環巻き用油圧ウインチにおける環綱の張力計測

酒井 久治, 稲田 博史, 下川 伸也

(1993 年 12 月 1 日受付)

Measurement of Purse Line Tension on Hydraulic Oil Winch

Hisaharu Sakai,*¹ Hiroshi Inada,*¹ and Shin-ya Shimokawa*²

A measuring system with a built-in arithmetic unit was devised to measure the purse line tension during operation. The diameter of the winch drum, and the inlet and outlet pressures of the hydraulic oil motor were measured. The tension measured by this system and the tension measured by a three-rollers type tension meter were compared, and the accuracy of the system was evaluated.

The results show that the system measures the purse line tension to within 5% error. This accuracy is useful to reduce the error in the calculated tension caused by increasing diameter and backpressure of the motor on the purse winch. The system could be widely used to study and measure the mechanical properties of purse seine.

キーワード: 油圧ウインチ, 旋網, 環綱, 漁業計測

旋網漁船における環巻きウインチの巻き揚げ能力は、昭和 40 年頃¹⁾に比べて約 4.7 倍の 137 kN²⁾に増加した。しかし、過度の巻き揚げ力の発揮は、網と漁船との相対姿勢を変化させ、裏漕ぎのためのエネルギー消費を増大させるだけでなく、網の破損や環綱の破断の原因にもなり、³⁾ 同事故に対応するための過剰な設備投資も問題になっている。したがって、漁撈作業の安全性を高め、省力化を図り、さらに漁獲効率を低下させない漁船および装置の運用には、環綱張力を把握することが必要である。

一方、環綱張力の計測には、力学特性や油圧特性を利用した方法がある。前者は 2 個の固定ローラと 1 個の可動ローラを組み合わせた 3 点式張力計^{4,5)}であり、後者は油圧モータにおける油圧の出入口圧力差とトルクの関係^{6,7)}を利用したものである。しかし、3 点式張力計では操業時の使用が困難であり、油圧式では直巻き式ウインチの巻き太りや油圧モータ出口の背圧変動により計測精度が低下する欠点があった。

本研究では、このような背景と問題点から、直巻き式ウインチの油圧特性を利用した環綱張力の計測システムを考案し、試験操業時における 3 点式張力計の測定結果と比較して計測精度を検討した。

実験方法

環綱張力の推定 Fig. 1 は実験に使用した直巻き式ウインチの概要であり、油圧モータはチェーン式一段減速器を介してドラム軸およびシフター軸を駆動させる。

油圧モータの油圧エネルギーと機械エネルギーの関係は次式で表される。

$$2\pi T_p = \eta_p \cdot dp \cdot \frac{V}{n} \\ = \eta_p \cdot dp \cdot Vd \times 10^{-6} \quad (1)$$

ここで、 dp , V , Vd , および η_p は油圧モータの出入口圧力差 [Pa], 油圧流量 [m³/s], 送油量 [cc/rev] および効率であり、 T_p および n はモータ軸のトルク [Nm], および回転速度 [rps] である。また、モータ軸とウインチの駆動軸間には減速装置が挿入されているので、両者の関係は次式で示される。

$$\eta_i T_p \omega_p = T_w \omega_w \\ = (T_d + T_s) \omega_w \quad (2)$$

ここで、 T_d , T_s , および T_w はドラム, シフター, およびウインチの駆動トルクであり、 η_i は伝達効率、 ω_w および ω_p はウインチの駆動軸およびモータ軸の角速度で、両者の比を減速比 ($rgr=0.29$) とした。

*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 水産大学校漁業学科 (Department of Fishery Science and Technology, Shimonoseki University of Fisheries, Nagata-honmachi, Shimonoseki, Yamaguchi 759-65, Japan).

Fig. 1. General arrangement of hydraulic purse winch measurement.

Fig. 2. Detail view of shifter on a purse winch.

シフターとは環網をドラムに均一な層状に巻き取るためのワイヤ捌き装置であり、その概略を Fig. 2 に示した。シフター軸にはネジ状の溝があり、その回転によりシフターブロックが左右に移動する機構である。したがって、シフターブロックはドラム軸が一回転すると計画されたワイヤ径 ($dw = 10 \text{ mm}$) だけ移動するもので、シフター軸のトルク T_s は次式で表される。

$$T_s = \frac{ds}{2} P = \frac{ds}{2} W \cdot \tan(\theta_s + \phi) \\ = \frac{ds}{2} F \cdot \sin \theta_d \cdot \tan(\theta_s + \phi) \quad (3)$$

$$\theta_d = \tan^{-1} \left(\frac{dw}{480} \right), \quad \theta_s = \tan^{-1} \left(\frac{dw}{\pi ds} \right)$$

ここで、 P および ds は回転モーメントにおける力とモーメントの腕すなわちシフターの有効径 ($ds = 0.05 \text{ m}$)、 W はシフター軸の軸方向に作用する力、 θ_s および ϕ はネジ部のリード角 ($\theta_s = 3.6 \text{ deg}$) および摩擦角 ($\phi = 11.3 \text{ deg}$)、 θ_d は、船体中心線とドラム上の環網との成す角度 ($\theta_d = 1.2 \text{ deg}$)、 F は環網張力 [N] である。

また、ドラム軸のトルク T_d は、ドラムの有効径を dd とすると次式で表される。

$$T_d = \frac{dd}{2} F \cdot \cos \theta_d \quad (4)$$

これにより、環網張力と油圧モータの出入口圧力差 dp の関係は、(1), (2), (3) 式、および (4) 式より T_p , T_d , および T_s を消去して次式で与えられる。

$$F = \frac{K_1 \cdot ef}{\frac{dd}{2} \cos \theta_s + K_2} dp \quad (5)$$

ここで

$$K_1 = \frac{1}{2\pi \cdot rgr} Vd \times 10^{-6} = 2.78 \times 10^{-4}$$

$$K_2 = \frac{ds}{2} \sin \theta_d \cdot \tan(\theta_s + \phi) = 1.39 \times 10^{-4}$$

$$ef = \eta_o \eta_i$$

したがって、ウインチ効率 ef を把握し、油圧モータの出入口圧力差 dp およびドラムの有効径 dd を計測することにより環網張力 F が推定可能になる。

実験方法 東京水産大学実習艇ひよどりを使用し、旋網の試験操業を館山湾で実施した。Table 1 に同船、環巻

Table 1. Particulars of fishing boat and fishing gear in the experiment

Item	Specification
a) Fishing boat	
Gross tonnage	19.9 t
Length overall	19.7 m
Engine output	260 kW×1,950 rpm
b) Purse winch	
Rated flow	0.06 m ³ /min
Rated pressure	10.5 MPa
Revolution	32/64 rpm
Reduction ratio	0.285
Capacity	1.5/0.75 t
	35/70 m/min
Oil displacement	498/249 cc/rev
c) Fishing gear	
Float line length	210 m
Net height at midpart	30 m

きウインチ, および旋網の要目を示す。

旋網操業時における環網締め開始から終了までのウインチの油圧モータ出入口圧力, ドラム径, および環網張力を計測し, アナログ式データレコーダに記録した。

Fig. 1 に示すように, 油圧モータの入口および出口圧力はひずみゲージ式圧力変換器 (共和電業: PG-200-KU, 誤差 ±0.5% FS) により個別に計測された。ドラム径は超音波式変位計 (キーエンス: UD-320, 誤差 ±1% FS) を使用し, ドラム上の一点が計測された。次に, 比較基準用の張力として, パースタビット直後の環網張力を三点式張力計 (誤差 ±3%) により計測した。

結果と考察

ウインチ効率 本実験に使用したウインチの効率は, 油圧モータの容積効率および機械効率, 減速装置の歯車効率, ドラムの軸受効率などの積で表される。しかし, 各効率を個別に把握することは困難なので, ウインチ効率に及ぼす要因をパラメータとする関数でウインチ効率を推定した。

$$ef=f(dp, dn, F)=K \cdot f(dp) \quad (6)$$

ここで, dp, dn , および F は油圧モータの出入口圧力差, ドラムの回転速度, および環網張力である。油圧モータの効率は, 低速高トルク用星型ピストンモータを使用しているので回転数に関係なくほぼ一定の数値⁷⁾を示し, また環網張力はモータの出入口圧力差に比例する。これにより, 回転速度および張力がウインチ効率に及ぼす影響を統括的に取り扱うこととし, ここでは (6) 式に比例定数 K を導入した。

ウインチ効率 ef は, (5) 式より求められるが, ドラム

Fig. 3. Relation between the efficiency (ef) of the winch and the pressure differential (dp) between the inlet and outlet.

$$ef=0.405-8.09 \times 10^{-8} dp+1.28 \times 10^{-13} dp^2+3.51 \times 10^{-20} dp^3+3.18 \times 10^{-27} dp^4 \\ r=0.866.$$

径 dd が 0.217 m の場合, 次式で示される。

$$ef=3.91 \times 10^2 \frac{F}{dp} \quad (7)$$

予備実験における油圧モータの出入口圧力差と環網張力の計測結果から, (7) 式により得られたウインチ効率を Fig. 3 に示す。同図において, 油圧モータの出入口圧力差をパラメータとするウインチ効率の関数式を得た。

なお, 予備実験におけるドラム速度は零であり, 同図における 0.5 MPa 以下のウインチ効率は 0.405 とした。

張力の精度 Fig. 4 には環網締め開始から終了までの三点式張力計による計測張力 FM と (5) 式およびウインチ効率の関数式による計算張力 FC を示した。データは, レコーダに記録したアナログ値を 5 Hz の周波数でサンプリングし, 2 秒間の移動平均を取って処理した。

Fig. 4(a) は計測張力, 計算張力, およびその差 ($FM-FC$) であり, 同図 (b) に誤差 ER [%] を示した。

$$ER=\frac{FM-FC}{FM} \times 100 [\%]$$

約 280 秒間の計測結果では, 誤差範囲は ±16% 以内に分布し, 誤差の平均は 5.1% であり, 標準偏差は 5.3% であった。誤差の経時変動は認められず, ドラム径の計測がドラムの巻き太りによる張力補正に有効であったと考えられる。また, 本実験のような短時間の計測では, 圧力センサの特性を考慮しても, 油温上昇に伴う作動油の粘度低下がウインチ効率に及ぼす影響を無視できると推察される。

Fig. 5 は, 計測精度のばらつき程度を見るため, 縦軸および横軸に計測張力 FM および計算張力 FC を取って, 相関の程度を調べた結果である。一次回帰式は, 次式で与えられ, 相関係数は 0.988 であった。

$$FM=96.2+0.987 \cdot FC \quad (8)$$

計測精度は環網張力が 1 kN 前後で 100% を示した

Fig. 4. Calculated and measured tensions during testing.

The dotted line and two solid lines in the figure (a) show the changes of calculated tension (FC), measured tension (FM), and difference (FM-FC) respectively.

Figure (b) shows the error $\left(\frac{FM-FC}{FM} \times 100\% \right)$.

Average error: 5.1%.

Standard deviation of error: 5.3%.

Fig. 5. Relation between calculated and measured tension.

が、2 kN ではばらつきの中心が上方に移動し計算張力が計測張力に比べて若干低くなった。しかし、3 kN では逆にばらつきの中心が下方に移動して計算張力が高くなった。この原因はウインチ効率に起因するものと推察される。すなわち、ウインチ効率を求めた予備実験では

ドラム速度が零であったのに対して、実験中の張力計測では有限なドラム速度を有するため、油圧モータにおける容積効率の低下やウインチの機械効率の低下が考えられる。したがって、実際のウインチ効率は Fig. 3 に示した曲線に比べて高圧力差域で若干低下するものと推察される。

張力計測システム 本実験では計測されたデータを基に、パーソナルコンピュータで精度などを解析した。これに対して、船上塔載を目的にした信号演算装置の信号流れ図は、Fig. 6 のように考えられる。入力される各信号は平均化され、一方では両油圧信号は減算された後、演算器に、他方ではウインチ効率を得る関数変換器を経て同様に演算器に入力される。演算器ではドラム径の信号、定数 K_1 および同 K_2 とともに演算処理後、環網張力の信号が出力される流れである。

以上から、環巻きウインチの油圧モータの出入口圧力とドラム径を計測し、張力を算定する本方式は、ウインチの運転中において平均誤差 5% 程度で環網張力を計測できることが示された。また、同一系統に複数のアクチュエータを有する油圧装置においても、油圧ポンプの出入口側に生じる背圧の影響が除去でき、計測精度の向上が期待できる。したがって、旋網作業時の力学的特性

Fig. 6. Block diagram of arithmetic signal circuit for the tension measuring system.

1; hydraulic oil motor, 2; inlet pressure sensor, 3; outlet pressure sensor, 4; winch drum, 5; displacement meter, 6; averaging unit, 7; adder, 8, 9; signal characterizer, 10; computing unit, 11; indicator, 12; setting resistor.

の解析には、油圧のみによる推定方法と異なる本計測システムの利用が有効であると考えられる。

謝 辞

試験操業の実施に当たり、ご協力いただいた伊東久助氏および鈴木武雄氏、本学職員伊東順一氏、同鈴木利男氏、ひよどり艇長伊豆哲夫氏、および同機関長堀部清氏に、また参加した学生諸氏に感謝する。

文 献

- 1) 漁船協会：漁撈機械装置講座。漁船協会，東京，1980，pp. 58-71.
- 2) 赤崎富士男：鋼製 349 トン型海外まき網漁船” 第 1 大慶丸。漁船，298，42-51 (1991)。
- 3) 葉室親正：漁撈設備の現状と今後の展望。漁船，200，74-79 (1991)。
- 4) 小山武夫：トロールワープ張力計について。東海水研報，50，27-30 (1967)。
- 5) 盛田友式：マクロ延縄漁具に関する研究。鹿大水产紀要，18，145-215 (1969)。
- 6) T. Machii and Y. Nose: Mechanical properties of a hydraulic purse winch. *Nippon Suisan Gakkaishi*, 56, 409-412 (1990)。
- 7) T. Machii and Y. Nose: Determination of mechanical properties of a Peruvian purse winch. *Nippon Suisan Gakkaishi*, 56, 413-416 (1990)。
- 8) 金子敏夫：油圧機器と応用回路 改訂版。日刊工業新聞，東京，1969，pp. 64-72。