quad [\%] \quad (3)$$

ここで、 Q_m はひずみゲージによる計測値 (実線)、 Q_s は精密軸馬力計によるトルク値 (点線) である。13 日目から 16 日目および 32 日目から 35 日目は、港に停泊したため、計測結果を零で表した。

計測結果は、気象および海象の影響によって若干変動しているが顕著な変動はあまり見られず、平均 4% の誤差であった。そして、50 日間の航海においても連続した計測が可能であることを確認した。

また、ひずみゲージを用いた応力計測は、経時的に温度環境の影響を受ける。そこで、ゲージの貼付位置の周辺温度 (機関室温度) を計測して、温度変化による影響を調査した。トルクは回転数および翼角以外に海気象、船体抵抗、喫水状態、燃料発熱量などの要因により変化するため、これらの変動と温度環境による影響を厳密に区別することは困難である。したがって、基準トルクである船用精密軸出力計による計測値は、温度変化の影響

を受けないと仮定して、計測誤差と機関室温度との相関関係を把握した。なお、機関室温度は Fig. 7 に ○ 印で示した。

計測誤差 ER [%] と温度 t [°C] の関係は $ER = -21.3 + 0.43t$ であり、相関係数は 0.73 であった。これは、20°C の温度変化に対して誤差が約 8% 増減し、負の温度変化に対して誤差が拡大すること考えられる。したがって、長期的な連続計測では周辺温度が測定精度に影響を及ぼすので注意する必要があると考えられる。

なお、スラストは航海途中において計測不可能になったため示していない。これは、温度補償用 L 型ピースの脱落により断線したものと推察される。現実の問題としてプロペラ軸への加工は不可能であり、同ピースの取付方法を改善する必要がある。

以上のことから、長期的な連続計測に関しては、他に誘導給電—無線伝送、スリップリングによる給電—伝送などの方法がある。しかし、数十マイクロ程度のひずみを生じる軸スラストの計測は、ノイズやブラシによる電圧降下のため、困難な場合が多い。したがって、電力をスリップリングにより給電して、ひずみ信号を無線で受信する方法が最も適したシステムであると思われる。

文 献

- 1) 海難審判庁：漁船海難の実態，海難審判庁，東京，pp. 32-37 (1988).
- 2) 酒井久治，佐藤 要，北野庸介，米元博明，山根勝行，秋澤速夫：日水誌，56(12)，1997-2005 (1990).