技術資料

主機冷却可変量ポンプシステムの開発*

瀬野尾 彰**・伊藤雅則**・有江龍夫***

Development of the Speed Control System
of Main Engine Cooling Sea Water Pump

By Akira Senoo, Masanori Itoh, Tatsuo Arie

For the purpose of energy saving in diesel-powered ship, Nippon Kokan K.K. in cooperation with Taiyo Electric Mfg. Co., Ltd. and Shinkokinzo Ind. Co., Ltd., recently developed the variable speed main engine cooling sea water pump system, which can change the pump revolutions automatically according to variations of the main engine load and the sea water temperature.

The first unit of this system has already been installed onboard a 18,000 D.W.T. cargo vessel owned by Mitsui O.S.K. Lines, Ltd. Before and after installing the first unit onboard, experimental measurements were made on this system to investigate its principal characteristics and energy saving capability.

In this paper is introduced an outline of the variable speed cooling sea water pump system and also described the results of experiments carried out.

1. ま え が き

主機冷却海水ポンプは、主機出力が連続最大出力(以下単にMCRという)で、且つ、海水温度が32℃まで上昇した時にでも、主機の冷却を充分に行っているだけの容量を有し、従来同ポンプは一定速度(一定容量)で運転されている。

しかしながら、船舶の通常航海時の、主機出力は80～85% MCRであり、更に、冷却媒体としての海水の温度が32℃を上回することは、赤道付近の海域においても、極めてまれである。

こうした事実を省エネルギーの観点からみれば、船舶の通常航海時には、明らかに所要量をこえる冷却海水が、主機冷却系内に投入され、これが海水ポンプ駆動電力の浪費の原因に結びついているといえよう。

以上のような状況を背景として、この主機冷却可変量ポンプシステム(以下単に可変量ポンプシステムという)の開発が始められたが、開発期間中実施した実験的調査の結果、本システムを主機冷却系に適用することによって、主機負荷および海水温度の各変化に応じて、海水ポ

ンプ回転数を自動制御することが可能となり、ポンプ駆動電力の節減に極めて有効であることを確認した。

2. 冷却海水ポンプの速度制御

2.1 制御方法 冷却海水ポンプの速度制御システムは、図1および図2に示すようなものを計画した。すなわち、制御システムは、冷却海水系統の最終出口における海水温度(以下単に出口海水温度という)を制御量、ポンプ吐出量(あるいは回転数)を操作量とする温度制御のためのフィードバック制御系を構成する。しかし、本システムの本来の目的は、いうまでもないが、冷却海水ポンプ駆動電力節減のためのポンプ回転数制御にあることを、ここに改めて注意しておく。

本システムに関して、冷却海水ポンプの吐出量は、主機と冷却海水との間のヒートバランスから、次式で表す

図1 可変量ポンプシステム概念図

* 原稿受付 昭和55年3月26日

ISSOA-79講演(昭和54年11月26日)

** 正会員 日本鋼管(株)技術研究所(川崎市川崎区南渡町1-1)

*** 日本鋼管(株)技術研究所(川崎市川崎区南渡町1-1)

図2 可変量ポンプシステムブロック図

ことができる。

$$Q = h / (C \cdot (T_{so} - T_{si})) \quad (1)$$

Q : ポンプ吐出量 ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)

h : 冷却海水に対する主機放熱量 ($\text{kcal} \cdot \text{h}^{-1}$)

C : 海水熱容量 ($\text{kcal} \cdot \text{m}^{-3} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)

T_{si} : 入口海水温度 ($^\circ\text{C}$)

T_{so} : 出口海水温度 (設定値に維持される) ($^\circ\text{C}$)

すなわち、主機負荷 (主機放熱量) あるいは冷却海水系統入口における海水温度 (以下単に入口海水温度という) が低下すれば、ポンプ吐出量は減少し、また、出口海水温度の設定値変更に対しても、ポンプ吐出量は変化する。したがって、もしこの出口海水温度設定値を、高くとりすぎれば、冷却海水量が所要量を下回り、一次冷却系の冷却清水あるいは潤滑油の適正温度が保証できなくなり、また、逆に上記設定値を低くしすぎた時には、ポンプ吐出量の大幅な減量が期待できなくなるという点に注意を要する。一次冷却系の閉回路内の冷却清水、潤滑油および掃気の各温度を適正值に維持しつつ、ポンプ回転数を減じるためには、出口海水温度設定値として適当な値を与えなければならない。

2.2 制御機器 出口海水温度を一定値に維持するように、海水ポンプ回転数を制御するための制御装置としては、PIDコントローラおよびうず電流継手付きの誘導電動機を使用している。

うず電流継手は、トルク伝達のための機械的接触面を持たない動力伝達装置で、その励磁コイルに流す電流を調整することによって、出力軸側の速度-トルク特性を連続的に変更することが可能である (図3、図4参照)。

うず電流継手において、トルクを発生させるためには入出力軸間に速度の差異 (すべり) が存在することが、不可欠であり、同継手における動力損の大半は、そのすべりに起因する。したがって、継手の動力伝達効率 E は、次式で表わすことができる。

$$E = R_o / R_i \quad (2)$$

E : 効率

図3 うず電流継手付き誘導電動機

図4 うず電流継手の速度-トルク特性

図5 ポンプ回転数と励磁コイル消費電力の関係

R_i : 入力軸回転数 (電動機側)

R_o : 出力軸回転数 (ポンプ側)

すなわち、継手の動力伝達効率 E は、ポンプ回転数に比例して低下することになる (この際、電動機回転数はほぼ一定である)。このポンプの低速運転時の効率低下が、うず電流継手の唯一の欠点であるが、しかし遠心ポンプ

図6 速度制御装置の概略回路図

の場合、その駆動動力はポンプ回転数のほぼ3乗に比例するので、ポンプの低速運動時の実質の動力損はわずかなものである。また、うず電流継手の励磁コイルにおいて消費される電力も、図5に示すように、極めて小さい。

速度制御装置は、図6に示すように、温度-電圧変換回路、偏差増幅回路、PIDコントローラ回路およびサイリスタ・ゲートトリガ回路(thyristor gate trigger)などの主な電子回路から成る。また、同図からわかるように、励磁電流調整用に二組のサイリスタとそのゲートトリガがあるが、そのうちの一つは、PIDコントローラの出信号によって、他の一つは手動操作によって、それぞれ制御される。非常の場合などには、回転数設定可変抵抗を手動で調整することによって、任意のポンプ回転数が得られるように配慮されている。

3. 実験結果

最初の実験は、可変量ポンプシステムの試作機を陸上のテストエンジン冷却系(NKK-S.E.M.T. 3PC2-5L, 図7参照)に適用して行い、主機負荷変化に対する冷却清水、潤滑油および掃気の各温度の挙動、並びにポンプ回

図7 テストエンジン冷却系統図

図8 動特性試験結果(テストエンジンによる実験)

点数制御による省電力効果等を調査した。

実験結果を図8、図9および表1に示す。この実験では、主機負荷を100% MCRから75% MCRに、そして、更に50% MCRまで変化させて、それを系に対する外乱とした。その際、主機の負荷トルクは、プロペラ特性と

一致させることを考慮して、主機回転数の2乗に比例するように調整した。

図8から分るように、主機負荷の減少に対する、ポンプ回転数制御性は良好で、また、出口海水温度も、主機負荷が75% MCRから50% MCRに変更されるまで、設定値の44℃を維持している。なお、主機出力が50% MCRまで減少した時、出口海水温度が設定値から下がり始めているのは、この時すでに、ポンプ回転数がその下限値に達しているからである。

図9には、図8に示したデータと同時に計測された冷却清水、潤

滑油および掃気の各温度の変動を表わした。同図からわかるように、掃気温度を除くその他の各温度は、ポンプ吐出量変化に対して、大きな変動を呈していない。掃気温度については、主機負荷が100% MCR から75% MCR に変わる時点で、約10℃の温度降下がみられるが、従来より掃気温度に対する一定値制御は、一般的に行われていないことから、この主機負荷減少に伴った掃気温度の降下は、本システム特有のものとは考えられない。

表1には実験において得られた省電力効果に関する成績、すなわち、主機の各負荷レベルにおける、冷却海水ポンプの回転数とポンプ駆動電力を示した。ポンプを定格回転数の1,400 rpmで運転する際の所要電力は14 kWであるのに対して、主機負荷が75% MCRの時のそれは、わずか5.7 kWでよいことが同表からわかる。

以上が陸上での実験の結果であるが、可変ポンプシステムを主機冷却系に適用することで、従来の主機冷却効果を何ら損なうことなく、ポンプ駆動電力を節減できることが認められた。その後、本システムの第1号機が

図10 第1号機とう載船の主機冷却系統図

実船にとう載され(図10参照)、本船は現在就航中であるが、その海上試験時に、陸上で行った実験と同様な計測を実施し、本システムの実船における性能に関するデータを収集した。なお、実船にとう載された可変ポンプの定格容量は $450 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \times 24 \text{ m} \times 1,550 \text{ rpm}$ で、定格出力45 kWの電動機によって駆動されている。

図11、図12は海上試験時に得られた計測結果で、主機負荷変動時の過渡状態における主機冷却系全体の挙動を表わしたものである。このとき一次冷却系閉回路における冷却清水温度は過給機入口において63℃に、また、ピストン/ベアリング潤滑油、カム軸潤滑油の各温度は機関入口において、それぞれ43℃および45℃になるように、個々独立に制御がなされている。

図11からわかるように、主機負荷が50% MCRのときには、冷却海水ポンプ回転数が下限値の850 rpmにあり、当然のことながら、出口海水温度は設定値の47℃を下回っている。しかし、主機負荷の増加と共に、出口海水温度が上昇し、海水ポンプ回転数も増え始め、主機負荷75% MCRでは、ポンプ回転数は1,140 rpmとなり、出口海水温度のオフセットも解消されている。また、図12はその間の掃気、潤滑油、冷却清水の各温度の経時変化を示したものであり、同図から、一次冷却系における冷却清水と潤滑油の温度制御も良好に行われていることが分る。

図13および表2に、可変ポンプの省電力効果に関する実船計測結果を示す。図13は冷却海水ポンプ回転数に対するポンプ駆動電力を示したもので、定格回転数の92%以上の範囲では、従来の定量ポンプに比して、可変ポンプはやや多くの電力を要するが、これは先にも述べたうず電流継手における動力損に起因するものである。しかしながら、通常利用する92%以下のポンプ回転数範囲では、かなりの省電力効果が期待できる。図13によれ

図9 動特性試験結果(テストエンジンによる実験)

表1 主機各負荷レベルにおけるポンプ回転数および駆動電力
(テストエンジンによる実験)

主機負荷 (PS)	1,950 (MCR)	75 % MCR	—
ポンプ回転数 (rpm)	1,230	800	1,400
ポンプ駆動電力 (kW)	10.8	5.7	14.0

条件

- 1) 冷却海水温度 入口 29℃
出口 44℃
- 2) ポンプ最大回転数 1,400 rpm

図 11 動特性試験結果(海上試験)

図 12 動特性試験結果(海上試験)

図 13 海水ポンプ回転数とポンプ駆動電力の関係

表 2 主機各負荷レベルにおけるポンプ回転数および駆動電力(海上試験)

主機負荷 (BHP)	11,200 (MCR)	85% MCR	—
ポンプ回転数 (rpm)	1,350	1,000	1,550
ポンプ駆動電力 (kW)	38	24	48 42*

条件 1) 冷却海水温度 入口 32℃
出口 49℃
2) ポンプ最大回転数 1,550 rpm
3) 従来の定量ポンプ(*)

ば、ポンプ駆動電力はポンプ回転数の関数として、近似的に次式で表わすことができる。

$$P = P_0 \cdot (R/R_0)^{1.55} \quad (3)$$

P : ポンプ駆動電力 (kW)

R : ポンプ回転数 (rpm)

R_0 : ポンプ定格回転数 (rpm)

P_0 : 定格回転数時ポンプ駆動電力 (kW)

可変量ポンプシステムにおいては、出口海水温度設定値が主機冷却および省電力の両効果を決定するうえで、重要なパラメータとなることは、先に述べたとおりであり、本船の海上試験時には、上記設定値を最終的に 49℃として、主機の各負荷レベルにおける海水ポンプ駆動電力を計測した(表 2 参照)。表 2 によれば、主機負荷が 85% MCR (本船の通常航海時主機出力) のとき、ポンプ駆動電力は 24 kW で、これは従来の定量ポンプの 42 kW と比較して、18 kW の省電力がなされたことになる。この電力節減量をディーゼル発電機の燃料油量に換算すれば、次に示すとおりである。この際発電機効率を 1.0 とし、ディーゼル発電機の燃料消費率は $0.168 \text{ kg} \cdot \text{PS}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$ とした。

$$1.36 \times 0.168 \times 18 = 4.1$$

a b c d

a : 係数 ($\text{PS} \cdot \text{kW}^{-1}$)

b : ディーゼル発電機燃料消費率 ($\text{kg} \cdot \text{PS}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$)

c : 節減電力 (kW)

d : 発電機用燃料油節減量 ($\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$)

すなわち, 本船の通常航海時には, 24 時間あたり約 100 kg の発電用燃料油(A 重油)が節約できる計算になる。

4. あとがき

可変量ポンプシステムは, 従来の主機冷却系統を大幅に変更することなく, 容易に実船適用できることを配慮して計画されたもので, 今回の実験的調査を通して, 本システムを主機冷却系に適用することによって, 主機負荷および海水温度の各変化に応じて, 冷却海水ポンプ回転数を適正に制御することが可能となり, これがポンプ駆動上の省電力に非常に有効であることを確認した。

本システムの直接的なねらいは, いうまでもなく, 船内発電用燃料油の節減にあるが, 最近では船内消費力を逡減して, 主機廃熱利用蒸気タービン発電機を比較的低出力の主機とう載船にも適用しようという考えもあり, このような課題に対しても, 本システムの省電力効果は

評価できるであろう。したがって, 可変量ポンプシステムがその効果を最も発揮できる対象船として, 10,000 ないし 15,000 PS のディーゼル主機をとう載した船舶をあげることができる。

筆者らとしては, この可変量ポンプシステムが, 最近のエネルギー事情を背景に, 船舶の省エネルギー面で一つの重要な役割を果たしていくことを期待したい。

謝 辞

可変量ポンプシステム第 1 号機とう載船「あとらんでいっく丸」の海上試験中, 御協力して頂いた大阪商船三井船舶(株)の関係者各位に深く感謝の意を表します。

文 献

- 1) John G. Truxal (ed.), Control Engineers' Handbook, 14-19~14-21, McGraw Hill, 1958.