

船舶における NO_x の排出特性と摩擦抵抗 の増加が NO_x 排出量に及ぼす影響

末次昂之*¹・大八木敏博*¹・前田和幸*²・森下晋一*²

The Characteristics of NO_x Emission from Ship and the Effect of Increasing Frictional Resistance of Hull on the NO_x Emission

Takayuki Suetsugu*¹, Toshihiro Ohyagi*¹, Kazuyuki Maeda*²,
and Shin-ichi Morishita*²

To clarify the characteristics of NO_x emission from ship and the effect of increasing frictional resistance of hull on the NO_x emission, ship speed [knot], NO_x emission [ppm], engine output [kW], and indicator diagram were examined by using a 603GT/1618kW ship equipped with controllable pitch propeller. Two comparative examinations were carried out before and after drydocking, in order to study the relationship between engine load and NO_x emission and the effect of hull conditions on NO_x emission. The results obtained from the examinations are as follows: (1) NO_x emission [kg/h] increases with engine load at any engine speed; (2) NO_x emission [kg/h] correlates well with fuel oil consumption; (3) precautions against increasing frictional resistance of hull are effective in reducing NO_x emission.

1 緒 言

船舶から排出される NO_x (窒素酸化物) の量は世界全体の NO_x 排出量の約 7% と推定されており, 特に運航量が多い航路や港湾で環境に与える影響が心配されている。NO_x 排出量の現状は船級協会やエンジンメーカー等により示されており¹⁾²⁾, 低減方法に関する研究も行われているが³⁾⁴⁾, いずれも主機関の運転状態と NO_x 排出量の関

係を述べたもので, 船舶の運航そのものに対する検討は行われていない。著者らは船舶から排出される NO_x の低減策の一つとして, NO_x 排出量を機関単体で評価するのではなく船舶の運航そのものに着目し, 船用 2 サイクルディーゼル機関を備えた 1990GT の船舶を固定ピッチプロペラ船として使用した場合と, 可変ピッチプロペラ船として使用した場合の低負荷域における NO_x の排出特性を明らかにするとともに, 船舶から排出される NO_x の新しい評

水産大学校研究業績 第1414号, 1992年6月16日受付。

Contribution from Shimonoseki University of Fisheries, No. 1414. Received. June 16, 1992.

*1 水産大学校練習船天鷹丸 (Training Ship Tenyo-Maru, Shimonoseki University of Fisheries).

*2 水産大学校機関学科内燃機関学講座 (Laboratory of Marine Internal Combustion Engineering, Department of Marine Engineering Shimonoseki University of Fisheries).

価単位を提案した⁵⁾。しかし船舶の通常の運航は、陸上試運転や海上公試にみられるような全ての条件が最良に近いというような場合はきわめて稀であり、船体やプロペラの汚れ、海況、風力、風浪、海流等の影響が複雑に絡み合うため、このような外的条件の変化がNO_x排出量にどのような影響を及ぼすかを把握する必要がある。

本研究では1618kW/280rpmの船用4サイクルディーゼル機関を備えた603GTの船舶を用いて、4サイクルディーゼル機関のNO_x排出特性を明らかにするとともに、燃料消費量とNO_x排出量との関係についても検討した。さらに運航時における各種の外的要因の中から、船体の汚れによる摩擦抵抗の増加がNO_x排出量に与える影響についても検討した。その結果、NO_x排出量は燃料消費量の増加とともに増大するがその増加割合は一定ではないこと。船体を清浄に保ち摩擦抵抗の増加を抑えることによりNO_x排出量の大幅な低減が可能であること等を明らかにしたのでここに報告する。

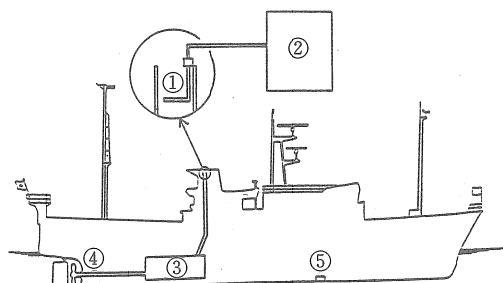
2 実験装置と方法

実験は水産大学の練習船天鷹丸を用いて行った。実験装置の概要と供試船舶の主要目をそれぞれFig. 1とTable 1に示す。また供試燃料油の性状をTable. 2に示す。

Fig. 1において、排気ガスを均等に採取できるように螺旋状に合計6個の吸入孔を設けた採取プローブ①を排気管の出口付近に取り付けた。吸入した排気ガスは加熱フィルター、クーラーにより乾き燃焼ガスにし、コンバータ、フィルター、フローメーター等を通し、化学発光式酸化窒素・酸素分析計②に導き、NO_xおよびO₂濃度を測定した。またこの測定と同時に、主機関③の指圧線図と軸馬力および可変ピッチプロペラ④の翼角とスラストをデータレコーダに記録するとともに、ドップラーログ⑤により船速を測定した。

実験はまず船体とプロペラが最も汚れる夏場の長期停泊後（以後この状態を汚損時と呼ぶ）を選び、一定回転特性におけるNO_xの排出特性を調べるために、機関回転数を200, 220, 240, 255rpmに設定して、それぞれの機関回転数において翼角を変更することにより負荷率を変化させ、各部の計測を行った。またプロペラ特性におけるNO_xの排出特性を調べるために、翼角を最大付近に保ち機関回転数を変化させて一定回転特性と同様の計測を行った。

次に、船体とプロペラの汚損が最も少ない出渠直後（以



- ① Sampling Probe
- ② Exhaust gas Analyzer
- ③ Main Engine
- ④ Controllable Pitch Propeller
- ⑤ Doppler Log

Fig. 1. Schematic Diagram of Experimental Apparatus.

Table 1. Ship Specifications

Length (overall)	57.10 m
Breadth	10.40 m
Depth	6.45 m
Gross Tonnage	603 ton
Trial Speed	15.40 knot
Main Engine	
Type	6 ELS-32
Output	1618 kw (2200PS)
Engine Speed	280 rpm
Pme	2.25 MPa
Bore	320 mm
Stroke	640 mm
Date of Delivery	May 29, 1985

Table 2. Properties of Fuel Oil

Density (15°C) kg/m ³	850.3
Kinematic Viscosity (50°C) mm ² /s	2.61
Flash Point °C	71
Constituent wt%	
C	86.3
H	13.0
S	0.66
Residual Carbon wt%	0.60
Lower Calorific Value kJ/kg	42360

後この状態を清浄時と呼ぶ)において、汚損時と同様に一定回転特性とプロペラ特性についてそれぞれの計測を行った。

3 実験結果と考察

3.1 NO_xの排出特性

出力や回転数の異なった機関のNO_x排出量を客観的に比較する場合、濃度による方法としてO₂13%換算NO_x濃度 [ppm] (以後これをO₂13%NO_xと呼ぶ) が用いられ、質量による方法として単位時間・出力当たりのNO_x排出量 [g/kW・h] が用いられる。しかし、船舶から排出されるNO_xの絶対量を評価する場合には単位時間当たりのNO_x排出量 [kg/h] が適当である⁵⁾。

Fig. 2 に清浄時における負荷率とO₂13%NO_xとの関係を示す。図において、一定回転特性の場合、O₂13%NO_xは負荷率10%付近ではいずれの機関回転数においても低い値を示すが負荷率の上昇とともに増加し、負荷率35%付近を過ぎると逆に減少している。また増加傾向を示す35%付

近までは機関回転数を高く設定するほど同一負荷率におけるO₂13%NO_xは少なく、その最大値も低い。これに対しプロペラ特性の場合、O₂13%NO_xは常用負荷付近で低く、負荷率の減少とともに増加している。

Fig. 3 に清浄時における負荷率と単位時間・出力当たりのNO_x排出量との関係を示す。これをFig. 2と比較すると、最大値を示す負荷率が25%付近とやや低くなっているが、一定回転特性、プロペラ特性のいずれの場合も同じような傾向を示している。この傾向は先に報告した船用2サイクル機関の実験結果⁵⁾とも一致しており、NO_xによる影響が最も心配されている港内や狭水道のような低負荷運転を必要とする場所での機関の運転に際し、可変ピッチプロペラ船の場合は機関回転数を高く設定して運転することにより、O₂13%NO_xおよび単位時間・出力当たりのNO_x排出量の最大値を下げる事ができる。しかし固定ピッチプロペラ船の場合は負荷率の低下とともに機関回転数が低くなるため、O₂13%NO_xおよび単位時間・出力当たりのNO_x排出量の値は上昇し、特に発停を繰り返す接岸時や離岸時に高い値を示すものと思われる。

Fig. 4 に負荷率と単位時間当たりのNO_x排出量との関係を示す。図において単位時間当たりのNO_x排出量は負荷率の上昇とともに増加し、負荷率35%付近までは機関回転数を高く設定するほど同一負荷率におけるNO_x排出量

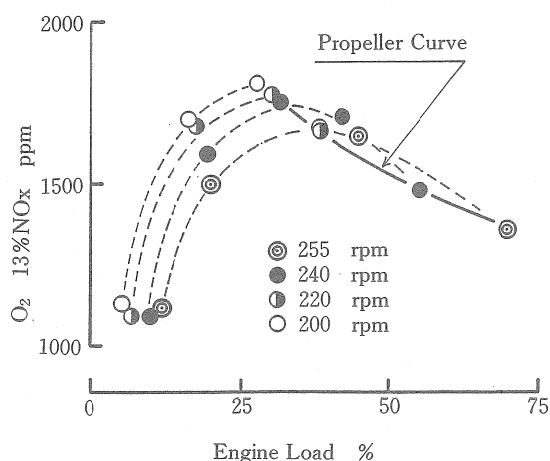


Fig. 2. Relationship between Engine Load and O₂13%NO_x [NO_x [ppm]] at Each Engine Speed.

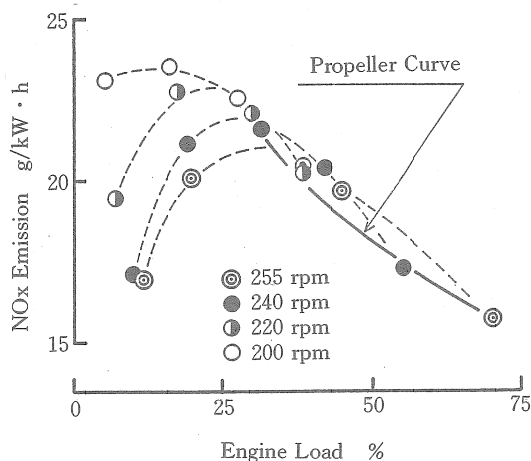


Fig. 3. Relationship between Engine Load and NO_x Emission [g/kw·h] at Each Engine Speed.

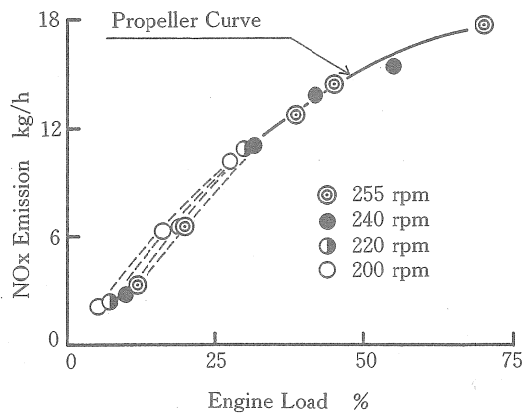


Fig. 4. Relationship between Engine Load and NOx Emission [kg/h] at Each Engine Speed.

は少ない。Fig. 2, 3において O_2 13% NO_x と単位時間・出力当たりの NO_x 排出量は25~35%付近で最大値を示したが、この時の NO_x 排出量を絶対量で評価すると、一定回転特性、プロペラ特性のいずれにおいても常用負荷時と比較してかなり少ないことがわかる。

以上の結果より、船舶から排出される NO_x の排出量[kg/h]はいずれの機関回転数においても負荷率の上昇とともに増加するが、これを O_2 13% NO_x や単位時間・出力当たりの NO_x 排出量で評価するとその排出特性上、負荷率によっては港内や狭水道など船舶が集中するような場所で最大値を示す場合があることがわかる。このような場所での負荷率は操船上や安全上必要とされる船速によって決まり、単位時間当たりの NO_x 排出量は少なくとも運航時間が長くなると総量としては多くなる場合も考えられる。

3.2 NO_x 排出量 [kg/h] と燃料消費量

本節では NO_x 排出量と船舶を経済的に運行するための最大の関心事である燃料消費量との関係について検討する。まず一定回転速度において負荷率が変化するとき、 NO_x 排出量にどのような影響を及ぼすかを明らかにする。

Fig. 5に機関回転数255rpm、負荷率12, 38, 71%における燃料噴射圧力と指圧線図を示す。またFig. 6にこの指圧線図より算出した熱発生率とシリンダ内ガス温度を示す。

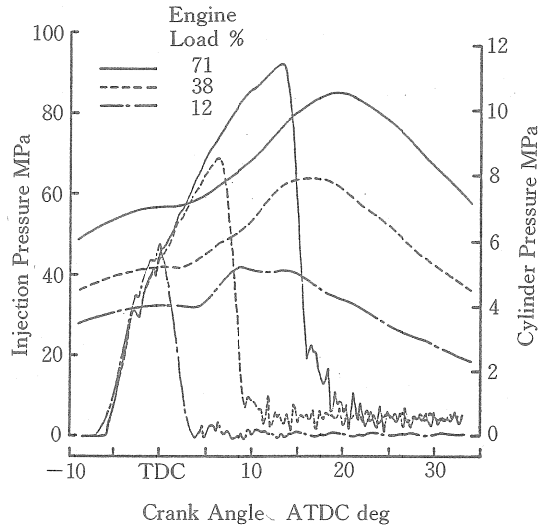


Fig. 5. Fuel Injection Pressure and Cylinder Pressure at 255rpm.

Engine Load %	NO_x Emission g/cylinder
12	0.0712
38	0.276
71	0.388

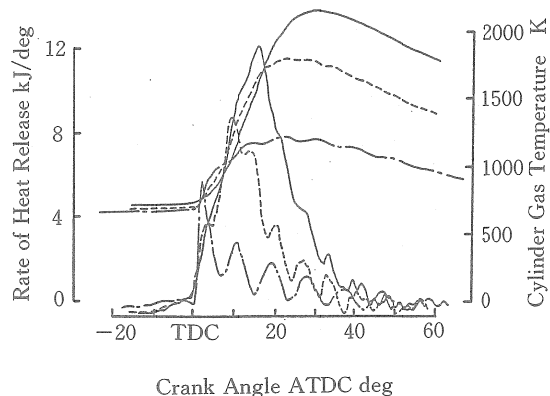


Fig. 6. Rate of Heat Release and Cylinder Gas Temperature at 255rpm.

なお燃料噴射圧力と指圧線図は、それぞれの負荷率における150サイクルの平均である。Fig. 5, 6において、負荷率が上昇して燃料の噴射期間が長くなると、熱発生期間は長く、シリンダ内ガス圧力および温度の最大値は高くなり、これに伴って一回の燃焼におけるNO_x排出量は増加している。これらの図より、NO_xは予混合燃焼域よりもその後の拡散燃焼域においてより多く生成されていることがわかる。NO_xの生成に直接影響を与える要因として局所的な温度、燃焼の持続時間が挙げられるが、シリンダ内ガス温度は、高温の火炎および既燃ガスと圧縮温度に近い周囲の空気との平均温度であるので、この平均温度が高いほど燃焼室内における火炎および既燃ガスの占める割合が大きく、NO_xが生成されやすいものと思われる。またその変化はゆるやかな山形となっているので、この最大値が大きいほど温度の高い期間も長くなり、NO_xの生成量は多くなったものと思われる。

次に一定図示平均有効圧力において回転数が変化したとき、NO_x排出量にどのような影響を及ぼすかを明らかにする。

Fig. 7に図示平均有効圧力0.97MPa、機関回転数200,220,240rpmにおける燃料噴射圧力と指圧線図を示す。またFig. 8にこの指圧線図より算出した熱発生率とシリンダ内ガス温度を示す。Fig. 7, 8において機関回転数が上昇すると熱発生率の最大値は高くなるが、その熱発生のパターンはほぼ同じである。これに対し、シリンダ内ガス圧力の最大値とシリンダ内ガス温度の最大値は低くなり、一

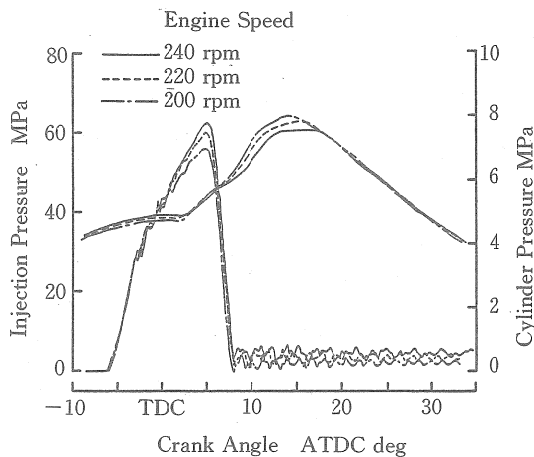


Fig. 7. Fuel Injection Pressure and Cylinder Pressure at 0.97 MPa (Pmi).

回の燃焼によるNO_x排出量も少なくなっている。これはFig.8に示すように機関回転数が高いほどシリンダ内ガス温度の低下割合が大きく温度の高い期間が短くなるためと思われる。

Fig. 9に燃料消費量とNO_x排出量との関係を示す。図

Engine Speed rpm	NO _x Emission g/cylinder
200	0.280
220	0.272
240	0.256

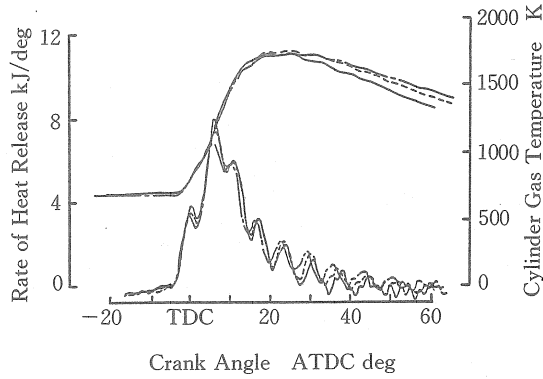


Fig. 8. Rate of Heat Release and Cylinder Gas Temperature at 0.97 MPa (Pmi).

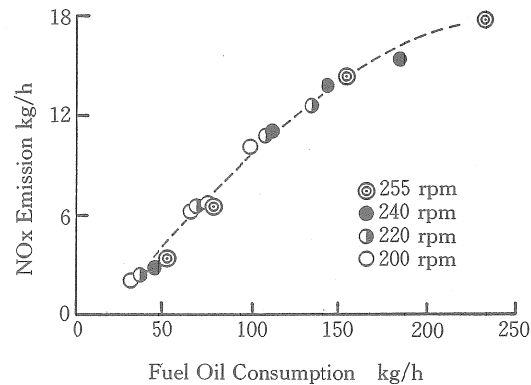


Fig. 9. Relationship between Fuel Oil Consumption and NO_x Emission [kg/h].

において燃料消費量の増加とともに NO_x 排出量も増加し、燃料消費量の増加に対する NO_x 排出量の増加割合は、燃料消費量が100kg/h を越えるあたりから徐々に低下している。この理由は次のように考えられる。Fig. 5, 6 に示すように負荷率の増加とともに燃料消費量が増えたと噴射期間が長くなり、これに伴って燃焼期間も長くなる。上死点付近での燃焼は定容燃焼に近いため、発生した熱は温度上昇に寄与する割合が大きく、燃料噴射量の増加に比例して NO_x 排出量も増大するものと思われる。しかし、燃料噴射量の増加とともに燃焼期間が長くなるとピストンの上死点からの変位は大きくなり、単位時間当たりの容積の増加割合が大きくなる。このため温度の上昇が抑えられ、燃焼後期においては発生熱量に対する NO_x 生成量の割合が減少したのものと思われる。

3.3 船体の摩擦抵抗と NO_x 排出量

船舶の運航は通常船速を基準にして行われるため、船体やプロペラの汚れ、海況、風力、風浪、海流等が変化すると機関出力を増減して一定船速を保持しようとする。Fig. 10 に清浄時と汚損時における船速と燃料消費量との関係を示す。この図より船体が汚れると同一船速を維持するためには大幅な燃料消費量の増加を要することがわかる。その結果、先に述べたように NO_x 排出量は燃料消費量と密

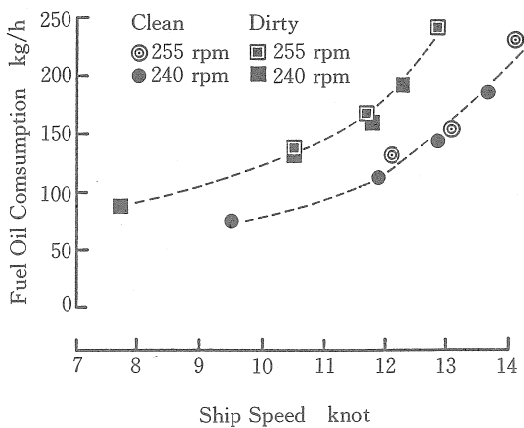


Fig. 10. Relationship between Ship Speed and Fuel Oil Consumption.

接な関係があるため、船体が汚れると経済性の悪化に加え、NO_x 排出量の増大にもつながることになる。本節では摩擦抵抗の増加が NO_x 排出量にどのような影響を与えるかを明らかにするために、まず理論式によって船体の摩擦抵抗と燃料消費量および NO_x 排出量との関係を示した後、測定値との比較を行う。

船舶の運航時における全抵抗を R_T 、摩擦抵抗を R_F 、剰余抵抗を R_R とすれば次式を得る⁶⁾。

$$R_T = R_F + R_R \quad \text{----- (1)}$$

$$R_F = 0.3048 \cdot f \cdot S \cdot V^{1.825} \quad \text{----- (2)}$$

f : フルードの摩擦係数

S : 浸水表面積 [m²]

V : 船速 [knot]

また、推力馬力 THP と有効馬力 EHP および両者の関係は次式により示される。

$$THP = T \cdot V_a / 198 = \eta_T \cdot \eta_P \cdot SHP \quad \text{----- (3)}$$

$$EHP = R_T \cdot V / 198 \quad \text{----- (4)}$$

$$\eta_h = EHP / THP = R_T \cdot V / T \cdot V_a \quad \text{----- (5)}$$

T : スラスト [kg]

V_a : プロペラとその周囲の水との相対速度 [knot]

η_T : 伝達効率

η_P : プロペラ効率

η_h : 船体効率

Fig. 11 に清浄時と汚損時における船速とスラストの関

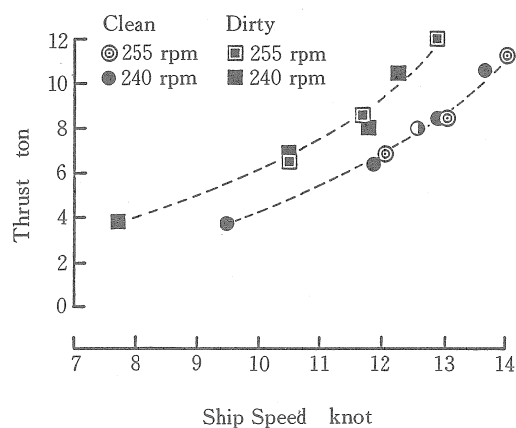


Fig. 11. Relationship between Ship Speed and Thrust.

係を示す。図において同一船速におけるスラストの増加分 ΔT を、船体の汚れによりフルードの摩擦係数 f が Δf だけ大きくなり摩擦抵抗が増加したためと考え、(1)、(2)、(5)式より

$$\begin{aligned} \Delta R_F &= \Delta R_T = \eta_h \cdot \Delta T \cdot V \cdot V_a / V \\ &= 0.3048 \cdot \Delta f \cdot S \cdot V^{1.825} \quad \text{----- (6)} \end{aligned}$$

となる。また(3)式において一定船速においてスラストが増加しても V_a , η_T , η_P の値は一定とすると、スラストの増加により軸出力 SHP [kW] が増加する。この軸出力は燃料消費量 FOC [kg/h] と燃料消費率 SFC [g/kW・h] を用いて次式により表される。

$$SHP = 1000 \cdot FOC / SFC \quad \text{----- (7)}$$

以上のことを(1)~(7)式を用いて表すと次のようになる。

$$FOC = 0.3048 \cdot \Delta f \cdot S \cdot V^{2.825} \cdot SFC / (198000 \cdot \eta_T \cdot \eta_P) \quad \text{----- (8)}$$

すなわちスラストの増加は Fig. 10 に示したように燃料消費量の増加 ΔFOC となって表れ、(8)式より燃料消費量は摩擦係数の増加とともに増大し、その増加割合は燃料消費率および浸水表面積が大きいほど、また船速が早いほど大きくなることからわかる。

Fig. 12 に各船速における摩擦係数の増加に対する燃料消費量の増加量を示す。図の計算値は(8)式において浸水表面積を 648m^2 、伝達効率を 0.97 、プロペラ効率を 0.70 、燃料消費率を $210\text{g/kW}\cdot\text{h}$ として計算した。また、図の測定値は各船速における清浄時と汚損時の燃料消費量の差を

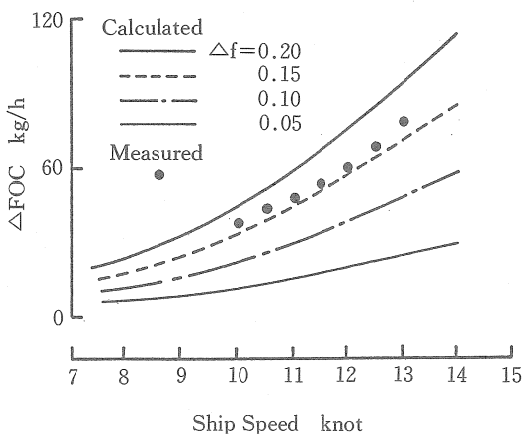


Fig. 12. Effect of Increasing Frictional Resistance on the NO_x Emission [kg/h].

示したものである。図において 12.5 ノット (巡航速度) で航行する際、摩擦係数が 0.05 増加する毎に燃料消費量は約 20kg/h 増加することになる。また、汚損時における燃料消費量の増加量は約 60kg/h で清浄時に比べ約 43% 増加している。

次に摩擦係数が増加したとき NO_x 排出量にどのような影響を及ぼすかについて検討する。NO_x 排出量は燃料消費量の増加とともに増大するので、その係数を K [kg (NO_x) / kg (Fuel)] とすると NO_x の増加量 ΔNO_x は次のように表せる。

$$\Delta NO_x = K \cdot \Delta FOC \quad \text{----- (9)}$$

Fig. 13 に各船速における摩擦係数の増加に対する NO_x 排出量の増加量を示す。図の計算値は(9)式において供試船舶の巡航時における K の値を図9より 0.07 として計算した。

また、図の測定値は各船速における清浄時と汚損時の NO_x 排出量の差を示したものである。図において 12.5 ノットで航行する際、摩擦係数が 0.05 増加する毎に NO_x 排出量は約 1.3kg/h (約 10%) 増加することになる。また、汚損時における NO_x 排出量の増加量は約 4.0kg/h で清浄時に比べ約 30% 増加している。

以上の結果より、船体を清浄に保ち摩擦抵抗の増加を抑えることは、経済的な運航のみならず NO_x 排出量の低減にもつながることがわかる。

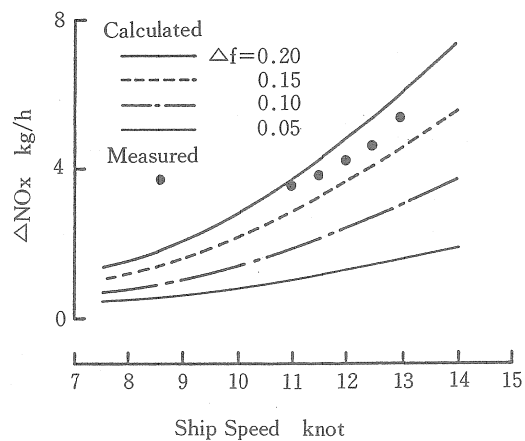


Fig. 13. Effect of Increasing Frictional Resistance on the NO_x Emission [kg/h].

4 結 論

1618kW/280rpm の4サイクル船用ディーゼル機関を備えた603GTの船舶を用いて、NO_xの排出特性と摩擦抵抗の増加がNO_x排出量に及ぼす影響を明らかにした。要約すると次のようになる。

(1) 船舶から排出される単位時間当たりのNO_x排出量 [kg/h] は、一定回転特性、プロペラ特性のいずれの場合も低負荷域では低く負荷率の増加とともに増大する。

(2) 船舶から排出される単位時間・出力当たりのNO_x排出量 [g/kW・h] は、一定回転特性の場合は負荷率35%付近で最大値を示しその後常用負荷域に近づくにつれて減少するが、プロペラ特性の場合は常用負荷域において低く、負荷率の低下とともに上昇する。また、O₂13%換算NO_x濃度 [ppm] も同様な傾向を示す。

(3) NO_x排出量 [kg/h] は燃料消費量と相関があり、燃料消費量の増加とともに増大するが、その増加割合は負荷率が35%を越えるあたりから徐々に低下する。

(4) 船体を清浄に保ち摩擦抵抗の増加を抑えることによりNO_x排出量の低減が可能である。供試船舶の場合、巡

航速度におけるNO_x排出量は摩擦係数が0.05増加する毎に約10%増大し、船体の汚損により約30%増大した。

終わりに、実験データの採取に当たり天鷹丸船長をはじめとする乗組員の皆様のご協力を得たことに対し、感謝の意を表します。

文 献

- 1) Gillian Reynolds: The Motor Ship 13th International Marine Propulsion Conference, 1991 London.
- 2) K Søndergaard et al: 19th CIMAC, 1991 florence, D-15.
- 3) Shohei Sukoh・Yukio Hokari・Hironori Kamimura: 19th CIMAC, 1991 florence, D-07.
- 4) 永井建夫・川上雅由: 舶機誌, 25-5, 306-317(1990).
- 5) 前田和幸・安成幹男・日笠純扶・森下晋一: 舶機誌, 28-1, 31-37(1993).
- 6) 大串雅信: 理論船舶工学(下巻), 第10版, 海文堂, 東京, 1990, P.86.