漁船の実用的な省エネルギー方策［連載・第７回］

4.2　主機換装による省エネルギー

小型沿岸漁船、中でも底曳き網漁船は曳網中の機関負荷が高い。このため、機関の経年劣化により、出力低下、排ガス温度の上昇、燃料消費量の増加が見られ、新しい機関に換装する事例がある。これを主機（機関）の換装と呼んでいる。過去には7年サイクルで主機換装が見られたが、現在では漁業経営の収支の悪化から10年サイクルや換装しない事例が多くなっている。そこで主機換装から見た省エネルギー効果について述べる。

１）小型沿岸漁船用機関の燃料消費率の推移

図4.2.1は総トン数6トン、10トン、15トン、20トンの小型沿岸漁船に搭載される機関の燃料消費率の推移を示したものである。数値は機関メーカーのカタログから抽出したものである。2005年は、船舶からの排ガス中の窒素酸化物（NOx）の排出規制が発効した年である。各機関メーカーとも同年の5年前から対策に乗り出していたものと考えられる。それらの年を境にして、NOxの排出規制をクリアにしただけでなく、燃料消費率も改善した。それは、総トン数6トンの機関で23g/kWhの9.8％、10トンで23g/kWhの9.4％、15トンで31g/kWhの13.0％、20トンで19g/kWhの8.6％の改善であった。すなわち、1997年以前に製造された主機の場合、2007年以降に製造されたディーゼル機関に換装すれば、平均して25g/kWhの燃料消費率の節減効果が得られることになる。たとえば、主機出力を変更しない、操業パターンおよび運転時間が変動しないなどの条件ならば、燃料消費量は10％節減できる。

２）小型沿岸漁船用機関の経年劣化による燃料消費量の変化

主機を継続的に運転使用していくと、定期的な保守管理を実施しても、各部の摩耗などにより機関性能が低下する。すなわち前述した内容は、1997年以前に製造された経年劣化のない主機の燃料消費率であり、継続使用していくと、性能劣化が燃料消費率

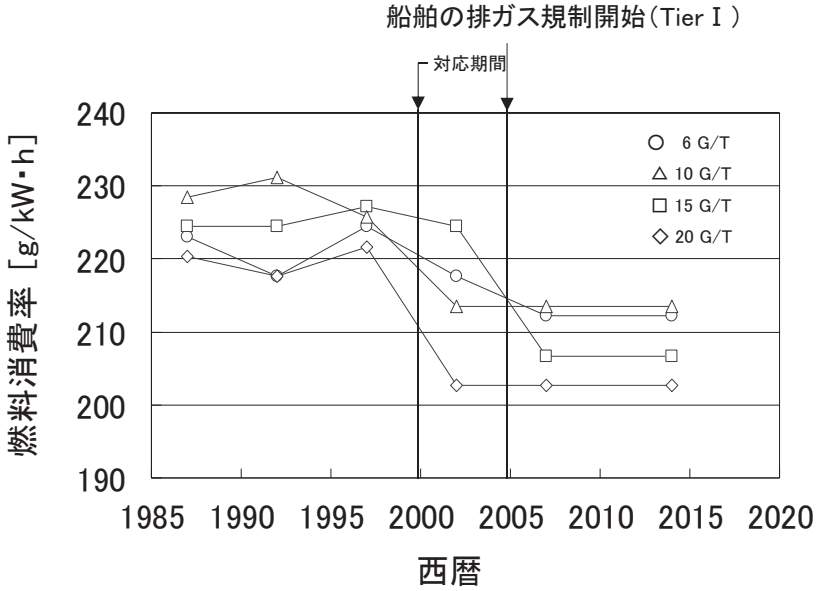


図4.2.1　小型漁船用主機の燃料消費率の動向

の増大を招くことになる。著者が明らかにした燃料消費率の増大傾向を下記に示す[1)]。

機関整備後の運転時間が同程度の航海において、主機の常用出力に機関室および海水の両温度がそれぞれ36℃、28℃前後の全シリンダ出口排ガス温度Y［℃］、それに影響を与える負荷x_1［kW］、経年年数x_2［年］の関係として次式の重回帰式を求めた。

$$Y = a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_0$$

その結果を下記に示す。

1号機関　$Y = 0.383x_1 + 0.294x_2 + 269$

2号機関　$Y = 0.394x_1 + 0.329x_2 + 268$

これにより、1号機関では1年間で0.294℃の排ガス温度上昇、2号機関では0.329℃の排ガス温度上昇が得られた。

次に、経年的に排ガス温度が変化しない場合は、経年劣化による排ガス温度の増加分が負荷出力の減少分で相殺されるとすると、

$$P = \frac{a_2}{a_1} x_2$$

より、1号機関では年間0.77kWの減少に相当し、2号機関では年間0.84kWが得られ、平均すると年間0.8kWであった。この数値は経年変化を出力に換算したものを示しており、出力の経年劣化は大きな数値でないことを明らかにした。

以上のことから、2007年以降の製造されたディーゼル機関に換装すれば、10%前後の燃料消費量の改善が得られる。これにより、燃料単価を積算すれば、年間の節減コストが算出できる。この金額に対して主機換装コストの比が償却年数を示しており、換装の判断の基準になろう。

しかし、主機換装時において、旧機関に比べ出力の大きな新機関を導入すると、燃料消費率から見てその数値が良好（低い）なものであっても、燃料消費量が増大することが容易に考えられ、避けなければならない。　　（※酒井久治）

4.2の参考文献

1）酒井久治ら、研究練習船における発電機の容量決定に関する一考察、東京水産大学研究紀要、77（2）、1990.

4.3　補機類の主機駆動による省エネルギー

低速回転の主機用ディーゼル機関と高速回転の発電機用ディーゼル機関の燃料消費率を比較すると、一般的に前者の主機用ディーゼル機関の方が良好である。これにより、燃料消費率の悪い発電機用ディーゼル機関が受け持っている負荷を燃料消費率の良い主機用ディーゼル機関で受け持ち、燃料消費量を削減するものが補機類の主機駆動による省エネルギーである。なお、実船に適用したときの詳細な燃料消費量については参考文献[2)]をご覧いただきたい。

1）補機類の主機駆動モデル

図4.3.1に一般漁船における従来型の機関システムを示す。図の中央に主機を配置し、クランク軸端には減速機およびクラッチが接続され、固定ピッチプロペラを駆動する。補機としては2基以上のディーゼル機関駆動の発電装置が設置される。このシステムが漁船から大型商船に至るまで採用される標準タイプであると言える。ただし、大型商船は減速機およびクラッチがなく、プロペラ軸は主機直結が一般的である。これに対して、**図4.3.2**に示す機関システムは、主機の前部出力端に油圧ポンプや発電機を接続したもので、このようなシステムを補機類の主機駆動システムという。このシステムの長所としては下記のものが挙げられる。

① 発電機の1台を主機駆動に置き換えるので、発電機駆動用ディーゼル機関は1台削減することができる。

② 一般的に主機は発電機関に比べて回転数が低速なので、主機の燃料消費率は発電機関に比べて向

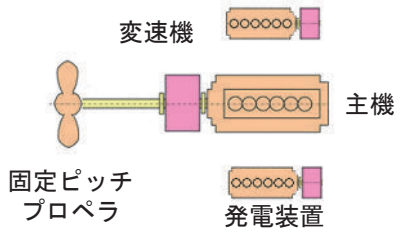


図4.3.1　標準的な機関システム

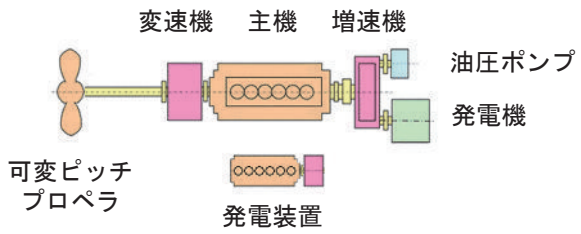


図4.3.2　補機類の主機駆動システム

※東京海洋大学　海洋科学部　海洋環境学科　教授

上する（数値は低い）。このため、補機類の要求動力が同一の場合、燃料消費量を削減することができる。

一方、短所としては下記のものが挙げられる。

① 発電機の特性上、一定回転数での駆動が求められる。例えば、4極機では1,800rpm、6極機では1,200rpm、8極機では900rpm、10極機では720rpmで駆動する必要がある。同発電機を駆動する主機の回転数も一定回転数が求められる。このため、固定ピッチプロペラの場合、船速制御が不可能になる。

② 上記の不具合を回避するため、**図4.3.2**に示すように、主機回転数を一定速度で回転していても船速制御は可能な可変ピッチプロペラを導入する必要がある。北欧漁船の場合、このシステムが採用されている。

2）各種船舶における補機類の主機駆動システム例

（1）小型漁船

図4.3.3は、おおむね19トンの小型漁船にみられるシステムである。建造船価の上昇を避けるため、機関システムはシンプルな固定ピッチプロペラを採用した従来からのものである。船速制御は主機の回転数制御である。発電機はVベルトにより増速され接続される。このため、発電機出力の周波数は、主機の回転数調整により絶えず変動するので、発電機出力がインバータに入力され、インバータでは220V、60Hzの交流が作られ、船内に給電される。発電機容量が増加するとインバータ価格も増加するので、発電機容量50kW以下の小型漁船に多く見られる。

建造経費増加分（▲は削減分を示す）

① 発電装置▲
② 増速装置
③ 発電機
④ インバータ

（2）中型漁船

図4.3.4は中型漁船にみられるシステムで、高価なインバータの代わりに増速機＋すべりクラッチ（商品名オメガクラッチなど）を搭載し、発電機の回転数を一定に保持するものである。すべりクラッチは比較的大きな出力を有するため、ある程度大きな容量の発電機を設置することができる。

建造経費増加分（▲は削減分を示す）

① 発電装置▲
② 増速装＋すべりクラッチ
③ 発電機

（3）大型漁船

図4.3.5は大型漁船にみられるシステムである。主機は一定回転数で運転され、前部出力端に接続された増速機を介して発電機および油圧ポンプなどが駆動される。船速制御は可変ピッチプロペラの翼角制御により行われる。

可変ピッチプロペラは固定ピッチプロペラに比べて価格が高くなる。しかし、主機出力を有効に発揮できる長所があるため、当初から可変ピッチプロペラを搭載する予定であり、かつ漁撈用油圧装置を搭載する底曳き網漁船などには有効であろう。また発電機の回転数を一定の制御する装置なども必要がない。

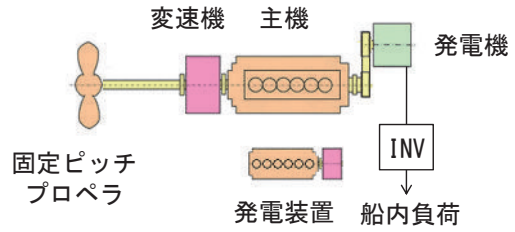


図4.3.3　小型漁船の機関システム

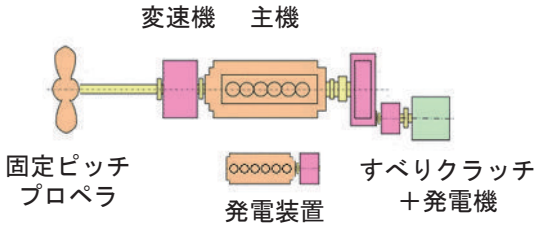


図4.3.4　中型漁船の機関システム

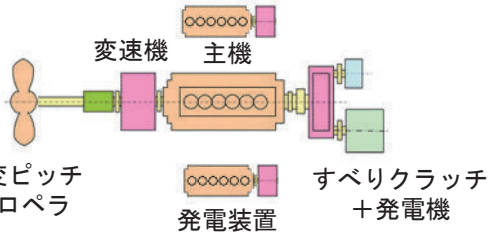


図4.3.5　大型漁船の機関システム

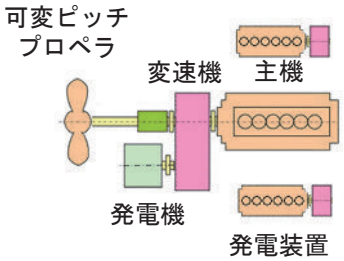


図4.3.6　中型商船の機関システム

建造経費（▲削減分）
①可変ピッチプロペラ
②増速機
③発電機

（4）中型商船

図4.3.6は中型商船にみられる機関出力がおおよそ4,000kW以上のシステムである。主機は一定回転数で運転され、減速機および増速機が一体化され、増速機を介して発電機が駆動される。また、船速制御は可変ピッチプロペラの翼角制御により行われる。北欧漁船はそのほとんどがこのシステムが採用される。主機駆動の発電機（1,500kVA）が常用され、発電装置（400kVA）は予備的な考えである。

（5）大型商船

図4.3.7はおおむね主機出力10,000kW以上の大型商船に用いられるシステムである。航海時の燃料消費量を低減するため、機関とプロペラ軸は直結され、回転数は60～120rpm前後である。このため、補機類の主機駆動は行われず、代わりに主機の排ガスエネルギーの回収に重点が置かれている。図に示すようにボイラの蒸気ドラムが利用され、蒸気ドラムのボイラ水は循環ポンプにより主機の排ガス煙道に設置される排ガスエコノマイザ（節炭器）で排ガスと熱交換される。これにより発生した蒸気は、過熱器を通ってターボ発電装置（蒸気タービン＋減速機＋発電機）に供給される。それ以外の蒸気は主として燃料油であるC重油の加熱用に用いられる。通常航海中はボイラの燃料消費がなく、主機の排ガスエネルギーのみで運転される。これらのシステムにより、機関システム全体で燃料消費量を削減している。

3）主機駆動システムにおける燃料の節減効果

ここでは、**図4.3.8**に示す従来システムから主機駆動システムに変更した場合の燃料消費量の増減を試算推定する。なお、ディーゼル機関の燃料消費率、機器の効率など未確定的な要素が多いことをお断りする。

主機駆動システムの概要は、推進器は変化なく固定ピッチとする。主機および発電機関の燃料消費率をbemおよびbeg［kg/kWh］、発電機出力をPg［kW］、すべりクラッチ付増速機の効率を$\eta\omega$とする。燃料節減量ΔQ［kg/h］は次式で表される。

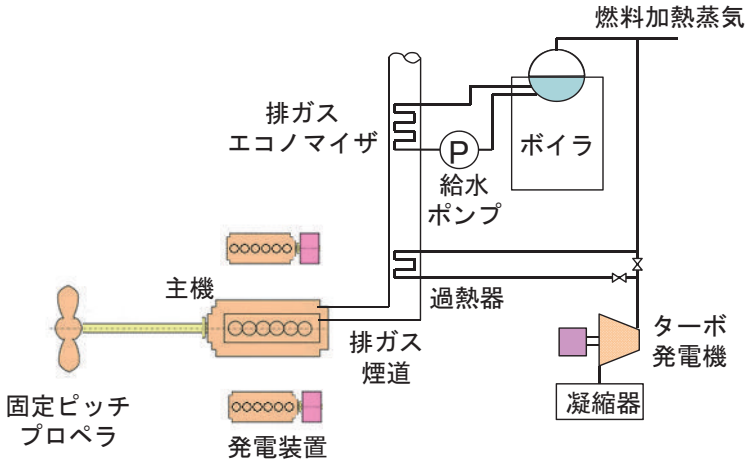
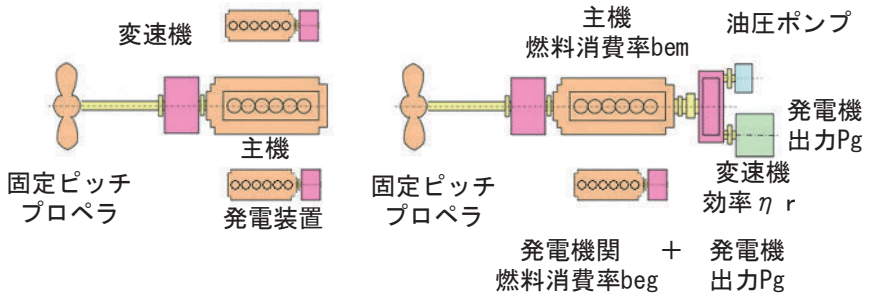


図4.3.7　大型商船の機関システム



(a) 従来システム　　(b) 主機駆動システム

図4.3.8　補機類の主機駆動システム

$$\Delta Q = Pg \cdot beg - \frac{Pg}{\eta_\omega} bem$$
$$= Pg(beg - \frac{1}{\eta_\omega} bem) \quad (1)$$
$$\therefore beg \geqq \frac{1}{\eta_\omega} bem \quad (2)$$

節減できる燃料消費量は（1）式で表され、また、燃料節減が可能になる条件は、（2）式で示される。今、bem=0.19［kg/kWh］、beg=0.21［kg/kWh］、発電機出力をPg［kW］、すべりクラッチ付増速機の効率をη_ωとすると、すべりクラッチ付増速機の効率がbem/beg=0.19/0.21=0.905以上ならば省エネルギー効果があるといえる。更にη_ω=0.93とすると、14g/kWhの燃料消費率の差がなければ省エネルギー効果が得られないことを示している。

図4.3.9は主機駆動システムの省エネルギー達成の条件を示した線図である。各曲線は主機の燃料消費率が0.18から0.22kg/kWhまでの5種類の曲線を示したもので、横軸は増速機＋すべりクラッチの効率を、縦軸に主機と発電機関の燃料消費率の差を示した。この図から、例えば主機の燃料消費率が0.18kg/kWhの機関では、増速機＋すべりクラッチの効率と、主機および発電機関の燃料消費率の差の関係が赤線で示された上方域にある場合は省エネルギー効果があるといえる。増速機＋すべりクラッチの効率が0.9の場合、主機と発電機関の燃料消費率の差は25g/kWh以上でなければならない。　（※酒井久治）

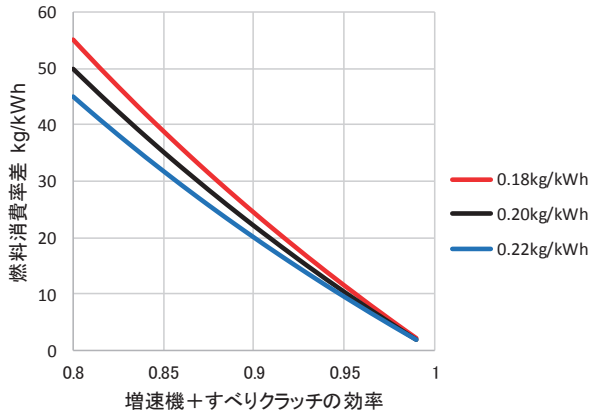


図4.3.9　省エネルギーが達成できる条件

4.3の参考文献

2）松元要：漁船の実用的な省エネルギー方策.
海洋水産エンジニアリング, 7月号：19-30 2014.

4.4　インバータ制御によるポンプ・送風機の消費電力の削減

1）ポンプ・送風機の概要

（1）ポンプ

主機用冷却海水ポンプを例に説明する。**図4.4.1**は漁船における主機用冷却海水系統の一例である。シーチェストから取り入れられた海水は、主機用冷却海水ポンプにより主機の空気冷却器、清水冷却器、潤滑油冷却器の順に送水され、船外に排出される。このポンプの定格容量（m^3/h）は、主機が負荷率100%、すなわち定格出力で連続運転されるとき、各熱交換器で取得される熱量を、海水温度32℃において十分に吸収できる流量が確保されている。しかし、主機の負荷率は漁船の場合、常時100%で運転されることはなく、10～90%の範囲で運転される。また、海水温度も現実的には32℃に達することもなく、日本近海では夏季でも30℃前後であり、冬季では5～10℃まで低下する。

上記の場合、主機用冷却海水ポンプの吐出量は定格流量を常に流し続けるので、要求される冷却海水流量に対して明らかに過大であると言える。このと

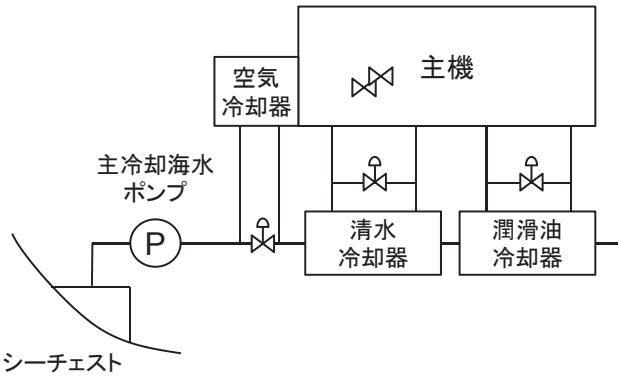


図4.4.1　ポンプのインバータ制御の概要

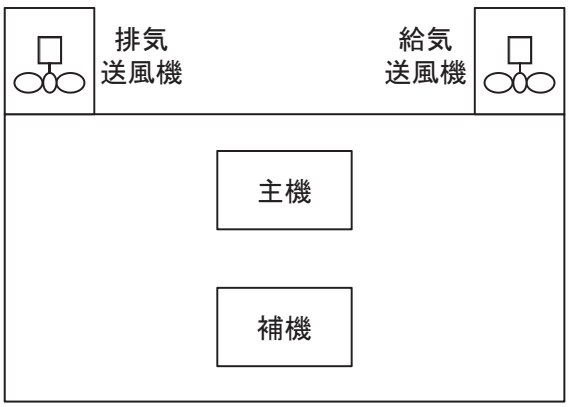


図4.4.2　機関室送風機の概要

き、同ポンプにおいて、吐出流量を定格流量から要求される冷却海水流量まで減少させると、その減少分に相当する電力が削減可能となる。

（2）送風機

ここでは、機関室の給気送風機を例に説明する。**図4.4.2**は漁船機関室における給気送風機の一例である。機関室への新鮮空気を送り込む送風機は、給気用送風機1台以上と排気送風機1台程度で構成される。なお、小型漁船では送風機をもたない自然換気を採用しているものもある。この場合の送風機の定格容量（m^3/min）は、主機が負荷率100％、すなわち定格出力で連続運転されるとき、運転に必要な燃焼用空気量と、機関室温度を一定に維持する換気用空気量が確保されている。また、外気気温36℃において十分に換気できる流量が確保されている。しかし主機用冷却海水ポンプの場合と同様に、主機の負荷率は常時100％で運転されることはなく、また外気温度も現実的には36℃に達することもなく、日本近海の冬季では10℃以下に低下する。

上記の場合、機関室給気用送風機の吐出量は定格流量を常に流し続けるので、要求される空気量に対して明らかに過大であると言える。このとき、同送風機において、流量を定格流量から要求される空気量まで減少させると、その減少分に相当する電力が削減可能となる。

以上のことから、回転機器の速度制御は、その定格容量に対して運転中の実用量が大きく乖離している機器に有効であり、常時定格容量で運転が求められる機器に対しては省エネルギーが得られないどころか、逆に消費電力が増加する結果をもたらす。

2）ポンプ・送風機の吐出流量の可変化

ポンプ・送風機においては流量と揚程・全圧の関係を**図4.4.3**に示す。ここで、揚程とはポンプが海水を吸い込み口からどの程度の高さまで揚げることができるかを示したものである。全圧とは、送風機が送り出す空気の圧力であり、水頭で表される。

ポンプを例として説明すると、系統の抵抗曲線、すなわち配管系統の管路抵抗を示す曲線R_{100}と揚程曲線N_{100}との交点①がポンプの作動点であり、その流量はQ_{100}、揚程はH_{100}である。この状態において、流量を減少させるには、従来から行われている方法として、ポンプの出口弁を絞る方法がある。これによると、管路抵抗が増加し、系統の抵抗曲線はR_{100}からR'_{100}に移動し、その流量はQ'_{100}（$Q_{100}>Q'_{100}$）、揚程はH'_{100}（$H_{100}>H'_{100}$）である。作動点は①から②に移動する。

別の方法としては、ポンプの軸回転数を変化させる方法がある。今、軸回転数を100％から60％に減速させると、系統の抵抗曲線は同一であるが、揚程曲線はN_{80}に移動する。このときの作動点は、管路抵抗を示す曲線R_{100}と揚程曲線N_{60}との交点③になる。その流量はQ_{60}（$Q_{100}>Q_{60}$）、揚程はH_{60}（$H_{100}>H_{60}$）である。

これらの吐出流量を減少させたときのポンプの軸動力、すなわち電動機の消費電力を**図4.4.4**に示す。

同図は横軸に流量、縦軸にポンプの所要動力すなわち電動機の消費電力と読み替えることができる。

今、流量をQ_{100}からQ_{60}に減少させると、所要動力は、吐出弁の開度調整を行う場合のポンプの作動点は、赤線で示した①から②に移動する。これに対し

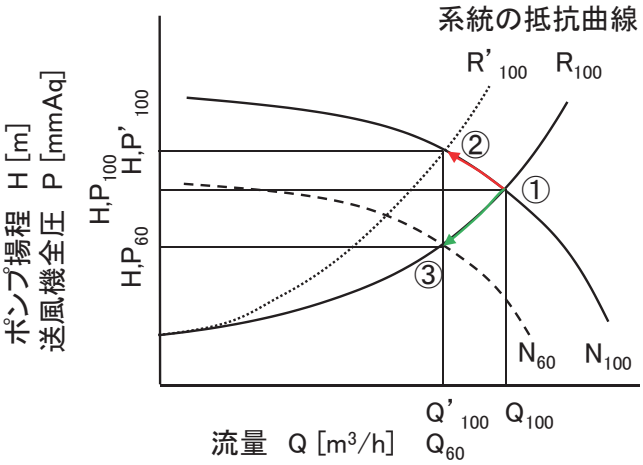


図4.4.3　ポンプ・送風機の流量揚程特性

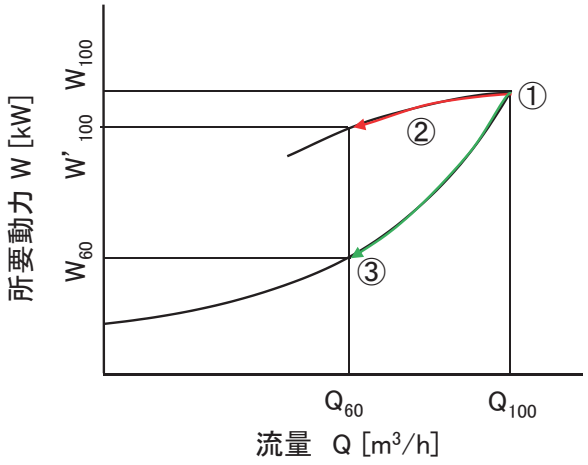


図4.4.4　ポンプ・送風機の流量動力特性

て、ポンプの軸回転数を調整した場合、作動点は緑線で示したように、①から③に移動する。図が示すように、所要動力は軸回転数を調整した方法を採用すると、吐出弁を絞る場合に比べて明らかに削減効果が大きいことが分かる。したがって、ポンプの所要動力を削減するにはポンプの軸回転数を調整する方法が最良の方法である。

なお、ポンプにおける回転数（N）と流量（Q）、揚程（H）、全圧（P）、動力（W）の間には以下の関係が成立する。

$Q \propto N$、$H(P) \propto N^2$、$W \propto N^3$

$Q_2 = Q_1 \times (N_2/N_1)$、$H_2 = H_1 \times (N_2/N_1)^2$、

$W_2 = W_1 \times (N_2/N_1)^3$

3）ポンプ・送風機軸の可変速化

船舶においては、ポンプ・送風機のすべてが三相誘導電動機で駆動される。この電動機の特徴は、入力電源の周波数によって一義的に軸回転数が決定される。例えば、電源が60Hzの場合、4極電動機では1,770rpm、6極機では1,170rpm、8極機では880rpm、10極機では700rpmである。これらの電動機の可変速化は過去には容易に達成することが困難であったが、現在ではパワーエレクトロニクス技術の発達により出現したインバータを活用すれば、容易に実現可能になる。

インバータとは交流を作り出す電子機器であり、一定電圧、一定周波数を出力するインバータをCVCF（Constant Voltage Constant Freqency）といい、可変電圧、可変周波数を出力するインバータをVVVF（Valiable Voltage Valiable Freqency）という。一般的には電圧と周波数を一定の比率で制御するVVVFが用いられる。なお、交流から直流を作り出す装置をコンバータという。

インバータの原理を**図4.4.5**に示す。ここでは単相交流を用いて説明する。ある決められた時間間隔でスイッチS1とS3を高速にON、OFFを繰り返して同図上部の波形を作り出す。この場合図中の電動機は上から下へ電圧が印加される。次のタイミングでスイッチS4とS2を高速にON、OFFを繰り返して同図下部の波形を作り出す。この場合、図中の電動機は下から上へ電圧が印加される。これらの動作を繰り返すと、電動機には交流の電圧波形が印加されることになる。これがインバータの原理である。

スイッチは高速でスイッチングできるサイリスタやトライアックが用いられていたが、小容量のインバータではトランジスタ、IGBT（絶縁ゲートバイポーラトランジスタ）などが用いられる。

4）インバータの適用例

（1）主機用冷却海水ポンプ

図4.4.6に主機用冷却海水ポンプへの適用例を示す[3)]。主機用冷却海水系統において、主機の入口部および出口部に温度センサを設置して、その温度差を一定に保持する制御である。調節器に両温度信号を入力し、設定された温度差を維持するようにインバータへ周波数信号を出力する。

総トン数167トンの練習船に適用した結果を下記に示す。主機は定格出力770kW、定格回転数850rpm、冷却海水ポンプは5.5kWである。

調節器の温度差を10℃の設定した場合、低船速で

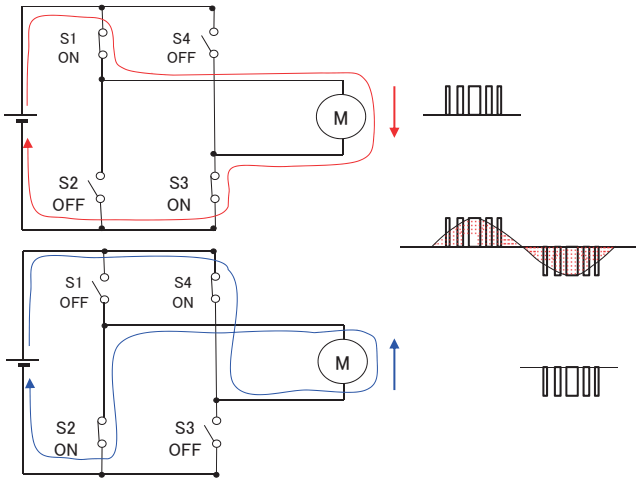


図4.4.5　インバータの原理

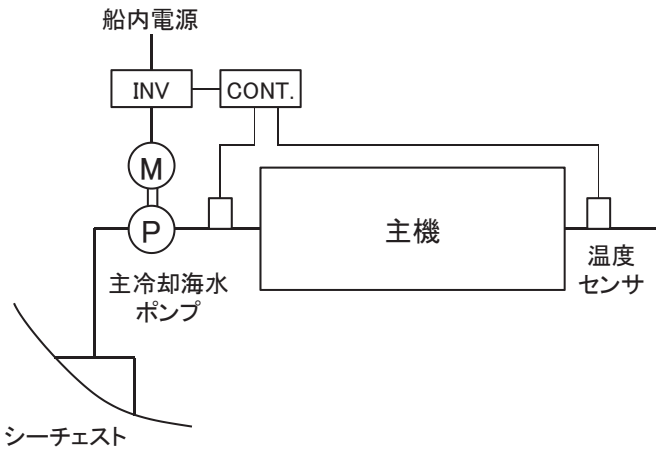


図4.4.6　主機用冷却水ポンプへの適用

は温度差8.1℃、出力周波数30Hz（安全のため最低周波数を30Hzに設定）、電動機電力1.5kW、電力節減率73.2%であった。半船速では温度差9.8℃、出力周波数30Hz、電動機電力1.5kW、電力節減率73.2%であった。全船速では温度差10.1℃、出力周波数39.5Hz、電動機電力3.1kW、電力節減率44.6%であった。また、温度差を15℃の設定した場合、低速、半速および全速とも、温度差が15℃を上回ることがなく、常時、出力周波数30Hzで電力節減率44.6%であった。

これらの結果から、温度差設定値を15℃の設定した場合、同ポンプは常時30Hzで運転された。発電機関の燃料消費率を0.21kg/kWh、同ポンプの運転時間を年間4,000時間とすると、燃料消費量の削減効果は年間3,360kgと推定された。燃料油の単価を70円/kgとすると、年間24万円の省コスト効果が見込まれる。

なお、主機用冷却海水ポンプでは船尾管の冷却水も供給しているので、最低周波数の設定には十分に注意が必要である。

（2）発電機関用冷却海水ポンプ

図4.4.7に発電機関用冷却海水ポンプへの適用例を示す[3)]。発電機関用冷却海水系統では、発電機関が運転されると各発電機関に付属する冷却水遮断弁が開になり、同機関には冷却海水が供給される。それに対して、発電機関が停止すると、冷却水遮断弁が閉になり、同ポンプの吐出圧力は上昇する。このため、同ポンプの吐出圧力を一定に保持する制御を導入すると、同ポンプの消費電力を節減することができる。なぜならば、すべての発電機関が並行運転される時間は限られており、通常はそのほとんどが発電機関1台のみで運転であるため、その期間中は同ポンプの吐出圧力が上昇するからである。

ポンプ出口に圧力センサを設置して、その圧力を一定に保持する制御である。調節器に圧力信号を入力し、設定された圧力に維持するようにインバータへ周波数信号を出力する。

総トン数649トンの練習船に適用した結果を下記に示す。冷却海水ポンプは定格出力7.5kW、運転出力10.2kWであった。

調節器の設定圧力を0.20MPaに設定した場合、発電機関2台の運転ではポンプの消費電力が10.2kWから10.4kWに上昇し、出力周波数60Hz、電力節減率-2%であった。これに対して、発電機関1台の運転では、消費電力が10.1kWから8.6kWに減少し、出力周波数56Hz、電力節減率14.9%であった。

また、調節器の圧力差を0.15および0.10MPaに設定した場合、発電機関2台の運転では消費電力が10.2kWからそれぞれ6.5および3.5kWへ減少し、出力周波数が51および40Hz、電力節減率が36および66%であった。これに対して、発電機関1台の運転では、消費電力が10.1kWから5.5および3.0kWに減少し、出力周波数が48および38Hz、電力節減率が45および70%であった。

これらの結果から、ポンプの吐出圧力を0.1MPaに設定した場合、発電機関2台を同時に運転した時間は161時間、節電量は6.7kW、発電機関1台のみの運転時間は7,850時間、節電量は7.1kWであり、発電機関の燃料消費率を0.21kg/kWhとすると、年間の燃料節減量が11.0トンと推定した。また、燃料単価を70円/kgとすると、年間77万円の省コスト効果が見込まれる。

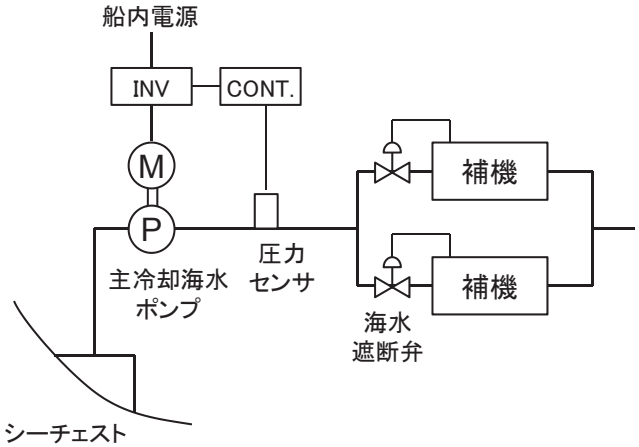


図4.4.7　補機用冷却海水ポンプへの適用

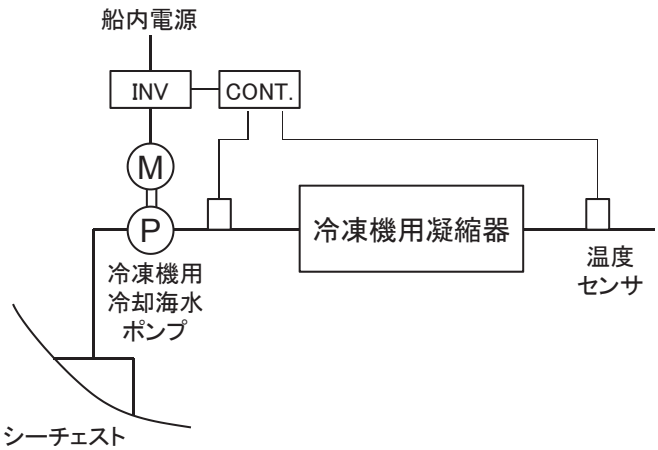


図4.4.8　冷凍機用冷却海水ポンプへの適用

更に、通常の船内電源による運転ではインペラおよびウエアリング等の磨耗により、吐出流量が増加し負荷が増大する。この結果、過電流によりトリップし、最悪の場合は電動機の焼損事故に至る。しかし、インバータによる吐出圧力制御を行うと、上記の不具合も解消することができる。

（3）冷凍機用冷却海水ポンプ

図4.4.8に冷凍機用冷却海水ポンプへの適用例を示す[4]。このシステムは主機用冷却海水ポンプと同様に、冷凍機用凝縮器（コンデンサ）の入口部および出口部に温度センサを設置して、その温度差を一定に保持する制御である。調節器に両温度信号を入力し、設定された温度差を維持するようにインバータへ周波数信号を出力する。

総トン数1,829トンの練習船に適用した結果を下記に示す。保冷用冷凍機および急冷用冷凍機の駆動用電動機出力は各々37kW、各1台であり、凝縮器も各1台を装備されていた。冷却海水ポンプは1台であり、凝縮器へもこのポンプ1台で供給していた。なお消費電力は7.5kWであった。

調節器の温度差を1.0℃の設定した場合の計測結果を**図4.4.9**に示す。航海は130日の遠洋航海であり、東京からイスタンブルの往復である。海水温度は10℃から30℃まで変動したが、凝縮器の出入口の温度差は調節器の設定値1.0℃を常に下回った。ポンプの消費電力は常に1.1kWであり、インバータを使用しないときの7.9ｋWからは6.8kWの節電量が得られた。これだけの節電量が得られた理由として、同ポンプは2台の凝縮器へ冷却海水の供給が可能な容量設定されていたが、同航海中の急冷用冷凍機の運転時間が少なかったことに起因した。

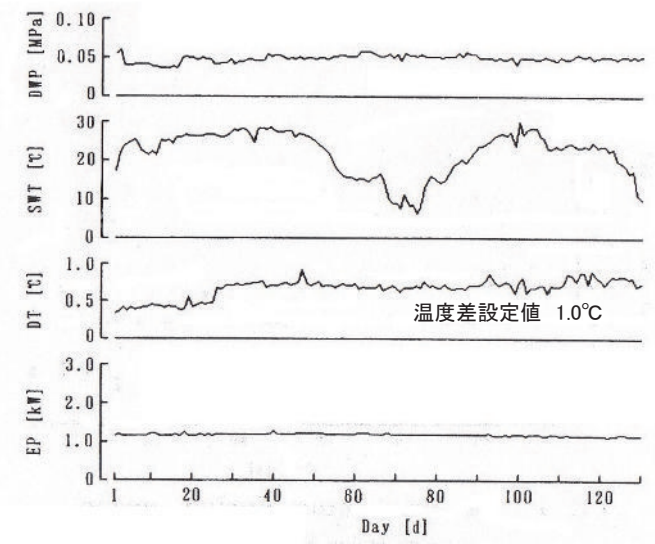


図4.4.9　冷凍機用冷却海水ポンプへの適用

DWP　：　ポンプ吐出圧力　　SWT　：　冷却海水温度
DT　：　凝縮器出入口温度差　　EP　：　ポンプ消費電力

これらの結果から、温度差設定値を1.0℃の設定した場合、同ポンプは常時30Hzで運転された。発電機関の燃料消費率を0.21kg/kWh、本航海における同ポンプの運転時間を3,120時間とすると、燃料消費量の削減効果は4,455kgと推定された。燃料油の単価を70円/kgとすると、130日間の航海で31万円の省コスト効果が見込まれる。

（4）セントラルクーリングシステム

図4.4.10にセントラルクーリングシステムへの適用例を示す。このシステムは原動機を含む各機器に低温の冷却水（36℃前後）を供給するもので、同冷却水の熱交換はプレート式熱交換器1基において冷却海水と行うものである。この特徴は、保護亜鉛（アルミニウム）の個数および熱交換器の台数を劇的に減少することができる。

本システムの省エネルギー効果を試算した結果はないが、現在建造中の本学練習船に採用する予定であり、その結果を提示できるものと考える。

（※酒井久治）

4.4の参考文献

3）酒井久治・矢田貞美・米元博明・北野庸介・秋澤速夫：インバータによる漁船の冷却海水ポンプの省電力対策．日本舶用機関学会誌、26（11）：622-628、21991.

4）酒井久治・坂本牧夫：冷凍装置用冷却海水ポンプの可変速化による節電対策．水産工学、33（2）：105-109、1996.

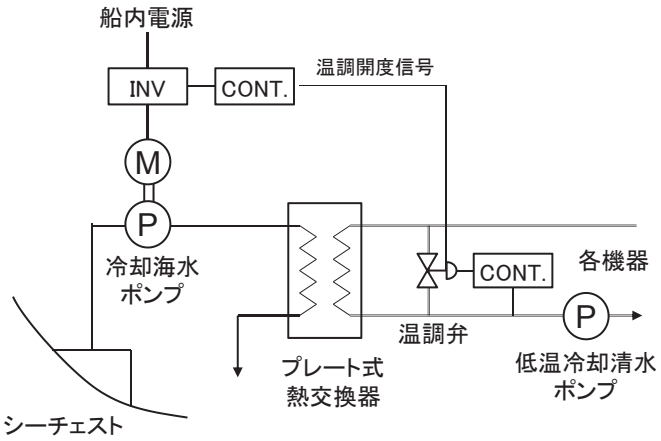


図4.4.10　セントラルクーリングシステムへの適用

4.5　機関の保守作業と省エネルギー

機関の保守作業は、機関故障を事前に予防する措置であり、確実な実施が安全運航をもたらす。しかし、頻度の機関保守作業があたかも燃料消費量を削減できる省エネルギー対策と位置づけている記述もある。そこで、機関の保守作業と燃料消費量の関係を調査した[5]。保守作業とは燃料噴射圧力（燃料噴射弁）タペットクリアランス（吸気弁、排気弁）、過給機フィルタおよび吸気ブロワの洗浄、潤滑油交換とした。

1）燃料噴射圧力（燃料噴射弁）

燃料噴射弁の構造を**図4.5.1**に示す。燃料噴射圧力は燃料噴射弁の頂部にある弁バネで調整される。このバネが経年変化により押さえつけ力が変動し、燃料噴射圧力も変化する。

燃料噴射弁の噴射圧力と燃料消費量の関係を**図4.5.2**に示す。負荷率25、50、75%において、噴射圧力が設定値（26MPa）の92%から104%まで変動しても、燃料消費量に変動は見られなかった。運航されている船舶において燃料噴射圧力がどのように変動するのかを示したものが同図中の赤線である。これらは、本学の練習船における発電機関の0、3、6、9、11ヶ月目（運転時間4600h）の燃料噴射圧力を示している。なお、実験装置のディーゼル機関と海鷹丸の発電機関では燃料噴射圧力の設定値が異なるため、横軸を設定値に対する百分率で示した。

2）タペットクリアランス（吸気弁、排気弁）

タペットクリアランスとは、**図4.5.3**に示すように、シリンダヘッドにあるロッカーアームと弁押え金具の隙をいう。この隙があるため、プッシュロッドなどの熱膨張による変形量が吸収できる。

吸気弁および排気弁のタペットクリアランスと

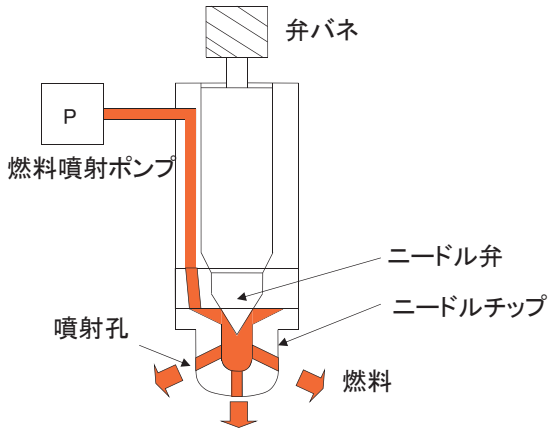


図4.5.1　燃料噴射弁

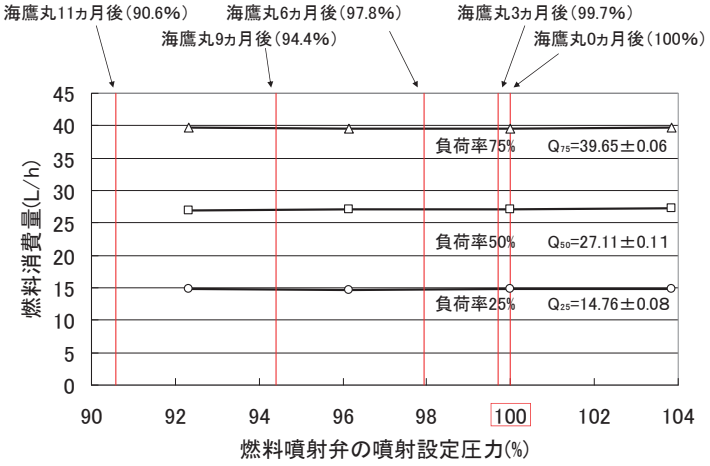


図4.5.2　燃料噴射弁の噴射圧力と燃料消費量の関係

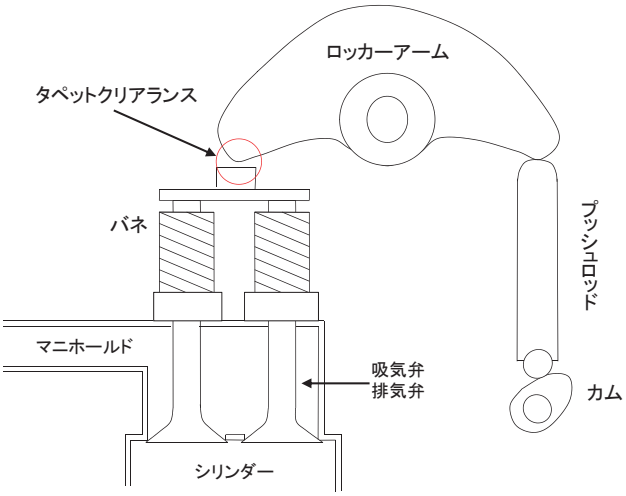


図4.5.3　タペットクリアランス

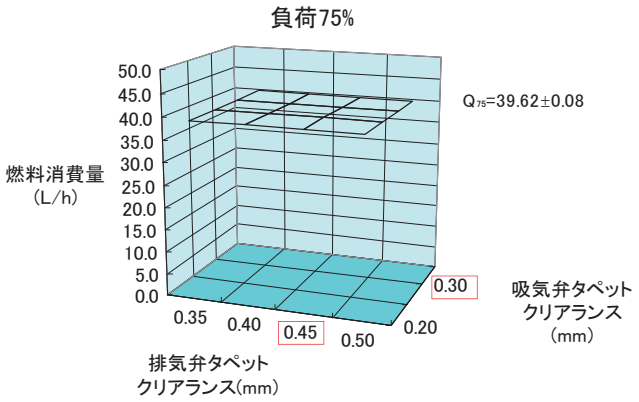


図4.5.4　タペットクリアランスと燃料消費量の関係

燃料消費量の関係を**図4.5.4**に示す。負荷率は75%である。吸気弁のタペットクリアランスは基準値0.30mmに対して0.20から0.35mmまで変動させた。また、排気弁は基準値0.45mmに対して0.35mmから0.50まで変動させたときの各組み合わせで計測した。その結果、燃料消費量に変動は見られなかった。

本学の練習船における発電機関の吸気弁および排気弁のタペットクリアランスの変動量は、**図4.5.5**に示すように、実測の結果、年間で0.10mm以下であった。この範囲の変動量では燃料消費量に変化を及ぼさないことを明らかにした。

3）過給機フィルタの洗浄

過給機の構造を**図4.5.6**に示す。過給機フィルタとは機関室の空気に含まれるオイルミストや塵埃が過給機および機関に侵入するのを防止するためである。

過給機フィルタの汚れと燃料消費量の関係を**図4.5.7**に示す。陸上機関では、過給機フィルタに実際の汚れを短時間に付加することが困難なため、フィルタなし、ガーゼ1枚、ガーゼ2枚、ガーゼ3枚を過給機に取り付け、フィルタの汚れを再現した。その結果、負荷率25、50、75%において、燃料消費量に変動は見られなかった。また、実船における発電機関の過給機フィルタを１年間使用して、その通過抵抗を計測した。その結果を同図に付記した。実船において１年間使用したフィルタの通過抵抗の上昇程度では、燃料消費量に変化を及ぼさないことを明らかにした。

4）過給機吸気ブロワの洗浄

過給機吸気ブロワの洗浄とは、**図4.5.6**に示すように、フィルタを通過するオイルミストなどが吸気ブロワ表面に付着して、ブロワによる空気の圧縮効率が低下し、吸気圧力が低下し燃焼を阻害することが考えられる。そこで、定期的に洗浄液を吸気ブロワに吹きかけ、その表面を洗浄するものであり、3か月に一度実施されている[6)]。

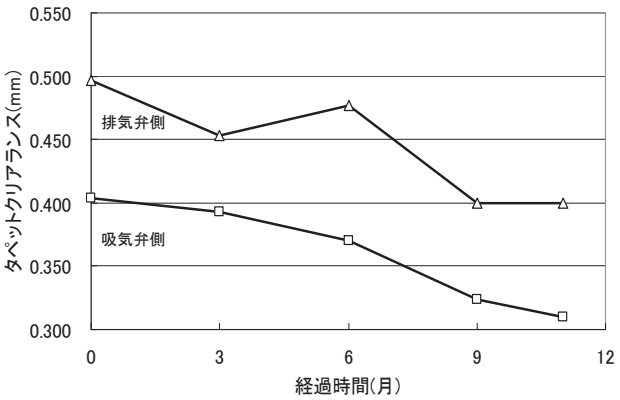


図4.5.5　タペットクリアランスの経年変化

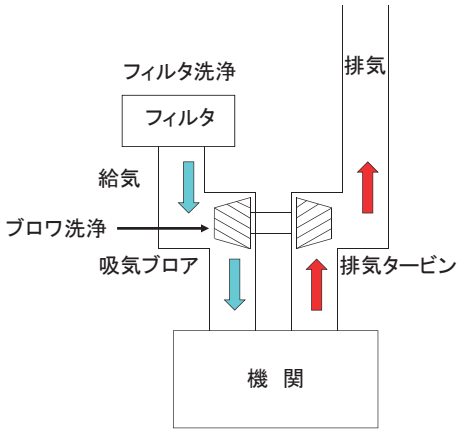


図4.5.6　過給機のフィルタおよびブロワ洗浄

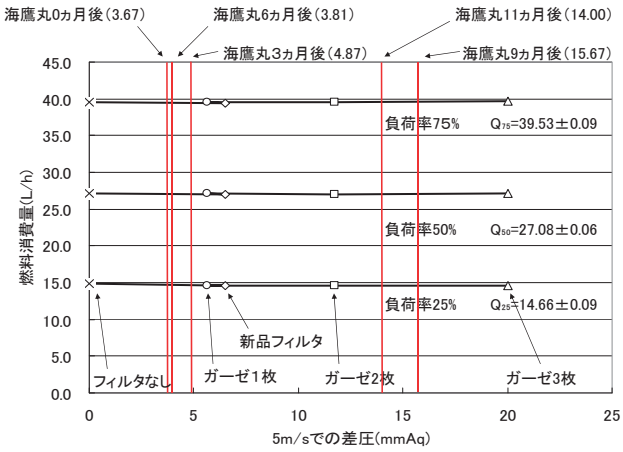


図4.5.7　過給機フィルタ汚れと燃料消費量の関係

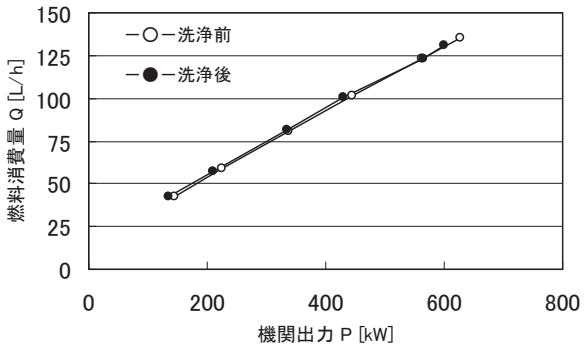


図4.5.8　過給機吸気ブロワの洗浄効果

そこで、本学練習船（総トン数170トン、主機4サイクル中速ディーゼル機関×1基、定格出力772kW）を用いて過給機吸気ブロワの洗浄前後の燃料消費量を計測し、比較したものが**図4.5.8**である[7]。

その結果、ブロワ翼車の洗浄前後では燃料消費量に相違が認められなかった。

5）潤滑油の交換

陸上に設置された機関において、新品と使用済みの潤滑油を使用して燃料消費量を計測したものが**図4.5.9**である[5]。同一銘柄の潤滑油において、新油と実船で4,800時間使用したものを比較した。新潤滑油は動粘度131mm^2/s（使用限度113～173mm^2/s）、塩基価12.6mgKOH/g（使用限度6.3mgKOH/g）、不溶解分0wt%（使用限度2.5wt%）であり、使用済み潤滑油はそれぞれ146mm^2/s、9.6mgKOH/g、0.4wt%であった。性状的にはまだまだ使用可能な状態であった。その結果、燃料消費量に相違が認められなかった。

以上のことから、機関の保守項目である燃料噴射圧力、タペットクリアランス（吸気弁、排気弁）、過給機フィルタおよび吸気ブロワの洗浄、潤滑油交換が1年間の変動量に達しても燃料消費量に影響を及ぼす結果は得られなかった。このことから、機関の保守作業は機関故障の予防措置であり、確実な実施は安全運航の必要条件である。これに対して、必要以上の頻度による保守作業を実施しても、燃料消費量に増減は認められず、省エネルギー効果は得られなかった。

なお、くどいようだが、保守作業をまったく実施しなくてもよいと言っているわけではないので、誤解のないようにしていただきたい。

（※酒井久治）

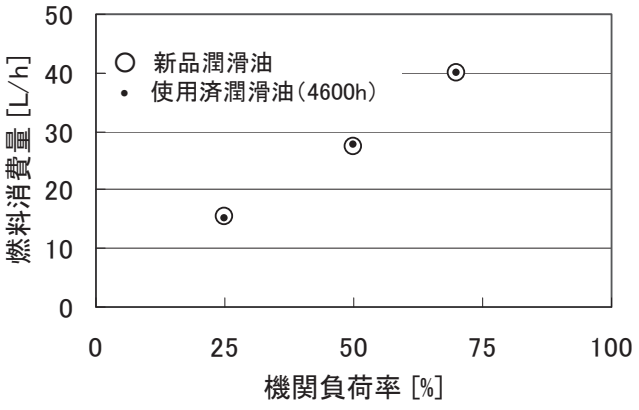


図4.5.9　新・旧潤滑油による影響

4.5の参考文献

5）岡真也・酒井久治・城直政一・北野庸介・勝見健・勇洋二・米元博明・熊谷和哉・坂本牧夫：漁船機関の整備調整値の経年変化が燃料消費量に及ぼす影響．水産工学、47（1）：1-7、2010.

6）各機関メーカの機関取扱い説明書

7）坂本牧夫・酒井久治・熊谷和哉・城直政一・北野庸介：漁船用主機における過給機のブロワ洗浄が燃料消費量に及ぼす影響．水産工学、49（1）：1-7、2013.

4.6　機関の運転方法と省エネルギー

漁船機関の省エネルギーを達成する方法の一つとして、適正な機関の操作が挙げられる。その操作とは十分な暖機運転の実施、急激な負荷変動を与えない、過負荷での使用を避ける、などが挙げられる。これらの方法は、特別な装置を必要とせず、機関の操縦ハンドルの扱い方により燃料消費量の削減を目指すもので、より身近な省エネルギー対策であるといえる。ここでは、暖機の有無、急激な負荷変動と省エネルギーの関係を説明する[8]。

1）暖機の有無が燃料消費量に及ぼす影響

一般的な機関の暖機方法とは、大型機関ではボイラ熱源による機関の冷却清水の加熱である。一方、漁船などで使用される中小型機関では、無負荷、アイドル回転数で運転され、機関各部の温度を上昇させる方法が実施されている。これを暖機運転と呼んでいるが、当然暖機時も燃料を消費する。

図4.6.1は、機関を起動すると同時に50kW（負荷率25%）、100kW（負荷率50%）、150kW（負荷率75%）の負荷を掛けたときの冷機および暖機状態の燃料消費量と潤滑油温度の時間的変化を示したものである。

潤滑油温度は、当然のことながら冷機時では起動と同時に上昇するが、暖機時では起動と同時にほぼ定常状態の温度を示した。

燃料消費量は、冷機時では起動時に瞬時的に跳ね上がり、その後定常状態に移行した。暖機時では、瞬間的な燃料消費量の跳ね上がりはあまり見られなかった。このことから、ディーゼル機関の冷機始動は燃料消費力の増大を招くことが明らかであり、省エネルギーの見地から暖機運転の実施が重要である。

これらの結果を定量的に表すために、起動直後に見られる燃料消費量の最高値（オーバーシュート）［L/h］と、起動後600秒までの燃料消費量［L］の冷機および暖機状態における比較を**表4.6.1**に示す。

冷機時の燃料消費量Aに対する暖機時の燃料消費量Bの減少率rを次式で求めた。

$$r = \frac{A-B}{A} \times 100$$

起動直後に見られる燃料消費量の最高値［L/h］による比較では、冷機時に対する暖気時の減少率は50kWで45.4%、100kWで19.9%、150kWで15.4% であり、負荷量が低いほど高率を示した。また、起動後600秒までの燃料消費量の比較では、減少率は、50kWで9.4%、100kWで4.1%、150kWで4.5%であり、暖機実施による燃料節減が確認できた。なお、燃料消費量の積算時間である600秒とは、冷機および暖機状態の機関の起動後に、燃料消費量が概ね一致する時間である。しかし、前述したとおり漁船機関では特別な暖機装置を有していないため、暖機が必要との結論が得られても、機関を起動するときは冷機起動が避けられない。そこで、暖機時においても燃料を消費するため、暖機時間について述べる。

本供試機関におけるアイドル回転数は600rpm（定格1,500rpm）であり、定常状態の燃料消費量は2.4L/hであった。このことから、冷機起動後、機関各部の温度が機関の通常運転に差し支えない温度の達した後も、暖機運転を続けているならば2.4L/hの割合で燃料を無駄に消費することになる。**図4.6.1**の結果から見る限り、おおむね起動後から15分程度の潤滑油温度が十分に上昇していると考えられる。したがって、機関起動後の暖機運転は15分程度に留めて

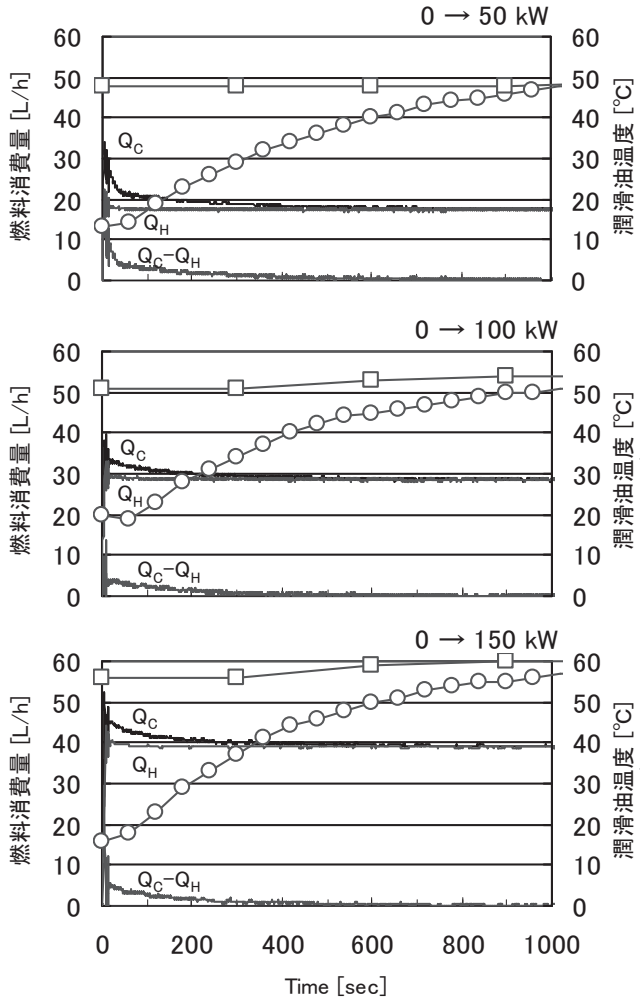


図4.6.1　冷機・暖機起動における燃料消費量
Q_C：冷機起動時の燃料消費量
Q_H：暖機起動時の燃料消費量
○：冷機起動時の潤滑油温度
□：暖機起動時の潤滑油温度

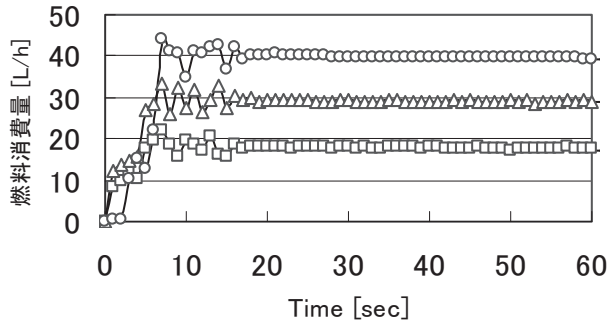


図4.6.2　負荷変動時の燃料消費量
□：0kW→50kW
△：0kW→100kW
○：0kW→150kW

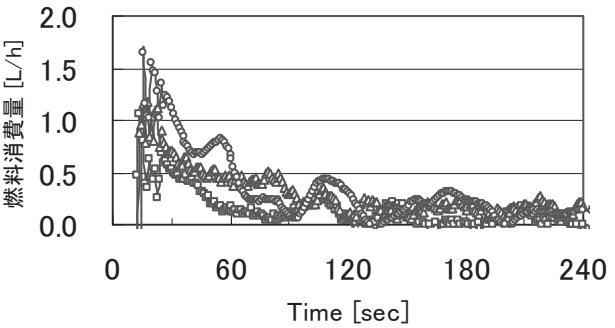


図4.6.3　負荷変動時の燃料消費量の変動量
□：0kW→50kW
△：0kW→100kW
○：0kW→150kW

おき、出港から港外に出るまでの間、低速で航走し機関各部に作用する熱負荷を徐々に上げていくことが省エネルギーの観点から得策であると考える。

2）急激な負荷変動が燃料消費に及ぼす影響

図4.6.2は**図4.6.1**の各負荷率における暖機状態での機関起動時の燃料消費量の変化を示したものである。更に、これらの燃料消費量の変化を明確にするために、各負荷における定常状態の燃料消費量を差し引いたものを**図4.6.3**に示す。なお、起動直後は同数値がマイナスを示すため、その部分の表示は省略した。

それらの結果を定常状態と起動直後の最高値の燃料消費量［L/h］、起動後600秒までの燃料消費量［L］をまとめたものが**表4.6.2**である。

定常状態の燃料消費量と最高値の燃料消費量を比較し減少率で表すと、50kWで4.0％、100kWで3.2％、150kWで3.3％であった。また、起動後600秒までの燃料消費量と定常状態における600秒間の燃料消費率を比較すると、同様に50kWで0.3％、100kWで0.9％、150kWで0.5％の減少率であった。これらの数値は、暖機の有無による燃料消費量の変化に比べて、低い値であり、省エネルギーはあまり認められなかった。

これらの実験は、燃料消費量の変化のみに着目したが、冷機状態のまま機関に高負荷をかけると、機関の熱応力や燃焼状態によって摩耗を促進する危険性がある。長期的にはこれらの原因で機関故障が発生し、操業できない状態が発生すると、省エネルギー効果を得られない場合がある。これらの認識にたった上で、省エネルギー効果を高めるには、主機において暖機運転を長く行わず、出港後に徐々に船

表4.6.1　機関起動時の燃料諸費量の比較

	起動時の機関負荷		
	50［kW］（25％）	100［kW］（50％）	150［kW］（75％）
起動直後の燃料諸費量の最高値［L/h］			
冷機起動：A	31.7	34.6	45.6
暖機起動：B	17.3	27.7	38.6
減少率：r	45.4％	19.9％	15.4％
起動後600秒間の燃料消費量［L］			
冷機起動：A	3.2	4.9	6.7
暖機起動：B	2.9	4.7	6.4
減少率：r	9.4％	4.1％	4.5％

減少率：（A−B）/A×100　［％］

表4.6.2　負荷変動時の燃料諸費量の比較

	負荷変動		
	50［kW］（25％）	100［kW］（50％）	150［kW］（75％）
燃料諸費量［L/h］			
最高値：A	18.2	29.4	40.3
定常値：B	17.5	28.5	39.0
減少率：r	4.0％	3.2％	3.3％
負荷変動後の600秒間の燃料消費量［L］			
A（負荷変動有）	2.926	4.792	6.530
B（負荷変動無）	2.917	4.750	6.500
減少率：r	0.3％	0.9％	0.5％

減少率：（A−B）/A×100　［％］

速を増加させ、主機の負荷を高める操船方法が奨励される。更に、機関の急激な負荷変動は燃料消費量の増加に直結することがあまり認められなかったが、長期的な機関性能の保持の観点からは避けるべきであろう。

最後に、著者の文章を読まれて、省エネルギーを達成するにはどちらを選択すればよいか、と困惑されると想像する。「省エネルギーに王道なし」というように、小さい効果を積み上げていくことが肝要であるが、省エネルギーと機関故障は両極にあるものと認識いただきたい。そういう意味では船速の低下は最も安全な、かつ容易な省エネルギー対策であるといえる。

4.6の参考文献

8）酒井久治・田澤祐太：漁船主機の運転方法が燃料消費量に及ぼす影響．水産工学、45（1）：147-150，2008.

4.7　発電機関の省エネルギー

陸上工場内で接続される電気機器は、運転負荷にもよるがおおむね0.5～0.8の遅れ力率を示す。電力系統にコンデンサを接続し、誘導性リアクタンスを減少させ力率を改善される。これを力率改善用コンデンサと呼ぶ。この成果は、電力供給会社の料金体系において力率85%を基準に力率を1ポイント改善する毎に1%の基本料金の軽減が得られる。漁船の場合、船内の発電機により発電されるので、上記の契約が適用できないが、力率改善用コンデンサによる省エネルギー効果を説明する[8)]。更に、発電機の出力電圧および周波数を変動させたときの同駆動機関の燃料消費量との関係を説明する[9)]。

1）力率改善用コンデンサによる電動機性能

力率改善用コンデンサ（進相コンデンサ）を接続したときの海水ポンプの電動機特性を**図 4.7.1**に示す。

消費電力は、進相コンデンサの接続に関係なく一定値を示した。コンデンサの接続は、誘導性リアクタンスのみを減少させるため、抵抗分である有効電力は変化しないから当然の結果といえる。このことは、電気機器に進相コンデンサを接続しても、発電機にかかる電力負荷は増加しない。

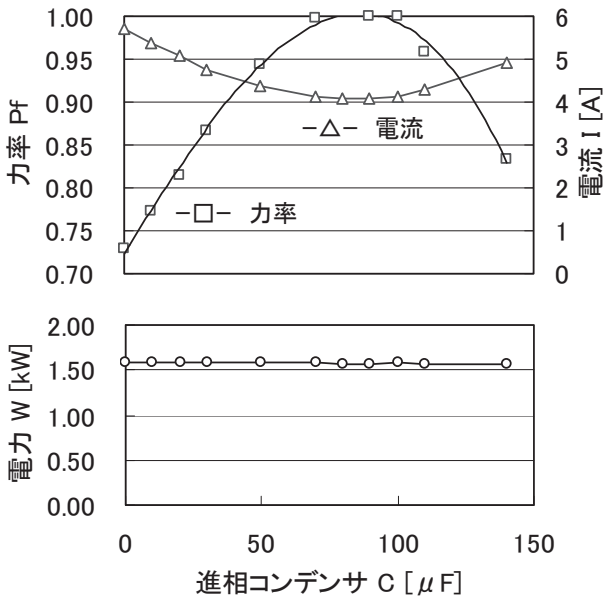


図4.7.1　コンデンサ接続時のポンプ性能

力率および電流は、進相コンデンサの接続により容量性リアクタンスが増加し、誘導性リアクタンスと相殺されるので、誘導性リアクタンスが減少し、電流は減少し、力率は増加した。更にコンデンサ容量が増加すると、容量性インダクタンスのみの増加となり、進み電流となるため、電流の増加と進み力率の低下が見られた。電流については、コンデンサ接続がない場合、力率は0.73、電流は5.7Aであり、進相コンデンサを接続すると力率1で4.1Aに減少した。力率が0.27改善されると電流は28％の減少が見られた。これにより、同コンデンサによる力率改善により、変圧器や電路の低容量化が可能になる。特に、電線は、断面積が１段階小さいものを使用でき、経費および重量の軽減に寄与する。また、既設機器の場合には、その機器容量をフルに利用できる利点もある。

2）力率改善による発電機関の燃料消費量

図4.7.2に、進相コンデンサを接続し、力率を改善したときの発電機関の燃料消費量の変化を示す。図中に示した近似曲線は、燃料消費量をQ、力率をpfとすると、$Q=0.727pf^2-1.381pf+3.352$ ($r=0.805$)であった。

進相コンデンサを接続しないとき、すなわち船内電源による通常運転時の力率は0.55、燃料消費量は3.027L/hであった。電気機器の稼動状況は、可変ピッチプロペラおよび操舵装置用油圧ポンプ、船内

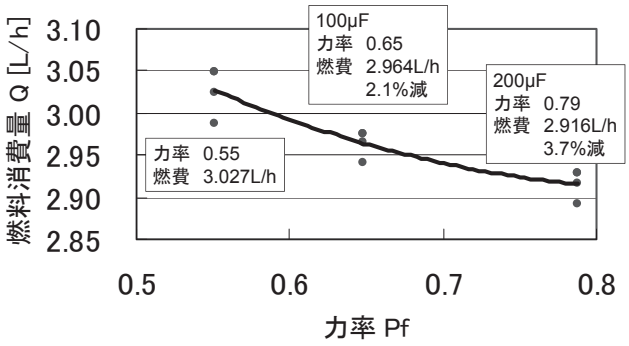


図4.7.2　力率改善時の発電機関の燃料消費量
$Q=0.727pf^2-1.381pf+3.352(r=0.805)$

蛍光灯、雑用水ポンプ、機関室通風機が運転され、可変ピッチプロペラおよび操舵装置用油圧ポンプは無負荷運転であったことから、力率は低い0.55であったと考えられる。これに対して、100μF、200μFの進相コンデンサを接続したとき、力率および燃料消費量は、それぞれ0.65および2.964 L/h、0.79および2.916L/hであった。

供試船の場合、200μFの進相コンデンサを接続したとき、力率は0.24改善し、燃料消費量は3.7%の削減効果が認められた。これらの結果により、170総トンの練習船に適用した場合、通常航海中の力率が0.7であった。この力率を0.9まで改善する場合、燃料消費量は供試船と異なるので前述の近似式が用いることができないが、燃料消費量の削減率は他の発電機関でも大差がないと考えると、節減効果は1.6%と推算された。更に、力率が0.8以上を示す漁船では、大きな節減効果は得られないので注意が必要であろう。

3）力率改善用コンデンサの容量および方法

接続される進相コンデンサの静電容量を考察する。コンデンサの接続前の力率をPfb、コンデンサ接続後の力率（改善目標の力率）をPfaとすると、接続されるコンデンサの容量C［F］は下記に示される。なお、配電方式は三相であり、Iは負荷電流［A］、Eは電源電圧［V］、fは電源周波数［Hz］とする。

$$C=\frac{\sqrt{3}I\left(\sqrt{1-Pfb^2}-\frac{Pfb}{Pfa}\sqrt{1-Pfa^2}\right)}{2\times\pi\times f\times E} \quad (1)$$

進相コンデンサを選定する場合、使用電圧はもちろんのこと、上式により求められた静電容量に合致する。

次に、進相コンデンサの接続方法について考察する。漁船の電気機器は、漁撈機械を除いて、おおむね一定の負荷率で運転される。特にポンプ類は、ほぼ定格値で運転されるため、無効電力の変動は少ない。そこで、比較的大きな負荷に対しては、進相コンデンサを始動器内に電動機回路と並列に接続する方法が考えられる。これと同様に、負荷が安定している電気機器に対しても同様な方法が適切であろう。

船内照明および集魚灯は、器具内に個別にコンデンサを設置することも考えられるが、経費面を考えると、配電盤に一括して配置し、接続することが費用対効果が高いと考えられる。初期投資の面から推奨されるが、負荷が変動する場合には進み力率に陥ることも考慮する必要があろう。更に、漁船の場合、専門の運転員を乗り込ますことは考えられないので、通常航海時、または操業時の消費電流から前述の算定式を用いて最適なコンデンサ容量を決定し、母線に接続することも合理的な方法の一つであろう。

繰り返し運転される負荷については、力率改善用コンデンサの残留電圧による損傷を考慮しなければならないが、市販されている進相コンデンサは、その内部に放電用抵抗を有するため、実用上問題がないものと考える。

コンデンサの焼損事故に関して、コンデンサの定格容量は実容量の2倍以上のものを選択すべきであり、また耐用年数は5～8年をめどにすべきであろう。

4）発電機の電圧および周波数と燃料消費量の関係

発電機の出力電圧および周波数は、大型漁船では450Vおよび60Hz、中小型漁船では225Vおよび60Hzである。これらの設定値を変動させる選択肢は一般的にありえない。しかし、逆に集魚灯漁業に従事する漁船では集魚灯光力を増加させるために発電機電圧を高めに設定することがしばしば行われているので、発電機の電圧および周波数を変動させたときの発電機関の燃料消費量を調査した。**図4.7.3**に発電機の周波数を55Hzから62.5Hzまで変化させたとき、および発電機の電圧を200V、210V、220Vに変化させたときの発電機関の燃料消費量の変化を示す。なお、発電機出力［kW］は同一である。説明変量に

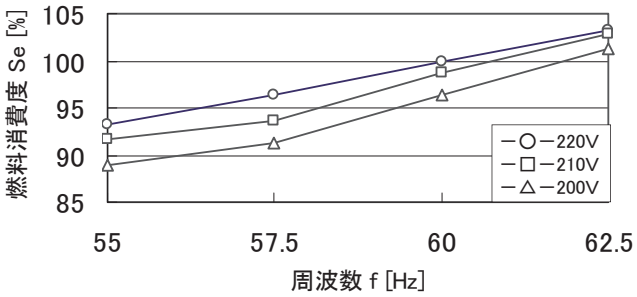


図4.7.3　電圧・周波数の変動と燃料消費量の関係
Se＝0.1892E+1.525f-32.86

電圧（e）および周波数（f）を、目的変量に燃料消費量（Se）をとると、次式が得られた。

Se=0.1892e+1.525f-32.86

この結果、たとえば電圧を200V、周波数を57Hzに設定すると、燃料消費量は電圧220V、周波数60Hz時の92%に減少し、8%の燃料節減効果が得られることになる。

当然のことながら、これらの対策を実施すると、電動機では軸回転数の低下が、電気ヒータ類では発生熱量の低下がみられるので、実施にあたっては事故、故障等に十分注意する必要がある。

（※酒井久治）

4.7の参考文献

9）酒井久治・熊谷和哉・北野庸介：進相コンデンサの接続が発電機関の燃料消費量に及ぼす影響．海洋水産エンジニアリング，76：35-38，2007.

付録

4.8　燃料消費削減装置による省エネルギー

燃料価格が高騰すると、燃料節減量が同一でも燃料削減費が増大するため、多種多彩な燃料消費削減装置商品が販売される。しかし、2008年2月には公正取引委員会がこれらの燃料消費削減装置に対して排除命令を出した。これらの装置に表示された燃費向上率は5-40%であり、これらに合理的な裏付けがなかったとしている。これらの商品は主として自動車およびトラック向けであったが、商船および漁船向けにおいても**図4.8.1**に示すような装置が見られる。

これらの装置を大別すると、燃料活性装置、燃料添加剤、空気活性装置、潤滑油添加剤である。これらの装置の燃料節減メカニズムの説明は省略するが、これらの燃料消費節減装置について調査した[10]。

図4.8.2には燃料油に磁界を与える装置、**図4.8.3**には燃料油をイオン化させる装置、**図4.8.4**には燃料油に酸素を混入させる装置、**図4.8.5**には燃料油にオゾンを混入させる装置、**図4.8.6**には燃料油に放射線を与える装置、**図4.8.7**には燃料油添加剤、**図4.8.8**には機関の吸入空気をイオン化させる装置、**図4.8.9**には機関の吸入管に取り付けるセラミックシート、**図4.8.10**には潤滑油添加剤の計測結果を示す。著者は、これらの装置を陸上に設置されたディーゼル機関に装備して燃料消費量を計測した結果、装置に燃料節減効果が確認できなかった。これらの実験結果のみで、それらの装置に一様な評価を下すことはできないが、それらの商品の採用にあたってはベンチテスト（陸上に設置されたディーゼル機関および動力吸収装置を組み合わせた試験用機関）による試験報告書を検討することが肝要である。実船試験では、負荷が同一でない、海況が同一でない、排水量、積載量が同一でないなどの要因により、正確には評価できない。更に、1～2%程度の燃費向上率は計測誤差の一部であることも考慮する必要がある。

4.8の参考文献

10）酒井久治：漁船の省エネルギーに向けた取り組み．水産工学，51（2）：139-146，2015.

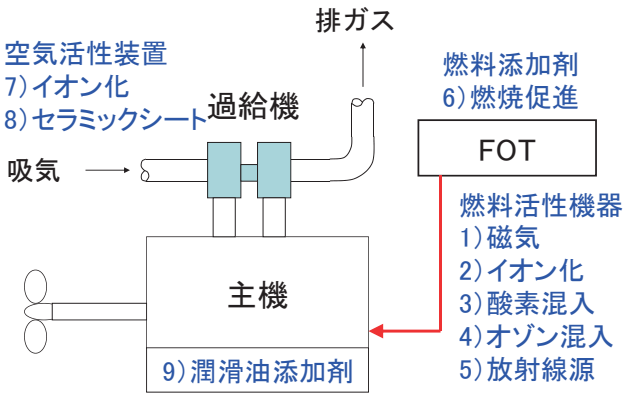


図4.8.1　燃費向上装置の一例

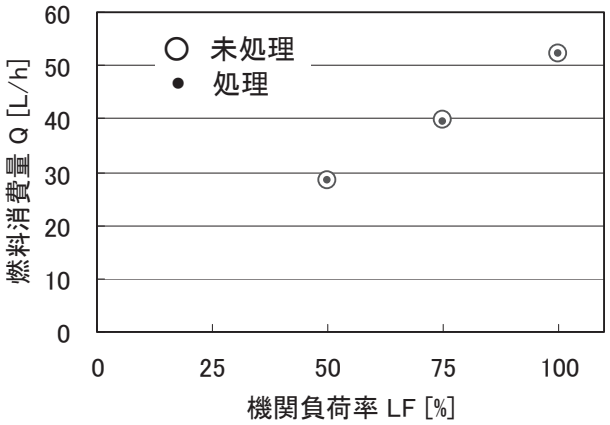


図4.8.2　燃料活性機器（磁気）（8000G）

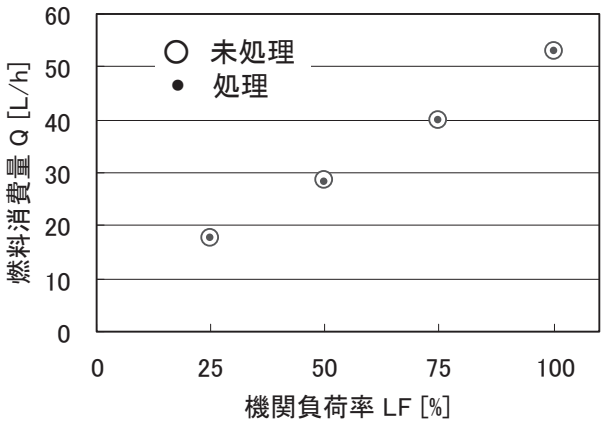


図4.8.3　燃料活性機器（半導体イオン化）

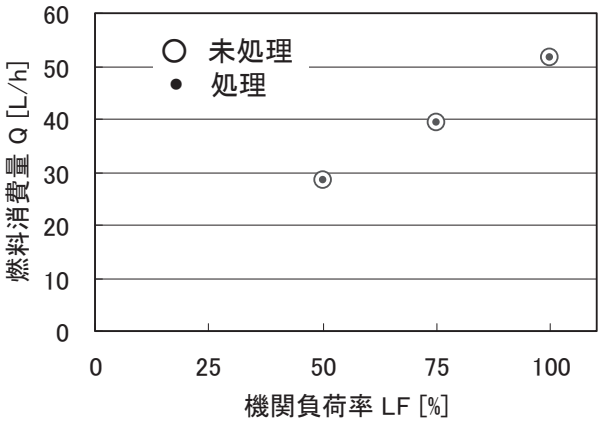


図4.8.4　燃料活性機器（酸素混入）

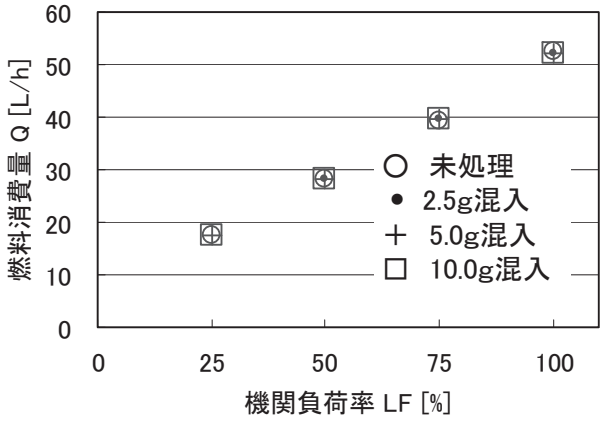


図4.8.5　燃料活性機器（オゾン混入）

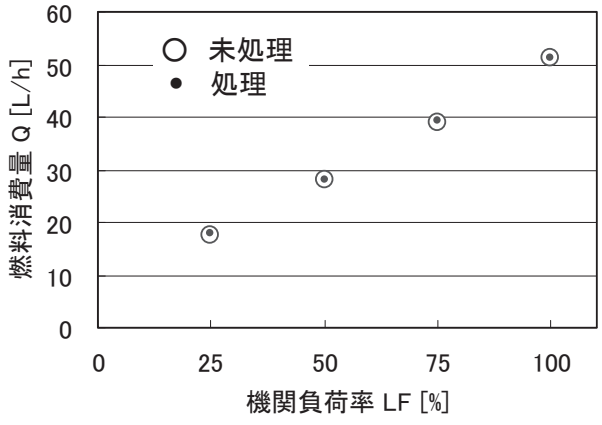


図4.8.6　燃料活性機器（放射線源）

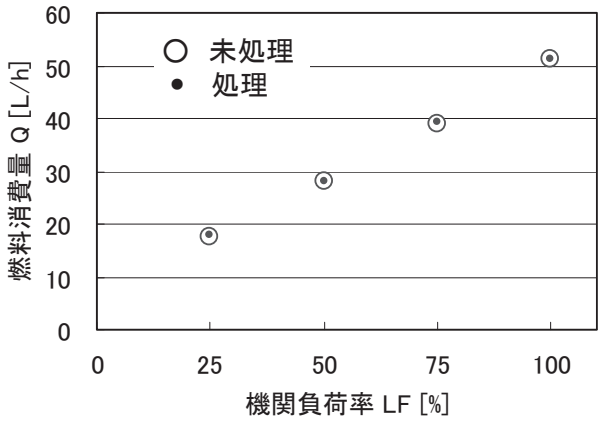


図4.8.7　燃料添加剤

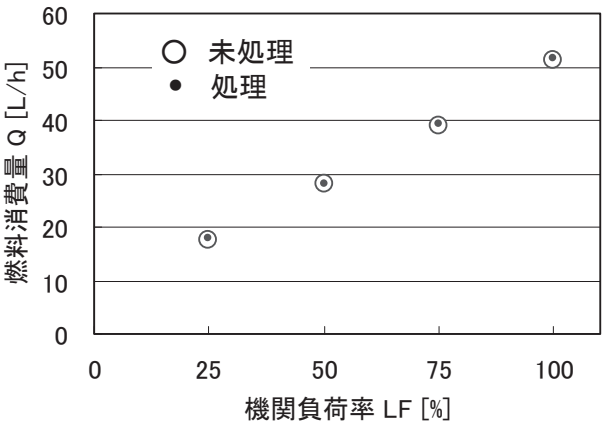


図4.8.8　空気活性装置（イオン化）

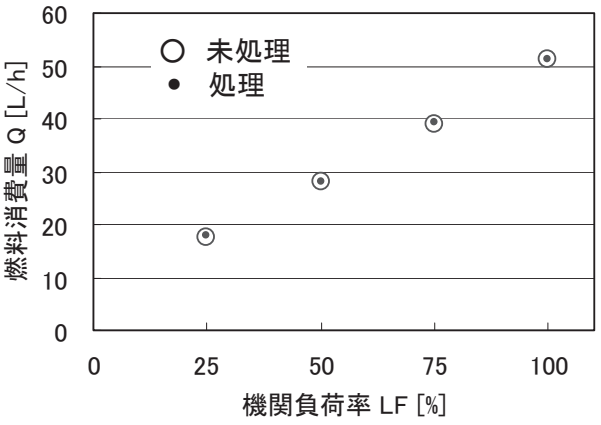


図4.8.9　空気活性装置（セラミックシート）

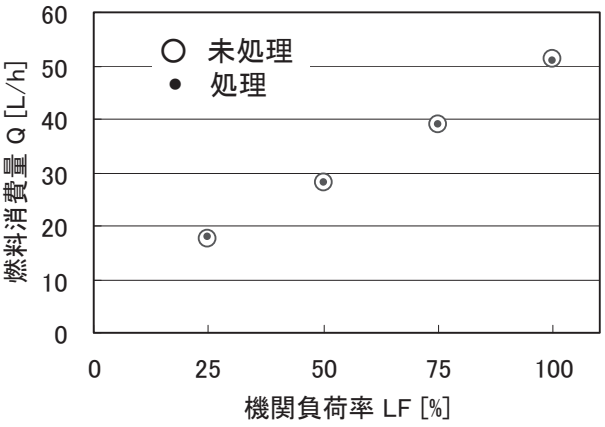


図4.8.10　潤滑油添加剤