空気潤滑システムの開発と実船試験による検証

正員 溝 上 宗 二* 正員 川 北 千 春**
 正員 小 段 洋一郎** 正員 高 野 真 一**
 正員 日 笠 靖司郎* 重 永 亮 介**

Development of Air lubrication system and verification by the full scale ship test

by Shuji Mizokami, *Member* Chiharu Kawakita, *Member*
 Youichiro Kodan, *Member* Shinichi Takano, *Member*
 Seijiro Higasa, *Member* Ryosuke Shigenaga

Summary

In late years, a demand for the carbon dioxide discharge reduction from a ship and the reduction of the operation cost has been risen more and more. According to these backgrounds, the authors are grappling with establishment of the frictional resistance reduction technology of the ship by means of the air lubrication methods. In the present paper, we carried out confirmation of the air blow condition with a mock-up examination, examination at the wharf, and the numerical computation for investigation of the valve opening rate when air lubrication method is applied to large shallow water ship. After that, we confirmed the energy saving though sea trial test. When the ship was in a horizontal state we confirmed that air was blown uniformly from each small hole, by means of mock-up examination and full-scale examination by use of actual ship at wharf. In addition, through the wharf examination, we confirmed that air was almost uniformly distributed to each branch piping in heeling condition under adequate valve opening. The analytical result of the distribution of flow rate by use of MelTHERFY almost coincides with the estimated flow rate in the heeling condition. Therefore, this method is effective as an analytical technique. Thereafter, when we used air lubrication system at the speed trial test, we confirm an energy saving effect of 12% at the maximum, and the fuel consumption is reduced at the same time.

1. 緒 言

バンカー価格は今後さらに高騰し続けると予想され船の省エネ化の推進が急務である。さらに国際海運からの CO₂ 排出削減など運航コストや環境対策を背景として、船舶の省エネルギー技術開発への期待は大きい。

本研究は、空気潤滑システムの本格的な実船搭載を視野に置き、Photo.1 に示す、平成 22 年 4 月に就航した日之出郵船株式会社殿所有のモジュール運搬船にシステムを実装備し、海上運転時に省エネ効果を確認した。モジュール運搬船は、喫水が浅く幅広で船底に大きなフラット部を有する浅喫水船であり、空気潤滑法の効果を確認するのに最も相応しい船型である。

空気潤滑法は船底に空気を送り込み船体と海水の間に気泡の層を作ることによって船体の摩擦抵抗を減少させる技術である。特に、大型の低速肥大船は、全抵抗に対する摩擦抵抗の

Photo. 1 Modular carrier ship “YAMATAI”

割合が大きくなり、この摩擦抵抗低減の有効な対策として空気潤滑法は以前より注目されていた。Fig.1 に空気潤滑法のイメージを示す。船底に設けられた空気吹き出し部から送り込まれた空気は、周囲の流れによって引きちぎられ、気泡流となって船底部を覆いながら船尾方向に流れている。

空気潤滑法の実用化に向けた取組みとしては、近年、児玉ら¹⁾によって全長 50m の平板模型船を用いて模型船に働く、全抵抗や船底の局所摩擦力が低下することが確認された。さらにこれまで空気潤滑法の実船試験は数例実施されているが、特に児玉²⁾らが実施したセメント運搬船を用いた実船実験において約 5% の省エネ効果が報告され空気潤滑法の実船

* 三菱重工業株式会社 船舶・海洋事業本部
 ** 三菱重工業株式会社 技術本部 長崎研究所

における有効性に関心が集まっている。

本論文では、システムを開発する上で模型試験や数値計算など種々の検討を行った結果と実船試験の結果について報告する。

Fig. 1 Image figure of Air Lubrication Method.

2. モックアップ模型による水中空気吹出し試験

2.1 モックアップ模型

ブローアから供給される空気は、一旦ヘッダータンクに貯められ、そこから空気を供給する配管を 15 本の枝管に分岐させ、船底部に設けた空気供給部に導管している。1 本の空気供給管にそれぞれ一つのチャンバー(空気室)が接続され、そのチャンバー全体がリセスの中に納められている構成となっている。今回、このリセスとチャンバーの実機サイズの模型を製作し、実際に空気を吹出して空気の放出状況を確認した。試験は三菱重工業株式会社長崎研究所耐航性能水槽で実施した。

Photo. 2 にチャンバー(2,000×300×300mm)とリセス(2,000×1,000×1,200mm)の概観写真を示す。チャンバーの上部に空気供給管と接続する配管がチャンバー中心から 200mm オフセットした位置に設けられ、底部には空気を放出する 16 個の小孔が設けられている。

Photo. 2 The mock-up of air chamber and recess

2.2 計測結果

2.2.1 空気中流速分布確認試験

Photo.2 に示すようにチャンバーへ取り付けけた空気供給配

管は 1 本であるので、チャンバーに設けた各小孔から送り出される空気流量に偏りが生じる。そこで、チャンバー内に邪魔板を設置して空気の流れの均一化をおこなった。邪魔板有無で流速分布を計測した結果を Fig.2 に示す。試験は空気中で実施され、流速計測にはカノマックス社製のクリモマスター-MODL6531 を使用した。

邪魔板が無い場合は、空気供給配管直後の小孔の流速にピークが生じており、この位置から殆どの空気が吹出されてしまい、流速分布は均等化されていない。邪魔板がある場合は、チャンバーの長辺方向の流れが均等化されている様子が伺えることから、ここで採用した邪魔板はチャンバー内の流速分布の均等化に有効であることが分かった。

Fig. 2 Air velocity at chamber outlets

2.2.2 水中空気吹出し状況確認試験

水槽に模型を設置し、底面の各小孔から空気が吹出す状況を水中カメラで確認した。実験の状況を Photo.3 に示す。

Photo. 3 Photograph of the experiment

チャンバーが長辺方向に水平の状態において空気を吹出した時の小孔の状況を水中カメラで撮影した写真を Photo.4 に示す。この時、チャンバーが完全に水平状態であると水中に放出した空気が模型底面に滞留するため、短辺方向に 10deg. 傾斜させて、空気を模型底面から逃がしている。これより、チャンバーが長辺方向に対して水平状態にあるとき、16 個の小孔全てから均等に空気が放出されている様子が伺

える。

Photo. 4 Air blow for mock-up model
(Heel angle is 0degree)

次にチャンバーを長辺方向に 3deg.傾斜させた時の空気の放出状況を Photo.5 に示す。

長辺方向に喫水の差が生じた場合、16 個の小孔の内、喫水が浅い方から 5~6 個の小孔からしか空気が放出されていない。これより、小孔からの空気吹き出しは、船底の静水圧の違いからくるチャンバー内の横方向の圧力分布に大きな影響をうけることが分かった。

実船の航海時は常時横傾斜したまま航海することではなく、さらに波浪による横揺れが生じた場合でも、船は水平状態と傾斜状態を繰り返すことから、船底が空気に覆われない状態が長く続くことはないと考える。

Photo. 5 Air blow for mock-up model
(Heel angle is 3degrees)

3. 岸壁係留時の実船空気吹出し実験

3.1 岸壁試験概要

岸壁に船を係船した状態で、ブローアを作動させ船底に空

気を送り込み、船底の小孔からの空気の放出状況をダイバーによるカメラ観察で確認した。また、15 本に分岐した配管それぞれに空気が流れていることを確認した。

3.2 試験状態

岸壁試験は、喫水が 3.75m、4.35m の 2 状態、横傾斜が 0deg.(傾斜なし)、1.8deg. (右舷) の状態で実施した。

3.3 試験結果

3.3.1 バルブ開度の調整

バルブ開閉角度と各チャンバーに流れる空気の流量について確認した。Fig. 3 はバルブの開閉角度を変更したときの各配管の推定流量を示している。本船に搭載した空気潤滑システムは、各調整バルブ背後とチャンバー間に流量計を取り付けていないため、ヘッダータンクから分岐する各枝配管の流量を直接評価することが出来ない。代わりに 150kPa レンジの圧力計を取り付けていることから、この圧力値より流量を推定し評価することとした。ここで、バルブ開閉角度はバルブ開閉角度 1 からバルブ開閉角度 5 に変更するにしたがって、バルブが閉められる状態になっている。

Fig. 3 Comparison of valve opening and flow rate
(Without Heeling)

バルブ全開からバルブ開閉角度 3 までは配管毎の流量にバラツキが残っているが、バルブを閉めていくと流量が均一化されている。したがって、バルブを適当に絞って弁に圧損を与えてやれば、各配管に均一に空気が流れることが分かった。

次に Fig.4 に各バルブ開閉角度におけるブローインバータの消費電力を示す。バルブ開閉角度を増加させる場合と減少させる場合において同一バルブ開閉角度で消費電力が異なり、ヒステリシスを生じている。

バルブ全開からバルブ開閉角度 3 付近までは、ほぼ一定の消費電力であるが、バルブを閉め圧損が大きくなるにしたがって、バルブ開閉角度 3 を越えた付近から消費電力の増加量

が大きくなっている。バルブ開度の調整においては、流量の均一度とブローインバータの消費電力を勘案して適切なバルブ開閉角度を設定する必要がある。

Fig.4 Comparison of valve opening and power of blower

3.3.2 傾斜時流量確認

船体が傾斜している時（右舷 1.8deg.）の 15 本の配管の流量を確認した。Fig. 5 に 2 通りのバルブ開閉角度に対する推定流量を比較して示す。バルブの開閉角度が小さい A の方は、喫水が大きい Q12 から Q15 のチャンバーの流量が他のチャンバーに比べて小さくなっている。バルブ開閉角度を大きくして弁を絞ると (B)、すべてのチャンバーではほぼ一定の流量となっている。これより、船体が傾斜している場合も適当なバルブ開閉角度を与えることで、各チャンバーに流れ込む空気流量を一定に保つことが可能であることが分かる。

Fig. 5 Comparison of valve opening and flow quantity
(Heel angle is 18degrees toward starboard)

3.3.3 傾斜時の空気放出状況の確認

船底部にダイバーを潜らせて水中カメラ観察による空気放出状況の映像撮影を行った。この時の試験条件は、喫水が 3.75m、船体傾斜が右舷側に 1.8deg.である。Photo.6 にその時の映像写真の一例を示す。写真上部が右舷舷側近くであり、喫水が深くなっているため、空気の放出量が少なくなってお

り、空気は喫水の浅い左舷側に移動していることがわかる。

この傾向は、2 章に示したモックアップ試験結果と同一であり、船体の傾斜が更に大きくなると傾斜による各空気吹き出し口の水圧の差により喫水が深い方の孔からは空気が吹出されなくなると考えられる。

Photo. 6 Air blow of full-scale ship

4. 数値計算による空気吹出し配管の流量分配解析

4.1 解析プログラム

流量分配解析には 1 次元熱流体管路網解析ソフト MelTHERFY を用いた。Fig. 6 に本船に搭載した空気潤滑システムのダイアグラムを示す。2 台のブローアから供給された空気は一旦ヘッダータンクに集められ、そこから 15 本の小口径管に分岐し、船底の空気供給部に送り込まれる。

Fig.6 Flow diagram

MelTHERFY では、管路要素を複数のブロックに分割し、それらの代表点を接点として、各接点を流体抵抗で接続することにより管路要素を構成する。MelTHERFY による管路の圧力損失は下記パラメータで算出される。

- Blasius の式による管路摩擦抵抗
- 管径、曲がり半径、曲がり角度による曲がり管の損失
- 分岐による損失

ここに、流量分配解析を実施する際の境界条件を下記に示す。

- ・流入条件は、大口径管から小口径管が分岐する直前の母管（ヘッダータンク）に設定した。
- ・入口条件としては、設計条件が喫水 4.5m において空気流出量の合計が 85m³/min であることから、質量流量 2.65kg/s とした。
- ・出口境界は各枝管の出口に設定し、喫水と船体の傾斜を考慮した圧力を与えた。
- ・調整バルブ（バタフライ弁）は、大口径配管から分岐した 150mm の箇所にバルブ開閉角度により変化する損失係数を持つ抵抗体を与えて考慮した。バルブ開閉角度と損失係数の関係は、次節で説明する。ここに、バルブ開閉角度は 0deg. で全開、90deg. で全閉を表す。

解析を実施する前に、MelTHERFY のモデル化の確認のために Fluent を用いた比較計算を実施した。Fluent を用いた CFD 計算では、管路を 3 次元モデルで再現し、管路内の 2 次流れを考慮し、粘性消散による圧力低下を予測している。全てのバルブが全開の場合の流量計算結果を Fig. 7 に示す。MelTHERFY と Fluent の流量分布計算結果は、定性的、定量的にも一致度は良好であり、流量分配に関しては、Fluent と MelTHERFY の計算ツールによる違いはないことが示された。

Fig. 7 Comparison of flow rate distribution

4.2 損失係数の調整

数値計算に先立ち、岸壁試験結果を用いて損失係数の調整を行った。岸壁試験は船体傾斜が無く喫水が 4.3m の状態で係留された船のプロアーを作動し空気を船底から吹出した。バルブの開度は全て一律にして、流量、圧力、バルブ開閉角度等を計測した。

3.3.1 に記載したとおり、圧力計はヘッダータンクと調整バルブ近くの下流部に設置されており、その圧力値から流量を推定した。さらに、この流量から動圧を算出し、バルブの開閉角度と損失係数の関係を推定した。

Fig.8 に岸壁試験結果から推定したバルブ開閉角度に対する損失係数をバタフライ弁の損失係数と比較して示す。バタフライ弁の損失係数に対して、岸壁試験結果から推定された

ものの方が、いずれのバルブ開閉角度でも大きくなっている。ここで、岸壁試験結果から推定された損失係数はバルブが全開(0°)の場合にも約 20 と見積もられているが、一般に全開時の損失係数は 0 に近いことから、推定結果から一律 20 を差し引いたものを岸壁試験結果から得られたバルブの圧損特性とした。

Fig. 8 Relation between pressure loss and valve opening angle.

4.3 解析結果

4.3.1 全バルブ全開モード

船体傾斜が無い状態で、全てのバルブを全開（バルブ開閉角度 0deg.）にした場合の流量分配解析を行った。全枝管において、出口背圧が同じなため、流量分配は各管路の圧力損失のみに依存する。したがって、Fig.9 に示すように船体外側に出口を持つ配管は、管路長が長く、曲がりの数も多くなっていることから、圧力損失が大きくなり分配される流量も少なくなっている。一方、船体中央に出口を持つ配管は管路長が短いため圧力損失が小さく、分配される流量が多くなる結果となっている。

Fig. 9 Analytical result of flow rate distribution.

(All valves are fully opened)

4.3.2 最低圧損モード

前記のモードを基に、各枝管でバルブの圧損が最も小さい状態、すなわち空気供給のエネルギーが最も少ないモードで流量が等分配されるバルブ開閉角度を予測した。その結果を Fig.10 に示す。各配管の圧力損失の差をバルブによる抵抗で

補う必要があるため、船体中央に出口を持つ配管においてはバルブが閉まる傾向にある。流量分配解析プログラムによる検討の結果、バルブ開閉角度を Fig.10 に示す程度の範囲で調整することにより流量分布（等分配された場合を 0% とする）は、 $\pm 2\%$ 以内に抑えられると予測された。

Fig. 10 Analytical result of flow rate distribution.

(Flow rate is equally distributed under minimum valve pressure loss)

4.3.3 バルブ開度調整モード1（一律開度）

出口背圧は船体の横傾斜に大きく影響を受けると考えられるので、ここでは、バルブ開閉角度を調整して船体が傾斜した場合においても、できるだけ流量が等分配されるバルブ操作について検討する。

まず、傾斜が無い状態で流量が等分配になるように調整したバルブ開閉角度(最低圧損モード)で左舷側に 3deg. 傾斜した場合では、Fig. 11 に示すように傾斜して沈み込んだ側の配管で逆流が起こるという結果になった。一方、反対の舷側では出口背圧が減少するため、配管に流れる流量が増加している。但し、流量分配解析は逆流が発生した時点で、計算が終了するので、流量の値に確度はなく、現象の傾向を示すのみであることに留意が必要である。なお、結果は示さないが右舷側に傾斜した場合も同様の現象が発生している。

Fig. 11 Analytical result of flow rate distribution.

(Heel angle is 3degrees (port side down))

傾斜した状態で各配管の流量を等分配に近づけるためには、傾斜して沈む側の出口背圧が高くなっているためバルブを開け、その逆側の配管ではバルブを閉めるような調整が必

要であることがわかる。次に、左舷に傾斜した状態でこの調整を施した流量分配解析結果を、Fig.12 に示す。最大 $\alpha 1(\text{deg.})$ のバルブ開閉角度で、流量分配のパラツキが $\pm 3\%$ 以内に来ることがわかった。

バルブ開閉角度を大きくする（弁を閉める）と、バルブによる圧力損失が管による損失よりも支配的になるため、各配管形状の違いの影響が小さくなる。そのため、流量分配が均一化される傾向になる。すなわち、バルブを全体的に閉めるほど、流量分配は改善する。

Fig. 12 Analytical result of flow rate distribution.

(Valve opening is adjusted as the distribution of flow rate becomes even)

続いて、全バルブを $\alpha 2(\text{deg.})$ [$\alpha 1 > \alpha 2$] にした設定で左舷側に傾斜した場合の流量分配の検討を行った。その結果を Fig.13 に示す。バルブ開閉角度を一律に設定すると傾斜時に流量のアンバランスが生じているが、一樣なバルブ開閉角度に関わらず、傾斜した場合の流量分布の片寄りには $\pm 30\%$ 程度に出来ることが予想される。一樣なバルブ開閉角度で弁を絞った設定としておくだけで、傾斜時にも全枝管から空気が供給されるため、簡便で有効なバルブ調整法であると評価する。

Fig. 13 Analytical result of flow rate distribution.

(All valve openings are $\alpha 2$ degrees)

4.3.4 バルブ開度調整モード2（バルブ開度制御）

前節のようにバルブを一律の開閉角度に固定して調整する方法に対し、傾斜によって調整バルブの開閉度に比例ゲインを与えて制御し、傾斜の影響を抑制する検討を行った。

ここで、バルブ開閉角度は一律のバルブ開閉角度 $\alpha(\text{deg.})$

をベースに、傾斜によって喫水が大きくなる方の端のバルブを $\Delta\alpha(\text{deg.})$ 開けて、小さくなる方の端のバルブを $-\Delta\alpha(\text{deg.})$ 閉めた。両端の間にあるバルブは船幅に比例して与えた。この条件で流量分配解析を行った結果を Fig. 14 に示す。均一のバルブ開閉角度であった Fig. 13 においては、傾斜によって喫水が小さくなる方の流量が増加し、逆側は流量が減少して、流量の不均一を生じていたが、Fig. 14 ではそれを緩和するようにバルブ開閉角度を調節したことで、Fig. 13 に比べて流量が均一化されていることが分かる。

Fig. 14 Analytical result of flow rate distribution.
(Valve opening are linearly varied from starboard to port)

4.4 岸壁試験結果との比較

流量は 3.3.1 に記載した方法で推定した。Fig.15 に計算結果と岸壁試験結果を比較して示す。ここで、バルブ開閉角度は一律の開閉角度に固定している。(バルブ開閉角度調整モード 1 に相当) 圧力計の出力より推測した流量と流量分配解析プログラムによる計算結果の比較は良く一致しており、推定流量に対する計算結果の誤差は、約 10%程度に収まっている。また、配管全体の誤差のバラツキも約 4%以内となっている。以上より、流量分配解析プログラムによる解析結果は実船の流量分布を良く推定できていると考えられる。

Fig. 15 Analytical and measured result of flow rate distribution.

5. 海上実船試験

5.1 供試船の概要

実船試験に用いられたモジュール運搬船の概要を Table. 1 に記す。本船の特徴は大きな B/d を有する幅広、浅喫水船型であることで、広範囲の船底のフラット部を有している。主機は中速ディーゼル機関で 2 基 2 軸 (CPP) の推進方式である

空気で船底を覆うために船底に 3 箇所の空気吹き出し部を設け、補助機関室に設置した 2 台のプロアーで空気を供給している。

Table 1 Principal particulars of ship

Length	Loa	162 m
Breadth	B	38 m
Depth	D	9.0 m
draft	d _{mld}	4.5 m / 6.34 m
Deadweight	△	10,201 t / 19,818 t
Plant	-	DAIHATSU 6DKM-36×2 Max.3,218 kW × 2
Propeller	-	CPP
Design speed	U	13.25 kn

5.2 船底カメラ映像による放出状況の確認

航行時の空気の吹き出し状況を確認するために船底に設置したカメラで撮影を行った。Photo.7 に空気放出状況の一例を示す。船底の吹き出し孔から放出された空気が船体周りの海水の流れで引きちぎられ気泡となって、船尾方向に流れている様子が分かる。

Photo. 7 Air blow for full-scale ship

ここで、空洞水槽において空気放出部の模型を用いて空気の流出状況を観察した結果を Photo.8 に示す。実験時の圧力は大気圧であり、実船の船底と同一の状態ではないが、実船試験の放出状況を良く再現できていることが分かる。この時、吹き出し孔から放出された気泡は、約 1m 流れたところで、隣の孔から放出された気泡と重なりシート状の気泡流となっていた。

Photo. 8 Experimental result of air blow

5.3 省エネルギー効果の評価

5.3.1 速力試験

空気潤滑システム(ALS)を非作動にして空気を吹出さない通常の速力確認試験に引き続き、空気を吹出した時の省エネ効果を確認するために、通常と同様の方法で速力確認試験を実施した。速力は風潮修正を施し、主機馬力はラック値の読みから算出した。また、試運転時にはトギノ式軸馬力を仮設して軸馬力を同時に計測した。試験時のバルブ開度は岸壁試験結果から判断して、ある一定の絞りを与えている。

速力試験は空気の吹出し量を3通り変更して実施した。空気供給量は(1)式で定義される相当空気厚さを3mm、5mm、7mmとして算出した。

$$t_b = \frac{Q_a}{B_a \cdot U} \quad (1)$$

ここに、 t_b は船底での相当空気厚さ、 Q_a は空気供給量、 B_a は気泡が覆う幅、 U は航海速度である。

Fig.16に速力試験結果を示す。これより、本船の航海速力において、空気を吹出した時の馬力の低減量に対してプロアーの消費電力を差し引いた正味の省エネ効果を算出した。その結果をTable.2にまとめる。

試運転における速力と馬力の確認の結果、空気を吹出した時は、馬力が下がり、船速が上がる傾向が見受けられた。また、空気厚さの増加とともに省エネ効果も向上し、7mmの空気厚さで12%、5mmの空気厚さで10%、3mmの空気厚さで8%の正味省エネ効果が確認された。

また、本船はバトックフロー船型であり、気泡流がプロペラに巻き込まれにくい配置となっており、空気を吹出した時の船体振動については、空気を吹出さない場合と同等であった。

Fig. 16 Results of Speed Trial

Table 2 Energy saving effect

Air layer thickness	Power decrease	Power of blower	Net energy savings
7mm	680 kW	211 kW	469 kW (12%)
5mm	530 kW	143 kW	387 kW (10%)
3mm	380 kW	72 kW	308 kW (8%)

5.3.2 燃料消費量

空気潤滑システムを作動させた場合の燃料消費量の削減量を解析するにおいて、燃料消費量の1マイルの入出標間では、変動が大きく、正しい平均値の算出が困難であったため、入出標間を含む15分間のデータを用いて解析を行った。

速力に対して燃料消費量を比較してFig.17に示す。同一速力で比較して空気厚が大きいほど燃料消費量が小さくなっていることがわかる。速力に対する変化の傾向は、空気吹出しをoffにした場合と良く対応が取れている。

Table.3に補機の燃料消費量の増加分を考慮した形で、空気を吹出した時の燃料消費量の正味の減少量をまとめた。ここで、補機の燃料増加がプロアーを作動させるための消費電力に賄われたと仮定している。

それぞれの空気吹出し量の燃料削減効果と5.3.1に示した主機馬力の減少の傾向は良く傾向が一致している。正味の削減効果は馬力低減量の効果に対して減少しているが、馬力の減少に伴い燃費率が悪化していることなどが原因として考えられる。これらの結果より、空気潤滑法は燃料消費量の削減に有効であることが分かった。

Fig. 17 Comparison of F.O. consumption

Table 3 Energy saving effect (F.O. Consumption)

Air layer thickness	Decrease of F.O. consumption	Increase of F.O. consumption (Auxiliary machine)	Net energy savings
7mm	130 L/h	58 L/h	72 L/h (8.5%)
5mm	95 L/h	50 L/h	45 L/h (5.3%)
3mm	54 L/h	36 L/h	18L/h (2.1%)

6 結 言

大型浅喫水二軸船に空気潤滑法を適用するに当たり、事前にモックアップ試験や岸壁試験による空気吹出し状況の確認ならびに数値計算を用いたバルブ開閉角度の検討を実施し、実船の海上運転においてその省エネ効果を確認した。その結果を以下にまとめる。

- ・ モックアップ試験によって、チャンバー内に適当な邪魔板を配置することで、チャンバー内の空気の流れが均等化されることがわかった。また、水中で空気を吹出した結果、横傾斜が無い場合は、チャンバー内の 16 個の小孔から全て均等に空気が放出されている状況が確認できた。一方、3deg. 傾斜した状態では、喫水が浅い方から 5～6 個の孔からしか空気が放出されなかった。
- ・ 岸壁試験によって、バルブ開閉角度を絞っていくと各チャンバーに流れる空気の量が均一化されることが分か

った。ただし、バルブを絞るとブローアーインバータの消費電力は大きくなっている。また、傾斜時にもバルブ開閉角度を絞っておけば各チャンバーに流れる空気の量は均一化されることが分かった。

- ・ 流量分配解析プログラムによる流量分配解析結果は、岸壁試験における流量推定結果と良く一致しており、実船の流量分布を精度良く推定できていることが分かった。
- ・ 海上運転において空気潤滑法の効果を確認した結果、最大で 12% の正味省エネ効果を確認することができた。相当空気厚さが大きくなるにしたがって、省エネ効果も大きくなっている。また、燃料消費量についても、空気を吹出した場合に燃料消費量が小さくなっていることが確認できた。

本船は空気潤滑法によって船体抵抗が減少しているため、プロペラ荷重度が小さくなりプロペラが軽くなっていると予想される。本船は CPP を搭載していることから、ピッチ角の再調整により更なる効率の向上を刈り取れる見込みがある。今後、同型姉妹船において省エネ効果向上のための調整・改良を施して、実海域における継続的な装置の検証、データ計測を行っていく予定である。

謝 辞

本研究の一部は、国土交通省から平成 21 年度の「船舶からの CO₂ 削減技術開発支援事業」の補助対象事業として選定を受け、日本海事協会の共同研究事業及び日本財団の助成事業による支援を受けている。また、日本郵船株式会社および株式会社 MTI との共同研究で実施中である「大型浅喫水二軸船の摩擦抵抗低減技術の実証試験」の一環で実施した。ここに謝意を記します。

参 考 文 献

- 1) Kodama, Y., Kakugawa, A., Takahashi, T., and Kawashima, H.: Experimental Study on Microbubbles and their Applicability to Ships for skin Friction Reduction, Int J. Heat Fluid Flow, 21
- 2) 児玉良明, 日夏宗彦, 他 : 大型セメント運搬船を用いた空気潤滑法による省エネ実船実験 (結果と解析), 日本船舶海洋工学会講演会論文集, 第 6 号, 2008, pp.163-166
- 3) 三菱重工業社内資料