(昭和 44 年 11 月日本造船学会秋季講演会において講演)

タンカー荷油の放熱に対する動揺の影響

正員 加 藤 洋 治*

Effects of Rolling on the Heat Transfer from Cango Oils of Tankers

Hiroharu Kato, Member

Summary

A 1/50 scale model of side tanks of a tanker is used in this experiment to know effects of rolling on the heat transfer from shell walls. Results of the experiment are as follow.

(1) The temperature of oil in the tank becomes uniform when rolling occurs.

(2) The heat tansfer coefficient increases almost linear according to the angle and frequency of rolling.

(3) Fin effect of stiffners is little, then their size and material affects little the heat transfer from stiffners. They work mainly as mixers of oil in tanks.

Empirical equations for increments in the heat transfer coefficient by rolling are given as,

 $\Delta N_u = 0.0160 R_e^{0.942} P_r^{1/3}$for side shell

 $\Delta N_u = 0.0155 R_e^{0.910} P_r^{1/3}$for bottom shell,

where $\Delta N_u = \Delta \alpha l / \lambda$ and $R_e = 2 \pi b \theta l / (T \nu)$.

 $(\Delta \alpha : \text{increment in heat transfer coefficient, } l : \text{stiffner space, } \lambda : \text{thermal conductivity, } \theta : \text{rolling}$ angle, $b : \text{half breadth of tank, } T : \text{rolling period, } \nu : \text{kinematic viscosity.})$

1序 論

タンカーに塔載された原油を荷役する際,荷役を容易にするため加熱を要することがしばしばあり,そのため タンクの底部に蒸気加熱管が敷設される。最近,オランダ¹⁾,英国²⁾や我が国^{3,4)}でこれらの加熱管からの伝熱量, あるいは船体外板からの放熱量の測定が行われている。そしてこれらの資料を基により経済的な蒸気加熱管の設 計が行われて来つつある。その際,船体の動揺により外板からの放熱量がどのように変化するかが1つの問題で ある。本研究は模型実験により放熱量の増加を推定し,設計の際の資料にしようとしたものである。

外板からの放熱に対する動揺の効果として考えられる最も大きなものは,動揺により油がかきまぜられる効果 であろう。ことにタンク内には外板に直角にスチフナがとりつけられ,フィン効果を持つと同時に,外板附近の 境界層を攪乱し放熱量を増加させる。

また動揺は外板と油の相対運動が重要であるので、ヒービングなどの平行移動の影響は小さいと考えられる。 またピッチングについてもその動揺が外板面内であり、その角度も一般には小さいので、放熱に対して最も大き く影響するのはローリングである。

2 予備的実験

2.1 実 験

動揺時の船体外板からの放熱量が次式で表わされるものとする。

$$Q = [(\alpha + \Delta \alpha)A + (\alpha_f + \Delta \alpha_f)A_f \phi](t_{\infty} - t_w)$$
(1)

ここで $\Delta \alpha$, $\Delta \alpha_f$ はそれぞれ外板およびスチフナ部の動揺による熱伝達率の増加である。

ここで α , α_f , $\Delta \alpha$, $\Delta \alpha_f$ のおおよその値を知るために次に示すような予備実験をおこなつた。すなわち外板

* 東京大学船舶工学科

422

日本造船学会論文集 第126号

Table 1 Types of Stiffners							
Side Wall	MaterialBrassSize140 mm × 100 mm × 2 mmNo. of Stiffners6						
Stiffner	А	В	С				
Material Height Thickness Space	Brass 10 mm 0. 75 mm 20 mm	Brass 20 mm 0. 75 mm 20 mm	Plastic 20 mm 1. 02 mm 20 mm				

の一部を切り取つた模型(スチフナ6枚つき, Fig.1 参照)の裏側に電 熱ヒータをとりつけ,全体を油中に垂直においた。これをモータとリン ク機構により上下に単振動させて外板から油への熱伝達率を測定した。

模型はスチフナの材質、寸法を変えて3種類実験した。その要目を Table 1 に掲げる。実験は液体種類(灯油、オンジナ油)、動揺振幅 (s=10, 40, 60, 80 mm)、動揺回数 (N=40, 60, 80 cpm)を変えて 熱伝達率を測定した。

Fig. 1 Part Model of Side Wall

外板および流体温度は銅コンスタンタン熱電対で、熱流束は外板の内側に置かれた熱流束計⁵⁾ で測定した。 結果の一部を Fig. 2 に示す。横軸は毎分動揺回数、縦軸は外板面積を基準にした熱伝達率で、動揺振幅がパ ラメータにとつてある。この結果から次のことが知れる。

(1) 動揺すると熱伝達率が増加する。その増加は動揺回数および振幅が大きいほど大きい。

(2) スチフナ材質,高さが変化しても熱伝達率に大きな変化は認められない。

(3) スチフナの高さが 10 mm の方が 20 mm の場合より熱伝達率が若干大きい。なおこの傾向はオンジナ 油による実験においても同様に認められた。

2.2 フィンからの伝熱について

Eq.(1) 中のフィン効率 φ はフィンの寸法,熱伝導率およびフィンからの熱伝達率がわかつていれば次式から



Fig. 2 Effect of Size and Material of Stiffners



タンカー荷油の放熱に対する動揺の影響

知ることが出来る。

$$\phi = \frac{\tanh Z}{Z} \quad Z \equiv k \sqrt{\frac{2\alpha_f}{\lambda_f d}} \tag{2}$$

またフィンの効果をわかりやすく示すため

$$\Psi = 1 + \frac{\alpha_f A_f}{\alpha A} \phi \tag{3}$$

なるフィン効果実効係数を定義する。Ψはフィンによる伝熱量の増加分をあらわす。

ここで真ちゆうおよびアクリル の 熱 伝 導 率 を $\lambda=95 \text{ kcal/mh}$ C, 0.20 kcal/mh C とし, また外板の熱伝達率を $\alpha=100 \text{ kcal/m}^2$ h C と して, スチフナからの熱伝達率 α_f をかえて Ψ の値を計算してみた。 Fig. 3 にその結果が示されているが, Fig. 2 と比較することによつ て次のことが知れる。Fig. 2 の 3 実験は実験条件がほぼ同 じ である が, フィンの材質, 寸法が異なるため, α_f が小さくなければ ϕ , Ψ は大きく異なるはずである。しかしながら実験結果は自然対流時, 動 揺時のいずれにおいてもほとんど同じ熱伝達率を示す。例えばアクリ ルのスチフナの場合は Ψ が1 に近いことからの Fig. 2 の α の増加分 はほとんど Eq. (1) 中の $\Delta \alpha$ によると考えられる。ところが真チュ ウのスチフナの場合も α の増加量はほとんど変らない。すなわちスチ フナのフィン効果は小さく, 近似的には $\Psi \simeq 1$ と考えてもよく, 動揺 による伝熱量の増加ほとんどが外板からの熱伝達率の増加によると推 定される。



2.3 流れの観察

スチフナ高さが低い方が動揺時の熱伝達率が高いことについて, さらに考察するためシャドウグラフ法を用い て外板附近の流体の流れを観察した。Fig.4 に示す写真によればスチフナの先端の動きによる攪乱効果 が大き く,スチフナが高いとその影響が外板面までとどきにくい。そのためスチフナが低い方がかえつて熱伝達率が増 加するのであろう。当然スチフナの高さが十分低くなれば熱伝達率は減少するであろうから,あるスチフナ高さ の時熱伝達率が極大になるものと考えられる。

以上の考察により、スチフナのフィン効果は小さく、スチフナはもつばら攪乱源として働くことがわかつた。 そこで Eq.(1)のかわりに外板からの放熱量の増加だけを考えて

 $Q = (\alpha + \Delta \alpha) A(t_{\infty} - t_{w}) \tag{4}$

として $\Delta \alpha$ を求めることにする。また α , $\Delta \alpha$ の基準となる伝熱面積としては外板面積をとることにする。



Fig. 4 Flow Visualization with Shadow Graph Method

423

424

日本造船学会論文集 第126号

3 タンク模型による実験

標準的と思われる仮想のタンカーを考え、その 1/50 の大きさのサイドタンク模型を作製し、動揺時の伝熱実験を行つた。サイドタンクのみ行つたのは、このタンクからの放熱が最も大きく動揺の影響も受けやすいと思われるからである。またスチフナの大きさ、材質については予備的実験の結果を考察して Table 2 に示す1種類についてのみ実験した。

測定条件については実船となるべく同じ、または相似になるようにした(Table 2 参照)。特に流れの様子を 決定するレイノルズ数については実験に使用する流体の粘性を適当に下げることにより実船に塔載される油のそ れと一致させることが出来た。

3.1 実験装置,測定量

実験装置の全景を Fig.5 に示す。タンク模型は動揺台の上で実船のサイドタンクと同じ位置にセットされる。 動揺台は無段変速モータとクランク機構により任意の振幅,周期で動揺させることが出来る。タンク模型の2枚 の側板はアクリル板で作られ内部の流体の動きを観察出来る。Fig.6 に示すようにタンクの底面および左側面は 冷却水ジャケットになつており、これに接した2面が測定面となる。また同じ図に熱流束計および銅・コンスタ ンタン熱電対のとりつけ位置が示されている。

熱流束計は予備実験の際使用したのと同種のもので、厚さ0.5 mm のエポキシガラス板の両面に 10 組の銅・ コンスタンタン熱電対がとりつけられ、板両面の温度差を 10 倍にして測定出来るようになつている⁵。

外板は2枚の真ちゆう板で作られ熱流束計はこ の間にはさみ込まれている。また熱流束計の位置 に対応して流体側の真ちゆう板の表裏にミゾをほ り,2組の銅・コンスタンタン熱電対をとりつけ 外板温度を測定する。

タンクの底には容量2kWのシーズヒータがと りつけられ流体を加熱することが出来る。

3.2 動揺の諸影響

Fig. 7 に水を 60 分自然放冷した後,動揺角度 $\theta=5^{\circ}$,周期 T=2.86 sec で動揺させた時の各部 温度,熱流束,熱伝達率を示す。この時タンク内 の上下で水にかなりの温度差があるので,熱伝達

Table 2 Comparison between Ship and Model



Fig. 5 Experimental Apparatus

		-			
	Ship	Model (Scale 1/50)			
1) Size of Tank	$20\mathrm{m} \times 10\mathrm{m}$	$0.4 \mathrm{m} \times 0.2 \mathrm{m}$			
2) Size of Stiffner	r				
Height	1 m	0. 02 m			
Space	1 m	0. 02 m			
3) Rolling Angle	0, 5, 10, 15°	Do.			
4) Rolling Period	10, 20 sec	1. 43, 2. 86 sec			
(Rolling Period Period of Natural Freq. of Oil Surface = Constant)					
5) Oils (Reynolds No. =constant)	B-Heavy Oil $(\nu=1. 40 \text{ cm}^2/\text{s}$ at 30°C) C-Heavy Oil $(\nu=20.9 \text{ cm}^2/\text{s}$ at 30°C)	Water $(\nu=0.80 \times 10^{-2})$ cm ² /s at 30°C) Kerosene $(\nu=1.36 \times 10^{-2})$ cm ² /s at 30°C) Ethylene Grycol $(\nu=12.2 \times 10^{-2})$			



NII-Electronic Library Service

率の計算に使用する流体温度はそれぞれ次の点の温度を選んだ(Fig. 6 参照)。

熱流束計	(1)	流体温度測定熱電対	1
"	(2)	"	4
"	(3)	〔破損〕	
"	(4)	流体温度測定熱電対	12

" (5) *"* 13

Fig. 7 に示す実験により次のことがわかる。



Fig. 7 Rolling Effect on Heat Transfer (Water)

426

日本造船学会論文集 第126号

(1) 自然放冷時

a)流体温度は上下方向には大きく変るが、水平方向にはほぼ一致している。

b)側外板での熱伝達率は垂直平板の自然対流式

$$N_u = 0.56 (G_r \cdot P_r)^{1/4} \tag{5}$$

より計算した値にほぼ一致する。

c) 底外板での熱伝達率の値は側外板での値の 10% 程度である。底外板での値は熱伝導のみとして推定した 値にほぼ一致する。

(2) 動 揺 時

a) タンク内の温度が急激に一様になる。

b) 熱流束,熱伝達率はいずれも増加する。ことに底外板での増加率がいちじるしい。また動揺開始直後は熱 伝達率はきわめて大きくなる。これは温度の高い中央部の流体が突然外板附近にはこばれてくるという非定常の 影響によるものと思われる。

以上の事柄は実船実験結果4にも見られることで興味深い。

3.3 タンク内の流体の動きについて

動揺時の長方形断面のタンク内の流体の動きは流体が非粘性であるとすればポテンシァルを使つて容易に解ける^{7,8)}。ここでは参考文献 7) に従つてサイドタンク内の流体の動きを求め、フーリエ級数で展開した解の第1項のみをとつて近似した。

タンクの半幅 b を基にした振幅 $b\theta$ を基準に選び、タンク外板と流体の相対的な動きとの比を増幅率(ξ)と 呼ぶことにすると ξ は次式で与えられる。

$$\xi|_{\text{side}} = \frac{u_{\max}|_{x=b}}{b\dot{\theta}} = \frac{s}{b\theta} = \left| 2 + A \frac{\pi}{2} \sinh \frac{\pi}{2b} (y-e) - B \frac{\pi}{2} \sinh \frac{\pi}{2b} (H-y) \right|$$
(6)

$$\xi|_{\text{bottom}} = \frac{u_{\max}|_{y=e}}{b\dot{\theta}} = \left| A \frac{\pi}{2} \cos \frac{\pi}{2b} x + B \frac{\pi}{2} \cosh \frac{\pi}{2b} h \cos \frac{\pi}{2b} x \right|$$
(7)

ここで

$$A \equiv \frac{8(g - \omega^2(H + 4 b/(\pi S)))}{b\pi^2 \left(\omega^2 C - \frac{\pi g}{2 b}S\right)}$$
$$B \equiv \frac{32}{\pi^3 S}$$
$$S \equiv \sinh \frac{\pi}{2 b} h$$
$$C \equiv \cosh \frac{\pi}{2 b} h$$

ここで b, e, h, H は Fig. 8 に示されるタンク の寸法で b=0.1 m, e=-0.3 m, h=0.4 m, H=



Fig. 8 Coordinates and Symbols



Fig. 9 Fluid Motion at Wall

NII-Electronic Library Service

0.1 m である。これらの値を Eqs. (6), (7) に代入し T=2.86 sec とした時の計算結果を Fig. 9 に示す。近似計算であるので底面での直角方向の速度が0になつていない。

この計算結果をたしかめるため微少な固体粒を流体中に投入し、その動きを測定した結果を理論と比較して Fig. 10 に示す。固体粒の位置は壁面より離れているため増幅率は理論、実験値とも壁面での値より小さめになっている。

3.4 動摇実験結果

3.1 で述べた実験装置により流体の放冷,加熱,温度一定保持等の実験 を行つた。温度一定保持以外は時間的に非定常な実験であるが,放冷,加 熱時もいわば準定常とみなすことが出来,熱伝違率は同様の値を示した。

Eq.(4)に従つて動揺によるヌセルト数の増加を次のように定義する。





(8)

 $\Delta N_u \equiv \Delta \alpha l / \lambda$ ここで l はスチフナ間隔をとることにする。またレイノルズ数は計算に便利なように次式で定義する。

$$R_e \equiv u_{w_{\text{max}}} \cdot l/\nu = b\dot{\theta}l/\nu = \frac{2\pi b\theta l}{T\nu}$$
(9)

プラントル数の影響は Colburn の j 因子⁹⁾と同様に 1/3 乗で現わせるとし, 次式で実験式が与えられるとする。

$$\Delta N_u / P_r^{1/3} = C R_e^n \tag{10}$$

側外板を考えると ($\alpha + 4\alpha$) は測定出来るが, α または 4α を個々に測定することは出来ない。ただ実用上の便利さから云えば, α を動揺がない時のそれと同じだと仮定して 4α を求めるのがよいであろう。ここでは α は垂直平板の層流自然対流の理論式 ((5)式)により求められるとした。

一方,底外板については動揺がない時には伝熱はほとんどが熱伝導によつて行われるので、測定したαそのものを動揺による増加分として考えてよい。すなわち Eq. (10) は底外板に対しては

$$N_u/P_r^{1/3} = \frac{\alpha l}{\lambda} \Big/ P_r^{1/3} = C' R_e^{n'}$$

$$\tag{11}$$

と書けることになる。

ここで Eqs. (10), (11) の各係数を実験値から最小自乗法で求め、次の実験式を得た。



Fig. 11 Increment in Heat Transfer Coefficient by Rolling (Side Wall)

Fig. 12 Increment in Heat Transfer Coefficient by Rolling (Bottom)

日本造船学会論文集 第126号

(1) 側 外 板:

428

 $\Delta N_{u} = 0.0160 R_{e}^{0.942} P_{r}^{1/3}$ (13) $N_{\mu} = 0.0155 R_e^{0.910} P_r^{1/3}$ (2) 底外板:

Figs. 11, 12 にこれらの結果を実験値と共に示す。なお物性値はすべて境膜温度の値をとつた。

これらの結果からスチフナ間隔を代表長にとつたレイノルズ数は高々 10⁸ で十分層達域にあるにもかかわら ず、レイノルズ数の影響はほぼ0.9乗であることがわかつた。

3.5 外板付近の速度分布

タンクを空にして温度一定のまま空気中で動揺させ、外板附近の空気流の速度分布を熱線風速計で測定してみ た。この場合は自由表面がなくタンク内全体としての流れは先の伝熱実験と異なるが,スチフナにかこまれた外 板附近の様子は差異がないと考えられる。測定点は2つのスチフナの中央(それぞれのスチフナから 10mm の 距離)で Eq. (9) により定義したレイノルズ数は $R_e=142$ である。なお,空気の動粘性係数はエチ レングリコ ルのそれとほぼ一致している。

Fig. 13 は壁面からの距離による速度 変動の様子の変化を表わしている。(a) はスチフナの先端よりわずかに外側の点 (x=20mm, この部分のスチフナ高さは 18.5 mm)の速度で,速度は動揺に従つ て規則正しく変動している。(b)は x= 17 mm で T=0.36 sec の顕著な変動が みられる。これはスチフナ先端からの渦 によるものと思われる。(c), (d) はそ れぞれ壁面より x=5 mm, 1.5 mm で速 度は急激に減少している。もはや熱線風 速計自身の自然対流の影響が大きく表わ れ、記録がそのままその点の速度変動を 表わしてはいないが、(b)で見られた

T=0.36 secの変動がここに見られる。なお (c), (d)の記録は (a), (b)のそれに対し5倍拡大していること に注意されたい。これらの速度変動の最大値をとつて Fig. 13 をまとめたのが Fig. 14 でスチフナの内側に入 ると急激に速度が減少することがわかる。

(T=1.43 sec)

ここで3.4で述べた伝熱実験の際にもスチフナ附近の流れは上述の実験と相似になるとして、実験結果を平板 の層流強制対流の理論式にあてはめてみる。外板から5mm離れた点の速度の絶対値の平均を理論式の一般流の 速度として, その値を Fig. 14 と Eq. (6) から求めると

ここで層流平板の理論式は

$$\bar{u} = 0.0662 \ b\dot{\theta} \tag{14}$$

$$N_u = 0.664 R_e^{1/2} P_r^{1/3}$$
 (15)
ただし $R_e \equiv \bar{u} l / \nu$
Eq. (9)の定義に従つたレイノルズ数に Eq. (15)を書きなおすと
 $N_u = 0.171 R_e^{1/2} P_r^{1/3}$ (16)

ただし

底外板についても同様に計算すると

$N_{u}=0.139 R_{e}^{1/2} P_{r}^{1/3}$

 $R_{a} \equiv b\dot{\theta} l/\nu$

(17)

(12)

Eqs. (16), (17) を Figs. 10, 11 に破線で示す。これらの式と実験値との関係は側外板, 底外板とも同様の傾向 にある。いずれも $R_e=200$ 附近で実験式と交叉し、オーダーとしてはあつているが、直線の傾向は異つている。 ここで Fig. 14 に示した速度分布は Re=142 のときのものであり、 レイノルズ数が変ればその分布も変化する 可能性があるので、Eqs. (16)、(17) はさらに検討を要する。





4 実船への応用

4.1 実船実験との比較

文献 4) において実船の側外板からの放熱と動揺の関係を実測しているので、その結果を解析してみる。文献 4) にしたがつて実測値と垂直平板からの自然対流の赤木の理論式

 $N_u = 0.497 (G_r \cdot P_r)^{1/4} (\nu_{\infty}/\nu_w)^{0.17}$

(18)

との差を動揺による増加分として Eq. (12) と比較した。結果は Fig. 15 に示されている。傾向はほぼ一致して いるが, 値そのものは実測値の方が2倍程大きい。ただ実船実験に使用した油は凝固温度が 47.5℃ と高く, 外 板には凝固層が生じているため,実測値は必ずしも十分信頼のおけるものではない。

4.2 設計資料

蒸気加熱管を設計する際,動揺による外板からの放熱量の増加がどれほどになるか知つていることは,丁度, 推進性能における sea margin のようなものであり,必要であろう。ここでは Eq.(12) にしたがつて側外板か らの増加量を求めるチャートを作製した。なお底外板からの値は Eq.(13) で示されるが, Eq.(12) の 0~30% 減程度であり Eq.(12) を底外板の場合にあてはめてもそれほど大きな誤差はない。

計算した油は Table 3 に示す B, C 重油 3 種である。またスチフナ間隔の影響は小さいので ($\Delta \alpha \propto l^{-0.058}$) l=1 m として一種のみとした。Fig. 16 にその結果を示す。横軸は $B\Theta/T$ (B: サイドタンク幅 ($\equiv 2b$, m), Θ :動揺角度 (deg), T:動揺周期 (sec)) で

あり、縦軸は動揺による熱伝達率の増加分 $\Delta \alpha$ (kcal/m²h[°]C) である。



Fig. 15 Comparison with Experiments on Ship



Table 3 Thermal Properties of Oils (at 30°C)

	Specific Weight (kg/m ⁸)	Kinematic Viscosity (cm²/s)	Specific Heat (kcal/kg°C)	Thermal Conductivity (kcal/mh°C)	Body Expansion Coefficient (1/°C)
C-Heavy Oil (#3, 4) (5,000 SSU 100°F)	985	20. 9	0. 43	0. 101	0. 00067
C-Heavy Oil (#1, 2) (1,500 SSU 100°F)	950	5.72	0. 44	0. 104	0. 00071
<i>B</i> -Heavy Oil (400 SSU 100°F)	900	1.40	0. 445	0. 106	0.00073

5 結 論

(1) タンカーのサイドタンクの模型を動揺させ外板の熱伝達率の増加を測定した。

(2) 動揺による熱伝達率の増加分は次の実験式で表わされる。

側外板:
$$\Delta N_u = 0.0160 R_e^{0.942} P_r^{1/3}$$

底外板: $N_u = 0.0155 R_e^{0.910} P_r^{1/3}$

NII-Electronic Library Service

429

日本造船学会論文集 第126号

430

ただし

$$N_u \equiv \alpha l / \lambda, \ R_e \equiv 2 \pi b \theta l / T \nu$$

(3) スチフナからの伝熱量は少なく,動揺による伝熱量の増加は主として外板からの熱伝達率の増加による。スチフナは主として流れを攪乱する効果を持つ。

(4) 実験式を基に設計用のチャート (Fig. 16) を作製した。

終りに実験に御尽力いただいた小玉 豊技官,佐藤博一,白川義郎両君に御礼申し上げます。また日本造般研 究会第102 研究部会の委員諸兄には種々有力な助言をいただいた。

なお本研究は昭和 42 年度文部省科学研究費補助金(各個研究 54027)の交付により開始され、日本造船研究 協会第 102 研究部会の昭和 43 年度研究の一部としてさらに進められたことを付記する。また実験値の整理には 東大大型計算機センターライブラリー(E2/TC/LSMO,谷口 博)を利用した。

記号表

⊿α:動揺による熱伝達率の増加分 [kcal/m²h[°]C] A: 外板面積 [m²] Θ : 動揺角度 [deg] B:タンク幅 [m] *θ*:動摇角度 [rad] b: タンク半幅 [m] c. c': Eqs. (10), (11) の係数 λ:熱伝導率 [kcal/mh℃] d:スチフナ厚 [m] ν:動粘性係数 [m²/s] ξ:動揺振幅の増幅率(Eqs.(6), (7)) e, h, H: タンク各部の寸法 (Fig. 8 参照) [m] g:重力加速度 [9.8 m/s²] φ:フィン効率 (Eq.(2)) Ψ:フィン効果実効係数(Eq.(2)) k:スチフナ高さ [m] ω:動摇角速度 [rad/s] l:スチフナ間隔 [m] N_u : ヌセルト数 [$\equiv \alpha l/\lambda$] N: 動摇回数 [cpm] G_r : グラスホフ数 [$\equiv g\beta\chi^3(t_\infty - t_w)/\nu^2$] n, n': Eqs. (10), (11) の係数 $P_r: プラントル数$ Q:単位時間当りの伝熱量 [kcal/h] $R_e: \nu イノルズ数 [=b \theta l/\nu = 2 \pi b \theta l/(T\nu)]$ s:動摇振幅 [m] T: 動摇周期 [sec] 添 字 t:温度 [deg] ∞:一般流体 u:速度 [m/s] $f: x \neq y \neq (y \neq y)$ x: タンクの幅方向長さ [m] max:最大值 y: タンクの上下方向長さ [m] w:壁面 α:動揺がない時の熱伝達率 [kcal/m²h[°]C)

参考文献

1) D. J. Van Heeden : "Heat transfer in cargo tanks of a 50,000 DWT Tanker", I. S. P. (1965), 309

- 2) R. J. Saunders : "Heat losses from oil-tanker cargoes", BSRA report 60 (1965)
- 3) 赤木新介: "タンクヒーティングについて", 日本造船学会誌, No. 471 (1968), 413
- 4) 日本造船研究協会第 102 研究部会: "タンカのタンクヒーティングに関する研究, 昭和 43 年度報告書", (1969)
- 5) 栗原至道:"ヒートフロメーター (HFM) の開発",昭和 43 年度 3 学会春季連合大会論文梗概 (1968), 39
- 6) 甲藤好郎:"伝熱概論", 第1版, 養賢堂(1964)
- 7) 田宮 真:"遊動水の動的影響について",造船協会論文集, Vol. 103 (昭 33)
- 8) 萩原孝一,他:"荷油槽に生ずる衝撃圧力の理論的研究",造船協会論文集, Vol. 112 (昭 37)
- 9) A. P. Colburn : Trans. A. I. Ch. E. 29 (1933), 174