

日本船舶振興会昭和43年度補助事業  
“巨大船に関する調査研究”

研究資料No. 99

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  
報 告 書

昭 和 4 4 年 3 月

社 团 法 人  
日 本 造 船 研 究 協 会

## はしがき

本報告書は日本船舶振興会の昭和43年度補助事業「巨大船に関する調査研究」の一部として日本造船研究協会が第102研究部会においてとりまとめたものである。

### 第102研究部会委員名簿（五十音順、敬称略）

部会長	○栖原二郎（九州大学）	幹事	○栖原寿郎（九州大学）
幹事	○下川寛人（日立造船）	幹事	○栖原寿郎（九州大学）
	○宮本新平（三菱重工業）		
委員	赤木新介（三菱重工業）	委員	伊藤哲（佐世保重工業）
	伊藤剛平（日本造船工業会）		○今井正明（石川島播磨重工業）
	恵美洋彦（日本海事協会）		小野正（川崎重工業）
	金井一十三（昭和海運）		○加藤洋治（東京大学）
	川瀬好郎（東京タンカー）		小山永敏（横浜国立大学）
	阪田正信（三井造船）		真田良（日本船主協会）
	瀬尾正雄（船舶技術研究所）		塚本周吉（函館ドック）
	土井進一（大阪商船三井船舶）		○藤昇（石川島播磨重工業）
	西牧興（日立造船）		平松登志郎（大阪造船）
	○藤田実（川崎重工業）		古川修（日本郵船）
	山田敏郎（日本鋼管）		横田富（浦賀重工業）
	○吉川雄三（日立造船）		

### 委員以外の討議参加者名簿（五十音順、敬称略）

○天方博昭（日立造船）	○有田克彦（石川島播磨重工業）
大八木正宏（日本海事協会）	○河合敏雄（川崎重工業）
○栗原至道（日立造船）	坂倉勝彦（浦賀重工業）
塩沢晃（三井造船）	○重永照幸（佐世保重工業）
○篠原十士夫（三菱重工業）	○柴田克彦（三菱重工業）
瀬川正人（日本钢管）	関口睦（東京タンカー）
田中正紀（日立造船）	○時田雄次（三菱重工業）
○西本綱徳（日立造船）	○肥山央（九州大学）
藤井哲（九州大学）	○前川長亮（日立造船）
松永弘輝（大阪造船所）	満石克彦（浦賀重工業）
○渡辺稔浩（日本钢管）	

（名簿中○印を付した方々はワーキンググループに積極的に参加され、本研究遂行に多大の貢献をされた。）

## 目 次

1. 緒 言 .....	1
2. ヒーティングコイルの熱貫流率および有効長さに関する実験 .....	2
2.1 理論的検討 .....	2
2.1.1 ヒーティングコイルの熱貫流率 .....	2
2.1.2 ヒーティングコイルの有効長さ .....	3
2.2 実験の目的とその方法 .....	4
2.2.1 热貫流率測定実験装置 .....	4
2.2.2 热貫流率測定実験方法 .....	6
2.2.3 有効長測定実験装置 .....	8
2.2.4 有効長測定実験方法 .....	9
2.3 実験結果とその検討 .....	12
2.3.1 供試C重油の物性と加熱時の挙動 .....	12
2.3.2 热貫流率測定実験結果とその検討 .....	15
2.3.3 有効長測定実験結果とその検討 .....	30
2.4 実験結果の実船への適用 .....	53
2.4.1 原油の沸騰 .....	53
2.4.2 実船のタンク内における原油の沸騰 .....	59
2.4.3 実船結果の実船への適用 .....	59
2.5 ヒーティングコイル実験結果のまとめ .....	60
3. 動搖の影響 .....	62
3.1 放熱に対する動搖の影響について .....	62
3.2 理論的考察 .....	62
3.2.1 動搖によるタンク内の流れ .....	62
3.2.2 動搖による伝熱 .....	65
3.3. 外板部分模型による実験 .....	68
3.3.1 実験装置および方法 .....	68
3.3.2 実験結果 .....	71
3.4 タンク模型による実験 .....	73
3.4.1 実験装置および方法 .....	73
3.4.2 観察実験 .....	77
3.4.3 伝熱実験 .....	77

3. 5 実船における動搖の影響 .....	83
3. 5. 1 実船実験の解析 .....	83
3. 5. 2 動搖による熱伝達率の増加量の推定方法 .....	83
 4. 実 船 実 験 .....	85
4. 1 実験の概要 .....	86
4. 1. 1 実験船および実験期間等 .....	86
4. 1. 2 計測項目 .....	86
4. 1. 3 計測上の安全対策 .....	96
4. 2 計測結果 .....	101
4. 2. 1 気象および海象について .....	101
4. 2. 2 温度分布とその変化 .....	101
4. 2. 3 熱流束の変化 .....	101
4. 2. 4 热貫流率の変化 .....	101
4. 2. 5 フレームのフイン効果 .....	124
4. 2. 6 ヒーティングコイルの温度分布 .....	124
4. 3 考 察 .....	124
4. 3. 1 温度分布 .....	124
4. 3. 2 船体の熱貫流率 .....	124
4. 3. 3 大型模型実験との比較 .....	125
4. 3. 4 凝固層の厚さの推定 .....	127
4. 3. 5 热 収 支 .....	128
4. 3. 6 動搖の影響 .....	128
4. 3. 7 実験油の物性値 .....	129
4. 4 ま と め .....	130
 5. 設計基準について .....	148
5. 1 原油加熱の必要性 .....	148
5. 2 加熱の方法 .....	149
5. 3 周囲条件 .....	149
5. 3. 1 周囲温度 .....	149
5. 3. 2 蒸気条件 .....	156
5. 4 計 算 式 .....	157
5. 4. 1 適 用 範 囲 .....	157
5. 4. 2 記 号 .....	157

5. 4. 3 油温保持の場合 .....	158
5. 4. 4 加熱面積比一定で加熱する場合 .....	158
5. 4. 5 蒸気消費量一定で加熱する場合 .....	158
5. 4. 6 一定時間内に $\theta_0$ から $\theta_t$ まで加熱する場合 .....	160
5. 4. 7 計 算 例 .....	160
5. 4. 8 その他の計算式 .....	163
5. 5 热貫流率の選定 .....	164
5. 5. 1 船体構造 .....	164
5. 5. 2 加 热 管 .....	164
5. 6 配管方法等 .....	164
5. 6. 1 配管材料について .....	164
5. 6. 2 配管口径について .....	167
5. 6. 3 配管高さについて .....	168
5. 7 実 施 例 .....	169
6. 結 言 .....	171

## 1. 緒 言

タンカのヒーティングコイルの設計には従来経験値と称するものが使用されてきた。その結果、過大なコイルが装備されているのではないかとの疑問が経験的にも抱かれていた。近時タンカの大型化に伴い、コイルの長さが1万メートル以上にも及ぶようになると、経済性の面からも従来のごとき信頼性の乏しい数値ではなく、これらの数値の伝熱学的検討および合理的設定が強く要望されるようになってきた。

このような情勢のもとに第102研究部会でこの問題点を採り上げ、昭和42～43年度の2年間にわたって下記の研究を行なつた。この研究報告は、昭和43年度のもので、昭和42年度のものについては“タンカのタンクヒーティングに関する研究報告書（研究資料No.79）”を参照されたい。

昭和42年度	昭和43年度
1. 理論的研究	1. 実船実験
(1) 対流熱伝達理論の研究	2. ヒーティングコイルの実験研究
(2) 形状影響の研究	(1) 有効長
(3) ヒーティングコイルの研究	(2) コイルの熱貫流率
(4) 油の性状調査	3. 船体動搖が熱伝達に及ぼす影響
(5) 計測器の開発・改良の研究	4. 設計基準
2. 模型実験	
(1) 小型模型実験	
(2) 大型模型実験	

## 2. ヒーティングコイルの熱貫流率および有効長さに関する実験

昭和42年度の研究においては、主としてタンク内からタンク外へ放散される熱に関し、理論的検討を加え、さらには大規模の室内実験を行なつた。これに対し、タンク内に熱を加える装置すなわちヒーティングコイルについては、理論的検討を加えるだけにとどめた。

上に述べたヒーティングコイルに関する検討対象は2種類あり、1つはヒーティングコイルの熱貫流率に関するものであり、もう1つはヒーティングコイルの有効長さに関するものである。これらの理論は、非常に複雑な問題をできるだけ簡素化し、取扱いを容易にするため、種々の仮定の上に組み立てられており、この理論的考察に対しては実験的検討が必要となる。

したがつて昭和43年度の研究の1つとして、ヒーティングコイルの熱貫流率および有効長さに関する実験を行うこととした。本章は、この実験結果の報告である。

### 2.1 理論的検討

ヒーティングコイルに関する理論的検討は、昭和42年度報告にくわしいが、ここでは後節への導入として、この報告を簡単にまとめて述べる。

#### 2.1.1 ヒーティングコイルの熱貫流率

ヒーティングコイルの熱貫流率Kは、ヒーティングコイルの形状を薄内円管とすると、次式で表わされる。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{f} \quad (2.1.1)$$

ここで  $\alpha_1$  : 蒸気から円管への熱伝達率 ( $Kal/m^2 h^\circ C$ )

$\alpha_2$  : 円管から油への熱伝達率 ( $m^2 h^\circ C/Kal$ )

$\lambda_p$  : 円管の熱伝導率 ( $Kal/m h^\circ C$ )

$\delta$  : 円管の厚み ( $m$ )

$\frac{1}{f}$  : 汚れ係数 ( $10^{-8} m^2 h^\circ C/Kal$ )

しかるに  $\alpha_1$  は円管内の凝縮熱伝達率で、 $10^4 Kal/m^2 h^\circ C$  のオーダであり、 $\delta/\lambda_p$  の逆数  $\lambda_p/\delta$  も實際のヒーティングコイルでは  $10^4 Kal/m^2 h^\circ C$  のオーダとなり、次に述べるヒーティングコイル壁から油への熱伝達率  $\alpha_2$  に比べると無視しうることになる。

ヒーティングコイル壁から油への熱伝達率  $\alpha_2$  は、これを水平円管からの自然対流熱伝達とすると、次式で表わせる。

$$N_{uf} = 0.515 (Gr_f \cdot Pr_f)^{0.25} \left( \frac{\nu_f}{\nu_{fp}} \right)^{0.21} \quad (2.1.2)$$

ここで  $N_{uf} = \alpha_2 \cdot d_o / \lambda_f$

$Gr_f = d_o^3 g \beta (\theta_p - \theta_f) / \nu_f^2$

$Pr_f = \nu_f \gamma_c / \lambda_f$

ただし  $d_o$  : 管の外径 ( $m$ )

$\lambda_f$  : 油の熱伝導率 ( $Kal/m h^\circ C$ )

- $\beta$  : 油の膨脹係数 ( $1/\text{°C}$ )  
 $\theta_p$  : 管壁の温度 ( $\text{°C}$ )  
 $\theta_f$  : 油の温度 ( $\text{°C}$ )  
 $\nu_f$  :  $\theta_f$  に対する油の動粘性係数 ( $\text{m}^2/\text{h}$ )  
 $\nu_{fp}$  :  $\theta_p$  に対する油の動粘性係数 ( $\text{m}^2/\text{h}$ )  
 $\tau$  : 油の比重 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )  
 $c$  : 油の比熱 ( $\text{Kcal}/\text{kg}\text{°C}$ )

設計の標準として、3.00 ssu at 100°F の C 重油を考えると、 $\theta_p = 170\text{°C}$  で  $\alpha_2 = 120 \text{ Kcal}/\text{m}^2\text{h}\text{°C}$ 、 $\theta_p = 100\text{°C}$  で  $\alpha_2 = 80 \text{ Kcal}/\text{m}^2\text{h}\text{°C}$  となり、従来の設計値  $K = 100 \text{ Kcal}/\text{m}^2\text{h}\text{°C}$  はこの点からみるとほぼ正しいこととなる。

なお、 $\alpha_2$  に大きく影響するものとして、沸騰現象があるが、この沸騰現象の影響度は理論的には求めることは困難であり、沸騰があれば  $\alpha_2$  が非常に大きくなると考えられているから、上で求めた自然対流熱伝達は安全側に過小評価されている。したがつて昭和42年度の考察では  $\alpha_2$  には沸騰の影響があるかも知れないが、さらに実験的検討が必要であることを述べている。

### 2.1.2 ヒーティングコイルの有効長さ

管内の蒸気が完全に凝縮しあわると、2.1.1で述べた  $\alpha_1$  が凝縮熱伝達率から単なる円管内の強制対流熱伝達率 ( $800 \sim 1,000 \text{ Kcal}/\text{m}^2\text{h}\text{°C}$  のオーダ) に落ち、かつ円管内のドレンの放出しうる有効熱量も蒸気と比べて非常に小さいから、ヒーティングコイルの価値が減少する。したがつて1系統のヒーティングコイルの長さは蒸気が完全ドレン化する点と一致するように設計するのが最も経済的である。

理論的に有効長さを算出するために次のように仮定した。

1. 二相流の蒸気と水とは、均一に混合して流れるものとし、計算上の取扱いは单相流とする。
2. 二相流内の蒸気は飽和蒸気と考える。
3. 管内の摩擦損失係数は、混合流体として一定とする。
4. 热貫流率は、有効長さ  $L$  にわたつて一定とする。
5. 管壁の温度は、入口の圧力  $p_1$ 、完全ドレン化点の圧力  $p_2$  に対応する飽和蒸気温度の算術平均とする。

以上の仮定にそつて  $p_2$  を求めると、

$$\frac{p_2^2}{2} - \frac{p_1^2}{2} = -\frac{1}{g} \left( \frac{G}{A} \right)^2 p_1 v_1'' \left( \frac{\Delta m}{4 d_i} L \right) \quad (2.1.3)$$

一方、 $L$  は熱平衡から

$$G \Delta i = K (\pi d_o L) \Delta \theta \quad (2.1.4)$$

ただし  $G$  : 流量 ( $\text{kg}/\text{h}$ )

$v_1''$  : 圧力  $p_1$  における蒸気の比体積 ( $\text{m}^3/\text{h}$ )

$\Delta m$  : 管内凝縮中の平均摩擦係数

$d_o$  : 管外径 ( $m$ )

$d_i$  : 管内径 ( $m$ )

$A$  : 管内断面積 ( $\text{m}^2$ )

式(2.1.3)と式(2.1.4)からGを消去すると、

$$L = \frac{d_i}{2} \left[ \left\{ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^2 \right\} \frac{\delta \Delta i^2 p_1 d_i^2}{(Kd_o \Delta \theta)^2 v_1' \Delta m} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.1.5)$$

となる。ただしLは、一般の圧力降下を考える時の相当管長を含むものではなく、ヒーティングコイル自体の長さである。

## 2.2 実験の目的とその方法

ヒーティングコイルの設計上最も重要な因子が、コイルの熱貫流率とコイル内2相流の圧力降下特性であることは前節で述べた。しかし、いずれについても現状の伝熱学の知識では理論的に確信の持てる妥当な数値を与えることは困難であり、最も合理的な設計をするために必要な値を実験的に求める他ない。

本研究では、これら2つの因子を実験的に解明するため以下に述べる2種の実験を実施した。第1は各種加熱管の熱貫流率を測定し、その値および管材質による差の有無を明らかにしようとするものであり、第2は、コイルの有効長さを蒸気圧力、蒸気流量との関係において、直接求めようとするものである。

### 2.2.1 热貫流率測定実験装置

装置の概要を図2.2.1に示す。内容積約2m<sup>3</sup>のタンク内にヒーティングコイルを設置し、C重油を加熱する。タンクは外面を防熱し、外部への熱損失を極力抑えコイルから伝えられる熱がことごとく油に吸収されるように計画した。防熱はグラスウールで500mmの厚さとした。定常状態で防熱層を通じて外部へ流失する熱量は、計算上コイルから供給される熱量の1%以下である。しかし、実際は実験自体が重油の温度上昇を計測対象とする非定常実験であるため、タンク本体および防熱材の温度上昇に必要な熱量が熱損失として入り込んでくる。本実験ではこの熱損失をチェックするために、タンク内壁面9ヶ所にヒートフローメータを貼付した。

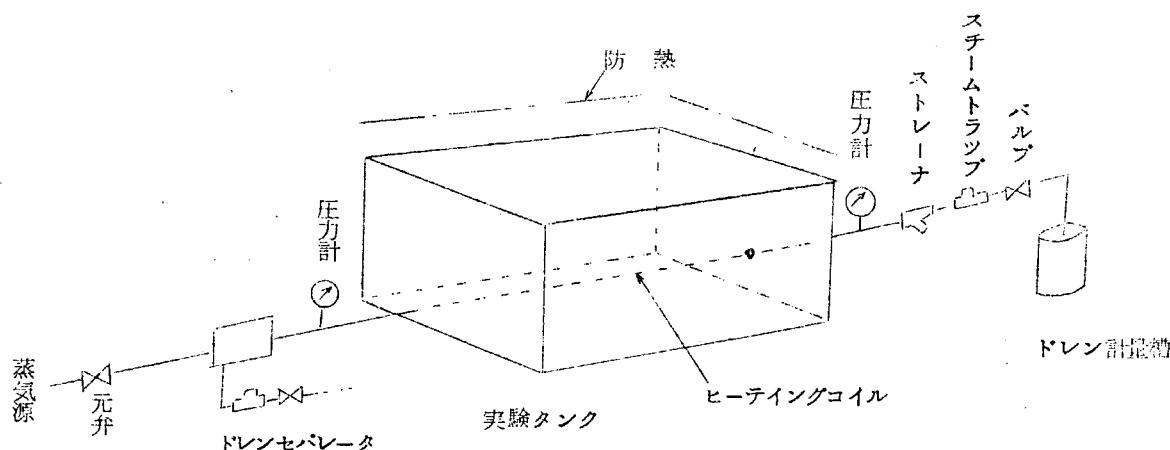


図2.2.1 実験装置概要

以下実験装置各部について説明する。

#### (1) 実験タンク

寸法、構造を図2.2.2に示す。加熱管の交換、油の出し入れ、熱電対接着に便利なように頂部蓋は取りはずし自由な4つ割り形とした。配線類は中央部導管を通して外部へ導びく。タンク外面は、前述のとおりグラスウールで500mmの厚さに防熱し、その外側はプリキ板で保護した。

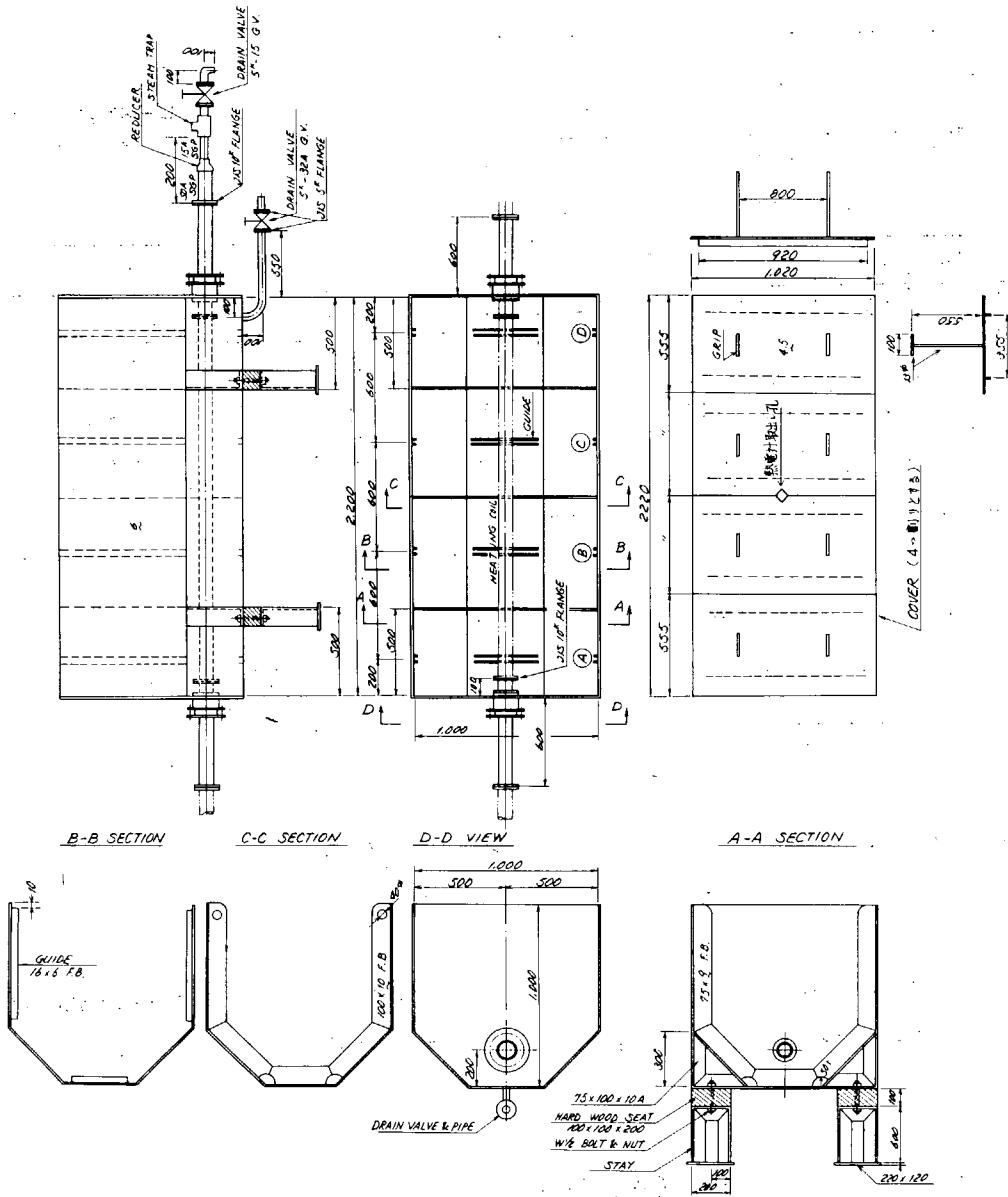


図2.2.2 タンク詳細図

## (2) 供試加熱管

加熱管は、一般的に使用されている配管用鋼管、アルミニウムプラス管、フイン付鋳鉄管の3種とし、管径、伝熱面積の異なる7組の組合せについて実験した。材質、管径、形状等を表2.2.1に示す。

表2.2.1 供試加熱管

種類	呼称	寸法(㎜)					供試管表面積 (m <sup>2</sup> )	総伝熱面積 (取付ピースを含む)(m <sup>2</sup> )
		d <sub>o</sub>	L	ℓ	b	r		
アルミニウム プラス管	25	28.24	2,000	—	—	—	0.177	0.215
	40	40.94	2,000	—	—	—	0.257	0.295
	40	40.94	2,000	1,800	390	195	0.546	0.584
鋼管	40	48.6	2,000	—	—	—	0.305	0.343
	50	60.5	2,000	—	—	—	0.380	0.418
	50	60.5	2,000	1,800	350	130	0.813	0.851
フイン付鋳鉄管	50	67	1,500	—	—	—	0.683	0.816

外径: d<sub>o</sub>, 単管形状
複管形状

## (c) 蒸気系統

実験タンクへの入口に、蒸気の湿りを除くために特にドレンセパレータを設置した。

### 2.2.2 热貫流率測定実験方法

実験タンクにC重油を入れ、あらかじめ設置されている加熱管により蒸気加熱を行なう。この際蒸気温度、加熱管表面温度、油の温度上昇、ドレン流量などを計測し、これらより加熱管の熱貫流率を解析的に求める。

以下順次計測項目と計測方法について述べる。

#### (1) 油の温度

温度計測は、すべて銅-コンスタンタン熱電対(CC)によつた。計測点は各実験ごとに変わらないよう、図2.2.3に示すような枠に熱電対を固定し、枠ごと入れ替えるようにした。すなわち、枠にピアノ線を格子状に張り、適当な格子点に測温点を配置したが、图形の対称性を考慮し、対称軸の片半分とした。測温点の位置を同図に示す。

#### (2) タンク壁面温度

ヒートフローメータの表面温度として検出した。

#### (3) 蒸気温度

図2.2.4に示すように、防熱した蒸気管の管表面温度として検出した。検出端は供試管の入口と出口に配置した。

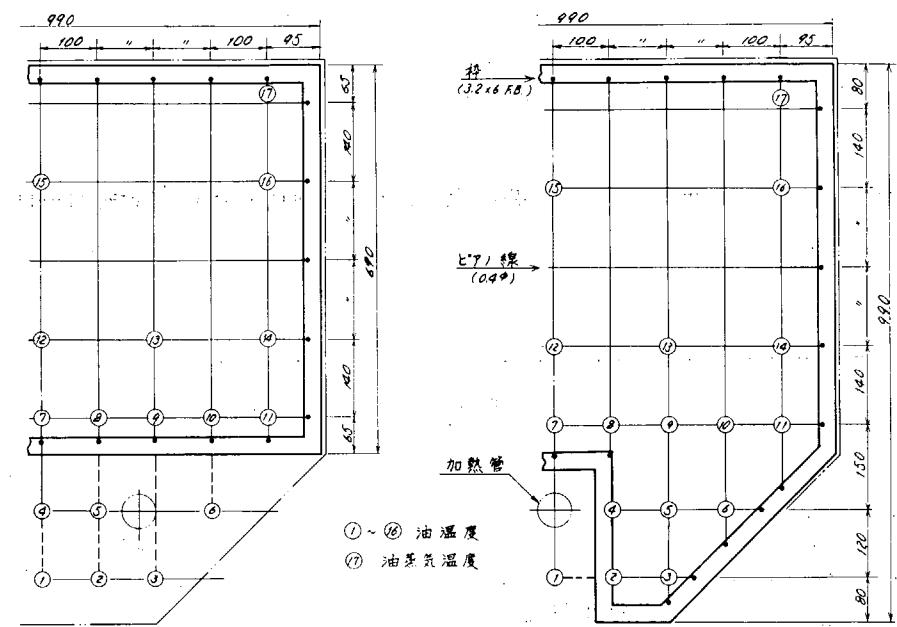


図 2.2.3 油温計測点

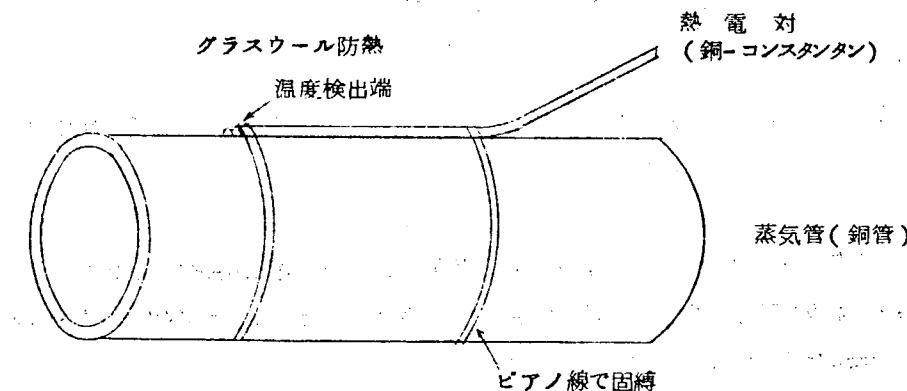


図 2.2.4 蒸気温度検出法

#### (4) 加熱管表面温度

40φ アルミニウムプラス管の中央で円周方向の温度分布を計測した。検出端の取付けは図 2.2.4 と同様である。測温点は図 2.2.5 に示す 5 点とした。なお、一部の加熱管では、長さ方向の温度分布の計測を行なつた。

検出端を管壁に溶接ないし銀ロウ付けするのが測定誤差を小さくするために必要であるが、本実験で

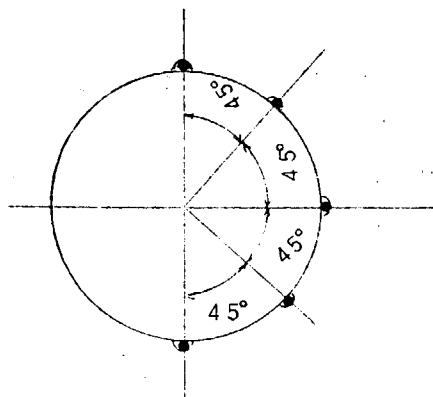


図 2.2.5 加熱管円周方向の測温点配置

はこれができなかつたので、代りに、管壁に固縛した検出端部と管壁との間にハンダを流し込み熱の接触抵抗の改善を図つた。

#### (5) ドレン温度

ドレン出口バルブの直後の管内に熱電対検出端を挿入し計測した。

#### (6) 壁面貫流熱量

倍率10倍のフォイル型ヒートフロー・メータ（実船実験に使用したものと同じ仕様）を内壁面に貼付し計測した。計測位置は図2.2.6に示す。

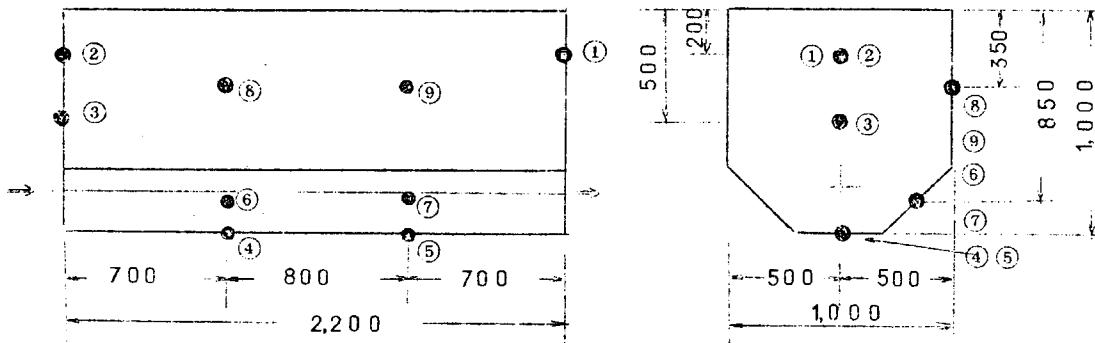


図 2.2.6 ヒートフローメータ貼付位置

#### (7) ドレン流量

対流損が少ないので、市販のドレン流量計は使用できない。本実験では容量10ℓの容器を用い、10ℓ溜るに要する時間をストップウオッチで計測した。

#### (8) 記録計器

温度および熱流束を連続記録した計器は、大型模型実験（昭和42年度三菱長崎造船所において実施）および実船実験（昭和43年度日興丸で実施）に使用したものを使いた。いずれも北辰電機株の製品である。

##### (a) 温度記録計：自動平衡型 12打点アナログ温度記録計

型式 E 3 6 A (12)

入力信号 0~4.1 mV DC, 表示 0~100°C

0~8.1 mV DC, 表示 0~200°C

精度 ±0.5%

##### (b) 热流束計録計：自動平衡型 12打点アナログ記録計

型式 E 5 3 6 A (12)

入力信号 0~2 mV DC; 表示 0~2 mV

精度 ±0.5%

### 2.2.3 有効長測定実験装置

装置の概要を図2.2.9に示す。内容積約3.6m<sup>3</sup>のプール状のタンクの内部に長さ3.08m、径2インチのガス管（鋼管 6.05φ O.D. × 3.8 t）を導設し、清水またはC重油を加熱する。タンクには9か所の足を取付け、空中に支えると同時に、水平に設置することを容易にした。

導設コイルには、コイル上面温度計測点として24か所熱電対温度計を設け、自動的に温度を計測することとし

た。同じ点に圧力計を設け、コイル内圧力を計測した。ヒーティングコイル入口にはドレンセパレータを設け、ボイラから本実験装置にいたるまでに管内に凝縮生成するドレンを極力排除することとした。ヒーティングコイル出口には YARWAY 式ドレントラップおよびトキコ製ドレン流量計を取り付け、タンク内で生成するドレン量の計測を行なう。蒸気管入口、出口の圧力は上記とは別に計測点を設けた。

タンク内温度は、11点計測し、熱電対温度計で自動記録をした。このほか、ドレン管の温度も同時に自動記録した。

さらに、安全面からの考慮として、蒸気管の防熱を必要部分に施工し、また屋外にタンクを放置するために広面積のキャンバスカバーを用意して、雨水混入を防ぐこととした。

以下実験装置各部について説明する。

#### (1) 実験タンク

方法、構造を図2.2.10に示す。本実験に関してはタンクは単なる流体の入れ物であり、第二義的なものであるから、特別の工夫はない。ただ36トンの清水を入れても破壊しないことと、製作場所から、実験場まで吊して運搬するために、若干の補強およびアイプレートを取付けた程度である。

#### (2) ヒーティングコイル

ヒーティングコイルの材料としては、ガス管を用いた。タンク内の配管長は308mであるが、これは管の熱貫流率  $K = 100 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$  として、安全を考えて300mとしたわけである。コイルの初めの3分の1部分100mは、タンク内770mmの高さに水平に設置され、後の200mは高さ510~250mmの所を上下しながら設けられている。こうすることにより、タンク内の温度分布をできるだけ均一化することになり、被加熱流体をタンク内の適当な深さまで張ることによって、後半の200mのみをヒーティングコイルとして用いる実験も可能となる。

ヒーティングコイルの表面温度はアルメルークロメル熱電対により計測した。

#### (3) 蒸気系統

ヒーティングコイルのタンクへの入口附近に、ドレンセパレータを設置した。

圧力は、蒸気入口、ドレン出口のほか、上記のコイル上温度計測点にそれぞれ圧力計を取り付け、読みとることとした。

ドレン出口は、25mm径に配管を絞った上、YARWAY式のスチームトラップを取り付け、スチームバツクを防止し、その後にトキコルーツ式流量計を配置して、ドレン流量計測を行なつた。

### 2.2.4 有効長測定実験方法

実験タンクに清水またはC重油を3分の1満たし、あらかじめ設置したヒーティングコイルにより蒸気加熱を行なう。この際、蒸気圧力およびヒーティングコイル表面温度のヒーティングコイル長さ方向の変化と、タンク内流体温度、ドレン流量、などを計測し、有効長を実験的に求める。

以下順次、計測項目と計測方法について述べる。

#### (1) ヒーティングコイル表面温度

タンク内のヒーティングコイル上面にアルメルークロメル B I C C シース熱電対を24点、図2.2.10および表2.2.2に示す位置に取付けた。取付方法は図2.2.11に示すように感熱部先端50mmをヒーティングコイル上面にべた付けとして、周囲流体温度影響が少なくなるよう留意した。

なお、実験が進むにつれて、ヒーティングコイルの円周方向における温度分布が問題となつたため、#3計測点の直下、#5計測点の横および下、#7計測点の横および下、および#16計測点の横にそれぞれアルメ

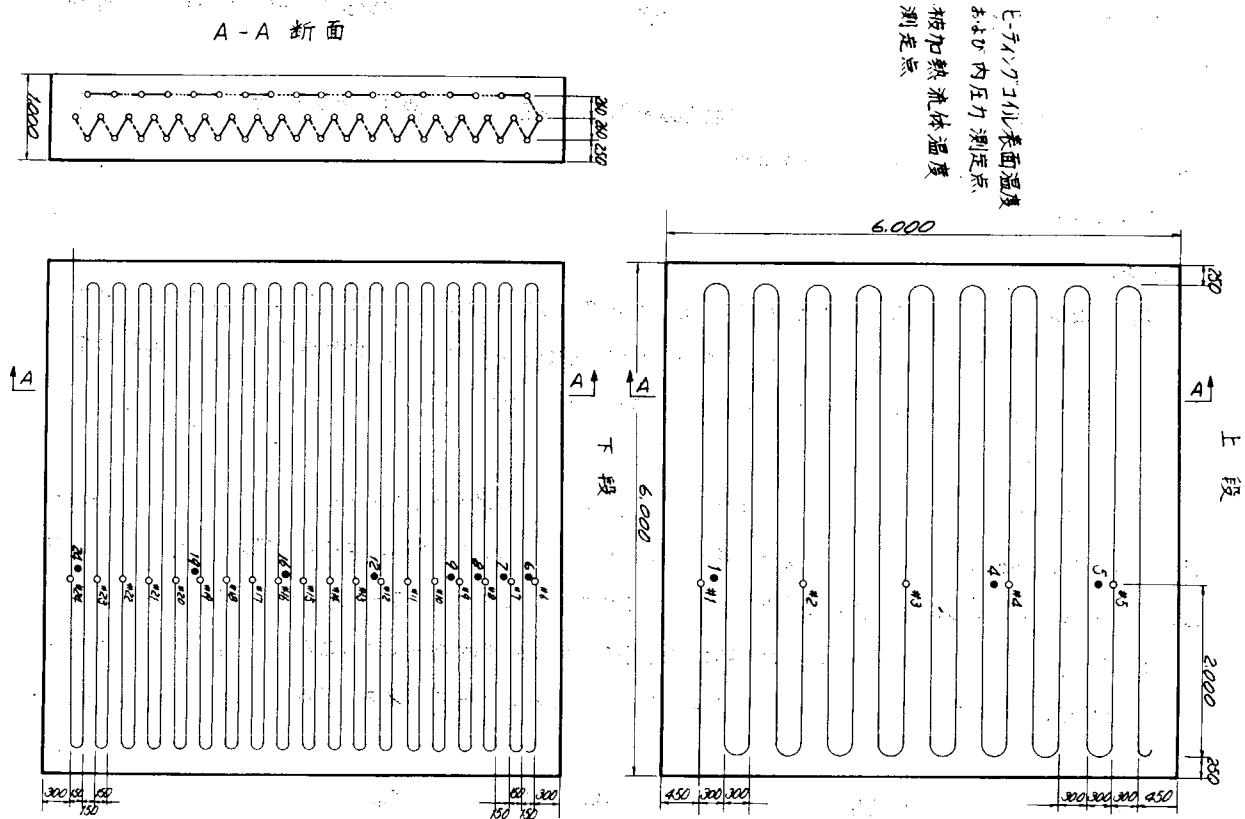


図 2.2.10 タンク内ヒートイングコイル配置図

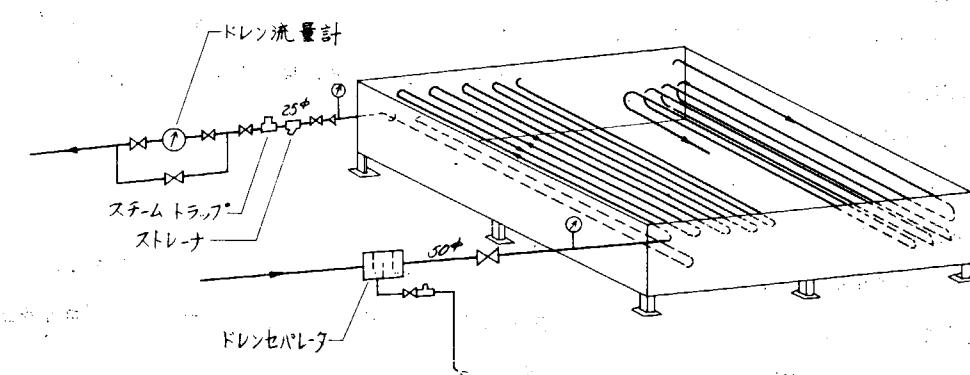


図 2.2.9 有効長実験装置概形図

ルーコロメル熱電対を追加して計測を行なつた。ただし、アルメルーコロメル熱電対用温度記録計の計測点数が24点に限定されていたため、一部分の温度記録は銅-コニスタンタン用温度記録計に記録して、補正することを要した。

表 2.2.2 ヒーティングコイル上計測点

計測点	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
タンク入口から の距離 (mm)	2,250	249,34	47,618	70,302	92,986	104,328	115,670	127,012	138,354	149,696	161,038	172,380
3) タンクの時 の流体入口か らの距離(mm)						2,087	13,329	24,771	36,113	47,455	58,797	70,139
周囲 温 度 計 準 点	○			○	○	○	○	○	○			○

計測点	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
タンク入口か の距離 (mm)	183,722	195,064	206,406	217,748	229,090	240,432	251,774	263,116	274,458	285,800	297,142	308,484
3) タンクの時 の流体入口か らの距離(mm)	81,481	92,823	104,165	115,507	126,849	138,191	149,533	160,875	172,217	183,559	194,901	206,243
周 围 温 度 計 準 点				○			○					○

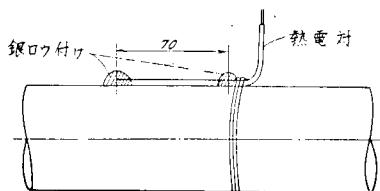


図 2.2.11 热電対取付方法

### (2) 蒸気圧力

上記温度計測点と同じ場所の管内圧力を、通常の圧力計を用いて、読みとり計測した。このほか、蒸気の入口およびスチームトラップ直前のドレン圧力を計測した。蒸気圧力を調整するため、ドレンセバレータのあとに J I S - 1 0 K - 5 0 玉形弁を設けた。

### (3) ドレン流量

ドレン流量はトキコ製ルーツ式直読積算式流量計を上記スチームトラップの直後に設置した。計測に正確を期して瞬間指示機構も内蔵しているものを用いた。ただ、高温流体用放熱フィン付流量計が入手不能だったため、最高使用温度120°Cの流量計を使用し、このため、長時間の連続使用をさけ、バイパスを設置して計測時以外はバイパスを使用した。

#### (4) ドレン管温度

タンクから出たドレン管の上部に、銅-コンスタンタン熱電対をくくりつけて、ドレン管の表面温度を連続記録した。この際表面をグラスウールで防熱して、周囲空気温度の影響を少なくするよう留意した。

#### (5) タンク内流体温度

タンク内の温度は銅-コンスタンタン熱電対を用いて11点測定した。測定点数に制限があるため、コイルの温度測定点のうち、代表的と思われる点の近傍を計測した。計測点の分布を図2.2.10および表2.2.2に示す。

#### (6) 温度記録計

温度を連続記録した計器は、大型模型実験（昭和42年度、三菱長崎造船所において実施）および実船実験（昭和43年度、日興丸にて実施）に使用したもの用いた。いずれも北辰電機製の製品である。

温度記録計：自動平衡型12打点アナログ温度記録計

型式：E36A(12)

入力信号：0～4.1 mV DC, 表示 0～100°C

0～8.1 mV DC, 表示 0～200°C

精度：±0.5%

### 2.3 実験結果とその検討

本実験において、被加熱体として原油を使用すれば、直接必要な値が実験的に求まる。しかし、原油は入手が困難な上実験中の安全面でも不安が大きい。そこで実験ではC重油を使用した。この場合、沸騰の影響が定量的に求められない欠点が生ずるが、これは理論的に推定するほかない。

#### 2.3.1 供試C重油の物性と加熱時の挙動

##### (1) 供試C重油の物性

熱貫流率測定および一系統長さ測定の両実験に使用したC重油（丸善石油より入手）の物性値を以下に記す。

比重と粘度は実験前および実験終了後にサンプリングした2つの試料について実測した。他は計算あるいは実験解析によつた。

##### (a) 比重量： $\gamma$

実測結果を図2.3.1に示す。温度による変化は直線的で次式で近似できる。両試料の差は1%程度である。

$$\gamma = 956 - 0.63 \theta \quad (\text{kg/m}^3)$$

##### (b) 比熱： $C_p$

ASTMを参考にし、次式を用いて計算した。

$$C_p = 0.415 / \sqrt{\gamma / 1000} + 0.0009 (\theta - 15)$$

計算結果を図2.3.1に比重とあわせて示す。

##### (c) 動粘性係数： $\nu$

実測結果を図2.3.2に示す。これより判断すると、供試油は、ほぼ1000 sec Fuel Oilに相当する。

##### (d) 热伝導率： $\lambda$

九州大学生産科学研究所で計測した結果を示す。油温38.7°Cおよび59.3°Cにおいて計測されているが、

熱伝導率は、いずれの場合も平均値0.118 kJ/m h°Cとなり、油温に関する有意差は見られない。

##### (e) 体膨脹係数： $\beta$

熱貫流率実験において、加熱前後の体積差から解析した。その値は平均油温15°C～70°Cの間で $0.0007^{\circ}\text{C}^{-1}$ 程度になる。

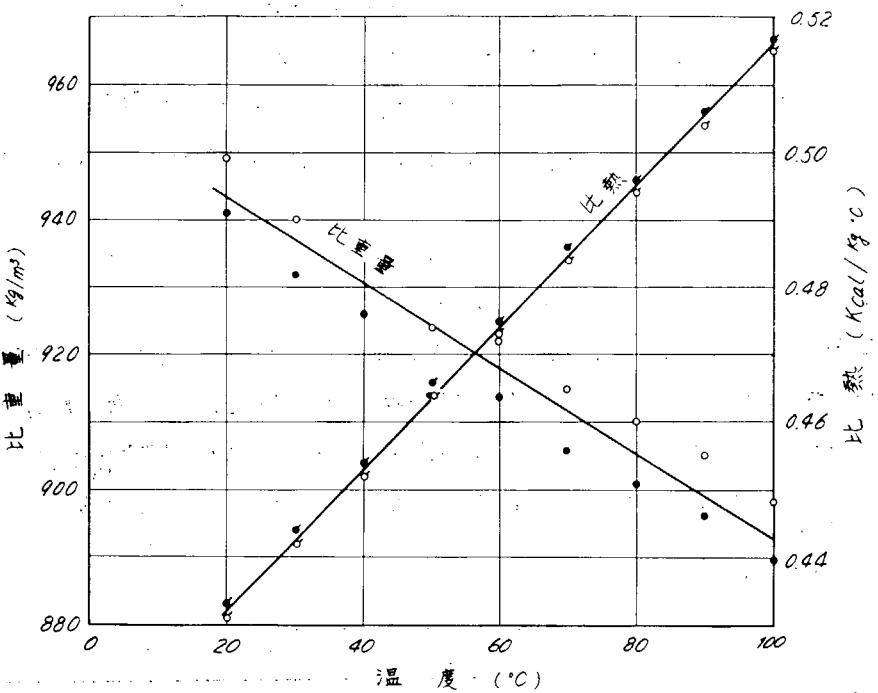


図2.3.1 比熱量、比熱

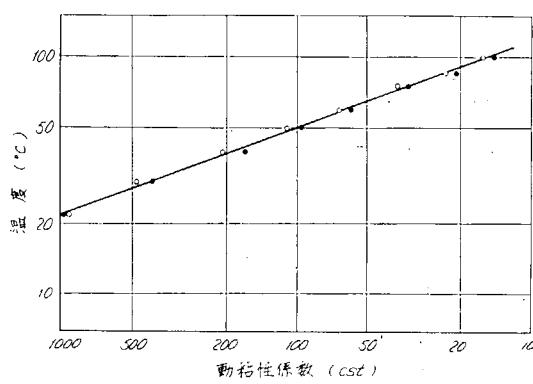


図2.3.2 動粘性係数

## (2) 供試C重油の加熱時の挙動

C重油は通常300°C以上の分離点をもつ。したがつて、高々10kg/cm<sup>2</sup>ゲージ程度の蒸気(飽和温度183°C)加熱では沸騰を生じないと考えるのが常識であろう。しかし、実際の油では水分あるいはガソリン分など低沸点成分の混入が微小ながらあるため、上記のような蒸気加熱でもかなり盛んな沸騰現象がみられる。

本実験においても気泡の発生が観察され、石油ガスの発生も臭覚で確かめられている。しかし、実験中は油温と沸騰現象の関係を明瞭につかむことができなかつたので、後日、実験室的実験で供試油の加熱時の沸騰現象を観察した。

図2.3.3に示すような装置により約300ccの供試油を加熱した。参考としてたまたま手元にあつたミナス原油についても同様の観察実験を実施した。両者の観察記録を表2.3.1に示す。

なお加熱時の蒸気、分離分、供試油について成分の差を見るため、赤外線吸収スペクトルによる解析を行なつたが、明瞭な差は認められず、C重油の蒸気中にも炭化水素化合物の存在することがわかつた。また、ミナス原油の分離分では、水分とガソリン分が明瞭に分離し、赤外線吸収スペクトルでもこれを確認することができた。

なお、供試ミナス原油は他の実験に使用されたもので、水分が多くなつていた。

表2.3.1 油の加熱時の挙動

油温	供試C重油	ミナス原油
0°C	• 17°C 初期油温	• 17°C 初期油温(プリン状)
20		?
40		• 34°C 暫時温度変化停滞(融点)
60		• 50°C 蒸気発生
80	• 70°C 壁に接する液面に気泡が現われる。 • 85°C フラスコの口より蒸気が始める。 • 87°C 壁面で気泡が径1.0mm位に成長する。 • 95°C 液面にも1.0mm位の気泡が現われる。 気泡の生成消滅激しく。	• 80°C 壁に接する液面に微小気泡(径0.5mm位)が現れ始める。
100	• 108°C 液面の60%位が気泡で覆われる。	• 94°C 微小気泡が液面のいたる処に現れ始める。
120	• 116°C 小さな気泡が液面全面を覆い、中には1.5mm位発達するものもある。 • 130°C 微小気泡が少なくなり気泡のおおきな面積が液面の30%位に減少。	• 100°C 気泡の径が2mmに発達しては消滅する。 • 105°C 液面全体が気泡で覆われる。
140	• 155°C 液面で気泡が大きくなり成長し中には径20mm位のものも現われる。	• 120°C 気泡は再び小型化し1mmになる。 生成消滅は激しい。
160	• 177°C 気泡は小さくなり径7mm位になる。	• 144°C 気泡が大型化し5mmになる。突沸が始まり音が連続的に聞こえるようになる。
180	• 182°C 突沸音が聞え始める。	• 163°C 突沸のため液面が激しく動く。
200		

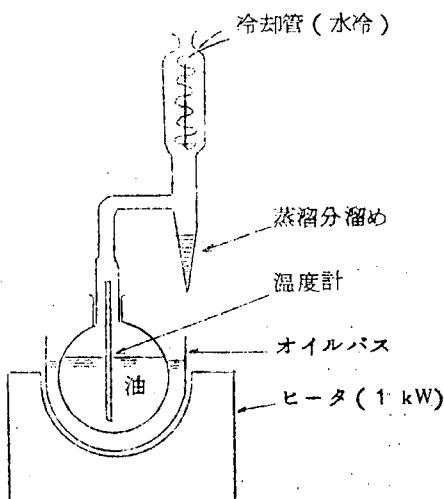


図 2.3.3 沸騰現象観察装置

## 2.5.2 热貫流率測定実験結果とその検討

実験は表 2.3.2 に示す 10 ケースを実施した。

表 2.3.2 実験の種類

実験番号	被加熱体	加熱管			備考
		種類	管径(インチ)	単複の別	
1	C 重油	鋼管	1½	単	スチームトラップ付
2	〃	〃	2	〃	〃
3	〃	〃	〃	複	〃
4	〃	フイン付鋳鉄管	〃	単	〃
5	〃	アルミニウムプラス管	1	〃	〃
6	〃	〃	1½	〃	〃
7	〃	〃	〃	〃	〃
8	〃	〃	〃	複	〃
9	〃	〃	〃	単	スチームトラップなし
10	油 濁 水	〃	〃	〃	スチームトラップ付

実験 6, 7, 9, 10 では同じ加熱管を使用し、7 では実験の再現性、9 ではスチームトラップの影響、10 では油と水との差を比較した。

### (1) 実験結果

実験データとその解析結果を表 2.3.3～表 2.3.12 に示す。以下、各項目の定義、計算方法について述べる。

#### (a) 油温 $\theta_f$ (°C)

タンク B 断面で計測した油温の総平均である。すなわち、格子状に配置した温度計測点は図 2.3.4 に示す各ブロックの代表温度であるとして次式により計算した。

$$\theta_f = \frac{\sum_i \theta_{fi} A_i}{\sum_i A_i}$$

ただし、 $\theta_{fi}$ ：各格子点の油温 (°C)

$A_i$ ： $\theta_{fi}$  によって代表されるブロックの面積 ( $m^2$ )

表 2.3.3 実験データ解析

実験番号	初期体積 $V_0 = 1.736 m^3$	コイル伝熱面積 $S = 0.343 m^2$				
項目番号	加熱開始後経過時間 (min)	0	30	60	90	120
1	油 温 $\theta_f$ (°C)	25.2	32.3	41.8	51.0	61.4
2	平均油温 $\bar{\theta}_f$ (°C)	28.8	37.1	46.4	56.2	
3	蒸気温度 $\theta_s$ (°C)	158	163	162	170	
4	コイル頂部表面温度 $\theta_c$ (°C)	—	—	—	—	
5	油温上昇速度 $\Delta\theta_f$ (°C/h)	14.2	19.0	18.4	20.8	
6	平均油膜温度 $\theta_{sf}$ (°C)	93.4	100.1	104.2	115.1	
7	平均油膜温度 $\theta_{cf}$ (°C)	—	—	—	—	
8	油の吸収熱量 $Q_f$ (Kcal/h)	$1.019 \times 10^4$	$1.395 \times 10^4$	$1.378 \times 10^4$	$1.592 \times 10^4$	
9	タンク壁面からの損失熱量 $Q_w$ (Kcal/h)	$0.019 \times \cdot$	$0.063 \times \cdot$	$0.124 \times \cdot$	$0.171 \times \cdot$	
10	コイルからの総伝熱量 $Q$ (Kcal/h)	$1.038 \times \cdot$	$1.458 \times \cdot$	$1.502 \times \cdot$	$1.763 \times \cdot$	
11	コイルの表面熱伝達率 $\alpha$ (Kcal/m <sup>2</sup> h°C)	—	—	—	—	
12	コイルの熱貫流率 $K$ (Kcal/m <sup>2</sup> h°C)	234	338	378	406	
13	Nu	96	139	156	167	
14	G <sub>r</sub>	$3.14 \times 10^5$	$4.13 \times 10^5$	$4.64 \times 10^5$	$7.41 \times 10^5$	
15	Pr	251	218	198	157	
16	$G_i = Nu / (G_r \cdot Pr)^{1/3}$	0.224	0.311	0.346	0.342	

表 2.3.4 実験データ解析

実験番号	初期体積 $V_0 = 1.797 m^3$	コイル伝熱面積 $S = 0.416 m^2$		
項目番号	加熱開始後経過時間 (min)	0	30	60
1	油 温 $\theta_f$ (°C)	18.8	27.6	36.9
2	平均油温 $\bar{\theta}_f$ (°C)	232	323	431
3	蒸気温度 $\theta_s$ (°C)	169	161	160
4	コイル頂部表面温度 $\theta_c$ (°C)	129	122	122
5	油温上昇速度 $\Delta\theta_f$ (°C/h)	17.6	18.6	24.8
6	平均油膜温度 $\theta_{sf}$ (°C)	96.1	96.7	101.6
7	平均油膜温度 $\theta_{cf}$ (°C)	76.1	77.2	82.6
8	油の吸収熱量 $Q_f$ (Kcal/h)	$1.299 \times 10^4$	$1.404 \times 10^4$	$1.915 \times 10^4$
9	タンク壁面からの損失熱量 $Q_w$ (Kcal/h)	$0.023 \times \cdot$	$0.047 \times \cdot$	$0.052 \times \cdot$
10	コイルからの総伝熱量 $Q$ (Kcal/h)	$1.522 \times \cdot$	$1.451 \times \cdot$	$1.967 \times \cdot$
11	コイルの表面熱伝達率 $\alpha$ (Kcal/m <sup>2</sup> h°C)	297	388	620
12	コイルの熱貫流率 $K$ (Kcal/m <sup>2</sup> h°C)	217	269	402
13	Nu	111	138	206
14	G <sub>r</sub>	$7.66 \times 10^5$	$6.77 \times 10^5$	$8.45 \times 10^5$
15	Pr	258	238	204
16	$G_i = Nu / (G_r \cdot Pr)^{1/3}$	0.196	0.254	0.370

表 2.3.5 実験データ解析

実験番号	3	初期体積	コイル伝熱面積				
		$V_0 = 1.782 \text{ m}^3$	$S = 0.851 \text{ m}^2$				
項目番号	加熱開始後経過時間 (min)	0	15	30	45	60	
1	油 温 $\theta_f (\text{°C})$	23.4	32.6	42.6	52.9	62.9	
2	平均油温 $\bar{\theta}_f (\text{°C})$	28.0	37.6	47.8	57.9		
3	蒸気温度 $\theta_s (\text{°C})$	162	159	162	163		
4	コイル頂部表面温度 $\theta_c (\text{°C})$	—	—	—	—		
5	油温上昇速度 $\Delta\theta_f (\text{°C/h})$	36.8	40.0	41.2	40.0		
6	平均油膜温度 $\theta_{sf} (\text{°C})$	95.0	98.3	104.9	110.5		
7	平均油膜温度 $\theta_{cf} (\text{°C})$	—	—	—	—		
8	油の吸収熱量 $Q_f (\text{Kcal/h})$	$2.716 \times 10^4$	$3.019 \times 10^4$	$3.186 \times 10^4$	$3.165 \times 10^4$		
9	タンク壁面からの損失熱量 $Q_w (\text{Kcal/h})$	$0.016 \times \cdot$	$0.086 \times \cdot$	$0.162 \times \cdot$	$0.228 \times \cdot$		
10	コイルからの総伝熱量 $Q (\text{Kcal/h})$	$2.732 \times \cdot$	$3.105 \times \cdot$	$3.348 \times \cdot$	$3.393 \times \cdot$		
11	コイルの表面熱伝達率 $\alpha (\text{Kcal/m}^2 \text{h°C})$	—	—	—	—		
12	コイルの熱貫流率 $K (\text{Kcal/m}^2 \text{h°C})$	240	301	345	379		
13	Nu	123	154	177	194		
14	Gr	$6.65 \times 10^5$	$7.29 \times 10^5$	$9.52 \times 10^5$	17		
15	Pr	244	224	191	$1.107 \times 10^6$		
16	$C_1 = Nu / (Gr \cdot Pr)^{1/3}$	0.226	0.283	0.312	0.338		

表 2.3.6 実験データ解析

実験番号	4	初期体積	コイル伝熱面積				
		$V_0 = 1.775 \text{ m}^3$	$S = 0.816 \text{ m}^2$				
項目番号	加熱開始後経過時間 (min)	0	30	60	90	120	
1	油 温 $\theta_f (\text{°C})$	24.5	33.9	45.9	56.9	66.7	
2	平均油温 $\bar{\theta}_f (\text{°C})$	29.2	39.9	51.4	61.8		
3	蒸気温度 $\theta_s (\text{°C})$	164	170	172	167		
4	コイル頂部表面温度 $\theta_c (\text{°C})$	—	—	—	—		
5	油温上昇速度 $\Delta\theta_f (\text{°C/h})$	18.8	24.0	22.0	19.6		
6	平均油膜温度 $\theta_{sf} (\text{°C})$	96.6	105.0	112.7	114.4		
7	平均油膜温度 $\theta_{cf} (\text{°C})$	—	—	—	—		
8	油の吸収熱量 $Q_f (\text{Kcal/h})$	$1.385 \times 10^4$	$1.813 \times 10^4$	$1.672 \times 10^4$	$1.555 \times 10^4$		
9	タンク壁面からの損失熱量 $Q_w (\text{Kcal/h})$	$0.024 \times \cdot$	$0.076 \times \cdot$	$0.127 \times \cdot$	$0.165 \times \cdot$		
10	コイルからの総伝熱量 $Q (\text{Kcal/h})$	$1.409 \times \cdot$	$1.889 \times \cdot$	$1.799 \times \cdot$	$1.720 \times \cdot$		
11	コイルの表面熱伝達率 $\alpha (\text{Kcal/m}^2 \text{h°C})$	—	—	—	—		
12	コイルの熱貫流率 $K (\text{Kcal/m}^2 \text{h°C})$	129	178	183	200		
13	Nu	73	101	104	113		
14	Gr	$9.62 \times 10^5$	$14.73 \times 10^5$	$18.81 \times 10^5$	$17.94 \times 10^5$		
15	Pr	238	191	165	157		
16	$C_1 = Nu / (Gr \cdot Pr)^{1/3}$	0.119	0.154	0.154	0.173		

表 2.3.7 実験データ解析

実験番号 5

初期体積  
 $V_0 = 1.723 \text{ m}^3$ コイル伝熱面積  
 $S = 0.215 \text{ m}^2$ 

項目番号	加熱開始後経過時間 (min)	0	30	60	90	120	150	180
1	油 温 $\theta_f$ (°C)	26.5	31.0	36.7	43.0	49.1	55.0	61.0
2	平均油温 $\bar{\theta}_f$ (°C)	28.8	33.9	39.9	46.1	52.1	58.0	
3	蒸気温度 $\theta_s$ (°C)	165	166	168	168	168	168	167
4	コイル頂部表面温度 $\theta_c$ (°C)	—	146	147	148	148	150	
5	油温上昇速度 $\Delta\theta_f$ (°C/h)	9.0	11.4	12.6	12.2	11.8	12.0	
6	平均油膜温度 $\theta_{sf}$ (°C)	9.69	10.00	10.40	10.71	11.01	11.25	
7	平均油膜温度 $\theta_{cf}$ (°C)	—	90.0	93.5	97.1	100.1	104.0	
8	油の吸収熱量 $Q_f$ (Kcal/h)	$0.641 \times 10^4$	$0.823 \times 10^4$	$0.921 \times 10^4$	$0.906 \times 10^4$	$0.888 \times 10^4$	$0.916 \times 10^4$	
9	タンク壁面からの損失熱量 $Q_w$ (Kcal/h)	$0.008 \times \text{△}$	$0.027 \times \text{△}$	$0.048 \times \text{△}$	$0.062 \times \text{△}$	$0.068 \times \text{△}$	$0.081 \times \text{△}$	
10	コイルからの総伝熱量 $Q$ (Kcal/h)	$0.649 \times \text{△}$	$0.850 \times \text{△}$	$0.969 \times \text{△}$	$0.968 \times \text{△}$	$0.956 \times \text{△}$	$0.997 \times \text{△}$	
11	コイルの表面熱伝達率 $\alpha$ (Kcal/m <sup>2</sup> h°C)	—	351	422	442	480	521	
12	コイルの熱貫流率 $K$ (Kcal/m <sup>2</sup> h°C)	222	299	353	369	384	426	
13	Nu	53	72	84	88	92	102	
14	Gr	$0.73 \times 10^5$	$0.85 \times 10^5$	$1.01 \times 10^5$	$1.11 \times 10^5$	$1.24 \times 10^5$	$1.27 \times 10^5$	
15	Pr	238	218	198	184	171	164	
16	$C_1 = Nu / (Gr \cdot Pr)^{1/3}$	0.205	0.272	0.309	0.322	0.332	0.371	

表 2.3.8 実験データ解析

実験番号 6

初期体積  
 $V_0 = 1.745 \text{ m}^3$ コイル伝熱面積  
 $S = 0.295 \text{ m}^2$ 

項目番号	加熱開始後経過時間 (min)	0	30	60	90	120	150
1	油 温 $\theta_f$ (°C)	28.1	31.5	39.6	46.7	54.8	60.9
2	平均油温 $\bar{\theta}_f$ (°C)	29.8	35.6	43.2	50.8	57.9	
3	蒸気温度 $\theta_s$ (°C)	153	153	155	159	157	
4	コイル頂部表面温度 $\theta_c$ (°C)	120	120	124	125	126	
5	油温上昇度 $\Delta\theta_f$ (°C/h)	6.8	16.2	14.2	16.2	12.2	
6	平均油膜温度 $\theta_{sf}$ (°C)	91.4	94.3	99.1	104.9	107.5	
7	平均油膜温度 $\theta_{cf}$ (°C)	74.9	77.8	83.6	87.4	92.0	
8	油の吸収熱量 $Q_f$ (Kcal/h)	$0.492 \times 10^4$	$1.191 \times 10^4$	$1.047 \times 10^4$	$1.231 \times 10^4$	$0.943 \times 10^4$	
9	タンク壁面からの損失熱量 $Q_w$ (Kcal/h)	$0.008 \times \text{△}$	$0.029 \times \text{△}$	$0.044 \times \text{△}$	$0.068 \times \text{△}$	$0.092 \times \text{△}$	
10	コイルからの総伝熱量 $Q$ (Kcal/h)	$0.500 \times \text{△}$	$1.220 \times \text{△}$	$1.091 \times \text{△}$	$1.299 \times \text{△}$	$1.035 \times \text{△}$	
11	コイルの表面熱伝達率 $\alpha$ (Kcal/m <sup>2</sup> h°C)	187	496	461	597	517	
12	コイルの熱貫流率 $K$ (Kcal/m <sup>2</sup> h°C)	138	352	330	408	355	
13	Nu	48	122	114	141	123	
14	Gr	$1.61 \times 10^5$	$1.71 \times 10^5$	$2.19 \times 10^5$	$2.79 \times 10^5$	$2.76 \times 10^5$	
15	Pr	264	251	217	191	184	
16	$C_1 = Nu / (Gr \cdot Pr)^{1/3}$	0.138	0.348	0.315	0.374	0.332	

表 2.3.9 実験データ解析

実験番号	7	初期体積 $V_0 = 1.780 m^3$	コイル伝熱面積 $S = 0.295 m^2$				
			0	30	60	90	120
1	油 温 $\theta_f$ (°C)	24.7	30.9	40.6	49.8	59.1	
2	平均油温 $\bar{\theta}_f$ (°C)	27.8	35.8	45.2	54.5		
3	蒸気温度 $\theta_s$ (°C)	158	171	169	167		
4	コイル頂部表面温度 $\theta_c$ (°C)	145	150	150	149		
5	油温上昇速度 $\Delta\theta_f$ (°C/h)	12.4	19.4	18.4	18.6		
6	平均油膜温度 $\theta_{sf}$ (°C)	92.9	103.4	107.1	110.8		
7	平均油膜温度 $\theta_{cf}$ (°C)	86.4	92.9	97.6	101.8		
8	油の吸収熱量 $Q_f$ (Kcal/h)	$0.913 \times 10^4$	$1.457 \times 10^4$	$1.411 \times 10^4$	$1.456 \times 10^4$		
9	タンク壁面からの損失熱量 $Q_w$ (Kcal/h)	$0.016 \times \infty$	$0.048 \times \infty$	$0.080 \times \infty$	$0.108 \times \infty$		
10	コイルからの総伝熱量 $Q$ (Kcal/h)	$0.929 \times \infty$	$1.505 \times \infty$	$1.491 \times \infty$	$1.564 \times \infty$		
11	コイルの表面熱伝達率 $\alpha$ (Kcal/m²h°C)	27.2	44.7	48.2	56.1		
12	コイルの熱貫流率 $K$ (Kcal/m²h°C)	24.2	38.9	40.8	47.2		
13	Nu	84	135	141	164		
14	Gr	$1.79 \times 10^5$	$3.03 \times 10^5$	$3.45 \times 10^5$	$3.68 \times 10^5$		
15	Pr	2.58	2.05	1.84	1.71		
16	$C_1 = Nu / (Gr \cdot Pr)^{1/3}$	0.234	0.341	0.353	0.412		

表 2.3.10 実験データ解析

実験番号	8	初期体積 $V_0 = 1.789 m^3$	コイル伝熱面積 $S = 0.584 m^2$				
			0	15	30	45	60
1	油 温 $\theta_f$ (°C)	23.3	32.1	42.4	52.3	61.9	
2	平均油温 $\bar{\theta}_f$ (°C)	27.7	37.3	47.4	57.1		
3	蒸気温度 $\theta_s$ (°C)	168	168	167	168		
4	コイル頂部表面温度 $\theta_c$ (°C)	—	—	—	—		
5	油温上昇速度 $\Delta\theta_f$ (°C)	35.2	41.2	39.6	38.4		
6	平均油膜温度 $\theta_{sf}$ (°C/h)	97.9	102.7	107.2	112.6		
7	平均油膜温度 $\theta_{cf}$ (°C)	—	—	—	—		
8	油の吸収熱量 $Q_f$ (Kcal/h)	$2.601 \times 10^4$	$3.121 \times 10^4$	$3.066 \times 10^4$	$3.045 \times 10^4$		
9	タンク壁面からの損失熱量 $Q_w$ (Kcal/h)	$0.022 \times \infty$	$0.089 \times \infty$	$0.167 \times \infty$	$0.208 \times \infty$		
10	コイルからの総伝熱量 $Q$ (Kcal/h)	$2.623 \times \infty$	$3.210 \times \infty$	$3.253 \times \infty$	$3.253 \times \infty$		
11	コイルの表面熱伝達率 $\alpha$ (Kcal/m²h°C)	—	—	—	—		
12	コイルの熱貫流率 $K$ (Kcal/m²h°C)	30.4	40.5	45.7	50.2		
13	Nu	105	140	158	174		
14	Gr	$2.58 \times 10^5$	$2.93 \times 10^5$	$3.33 \times 10^5$	$3.95 \times 10^5$		
15	Pr	2.24	2.05	1.84	1.64		
16	$C_1 = Nu / (Gr \cdot Pr)^{1/3}$	0.271	0.357	0.401	0.433		

表 2.3.11 実験データ解析

実験番号	9	初期体積 $V_0 = 1.782 \text{ m}^3$	コイル伝熱面積 $S = 0.295 \text{ m}^2$						
			0	30	60	90	120	150	180
1	油 温 $\theta_f (\text{°C})$	24.0	30.2	38.5	46.7	53.7	61.4	68.9	
2	平均油温 $\bar{\theta}_f (\text{°C})$	27.1	34.4	42.6	50.2	57.6	65.2		
3	蒸気温度 $\theta_s (\text{°C})$	164	167	159	166	165	165		
4	コイル頂部表面温度 $\theta_c (\text{°C})$	—	—	—	—	—	—		
5	油温上昇速度 $\Delta\theta_f (\text{°C/h})$	1.24	1.66	1.64	1.40	1.54	1.50		
6	平均油膜温度 $\theta_{sf} (\text{°C})$	95.6	100.7	100.8	108.1	111.3	115.1		
7	平均油膜温度 $\theta_{cf} (\text{°C})$	—	—	—	—	—	—		
8	油の吸収熱量 $Q_f (\text{kcal/h})$	$0.913 \times 10^4$	$1.244 \times 10^4$	$1.252 \times 10^4$	$1.090 \times 10^4$	$1.216 \times 10^4$	$1.205 \times 10^4$		
9	タンク壁面からの損失熱量 $Q_w (\text{kcal/h})$	$0.018 \times \text{t}$	$0.057 \times \text{t}$	$0.076 \times \text{t}$	$0.097 \times \text{t}$	$0.127 \times \text{t}$	$0.160 \times \text{t}$		
10	コイルからの総伝熱量 $Q (\text{kcal/h})$	$0.931 \times \text{t}$	$1.301 \times \text{t}$	$1.328 \times \text{t}$	$1.187 \times \text{t}$	$1.345 \times \text{t}$	$1.365 \times \text{t}$		
11	コイルの表面熱伝達率 $\alpha (\text{kcal/m}^2 \text{h°C})$	—	—	—	—	—	—		
12	コイルの熱貫流率 $K (\text{kcal/m}^2 \text{h°C})$	230	333	387	347	423	464		
13	Nu	80	115	134	120	147	161		
14	Gr	$2.10 \times 10^5$	$2.77 \times 10^5$	$2.44 \times 10^5$	$3.49 \times 10^5$	$3.51 \times 10^5$	$4.26 \times 10^5$		
15	Pr	244	211	211	178	171	150		
16	$C_1 = Nu / (Gr \cdot Pr)^{1/3}$	0.216	0.296	0.358	0.303	0.375	0.402		

表 2.3.12 実験データ解析

実験番号	10	初期体積 $V_0 = 1.793 \text{ m}^3$	コイル伝熱面積 $S = 0.295 \text{ m}^2$						
			0	10	20	30	40	50	
1	油温 $\theta_f (\text{°C})$	18.5	27.3	39.0	50.3	62.0	72.3		
2	平均油温 $\bar{\theta}_f (\text{°C})$	22.9	33.2	44.7	56.2	67.2			
3	蒸気温度 $\theta_s (\text{°C})$	155	153	153	152	151			
4	コイル頂部表面温度 $\theta_c (\text{°C})$	—	—	—	—	—			
5	油温上昇速度 $\Delta\theta_f (\text{°C/h})$	5.28	7.02	6.78	7.02	6.18			
6	平均油膜温度 $\theta_{sf} (\text{°C})$	89.0	93.1	98.9	104.1	109.1			
7	平均油膜温度 $\theta_{cf} (\text{°C})$	—	—	—	—	—			
8	油の吸収熱量 $Q_f (\text{kcal/h})$	$9.429 \times 10^4$	$12.536 \times 10^4$	$12.108 \times 10^4$	$12.536 \times 10^4$	$11.058 \times 10^4$			
9	タンク壁面からの損失熱量 $Q_w (\text{kcal/h})$	$0.084 \times \text{t}$	$0.171 \times \text{t}$	$0.194 \times \text{t}$	$0.250 \times \text{t}$	$0.210 \times \text{t}$			
10	コイルからの総伝熱量 $Q (\text{kcal/h})$	$9.513 \times \text{t}$	$12.707 \times \text{t}$	$12.292 \times \text{t}$	$12.786 \times \text{t}$	$11.268 \times \text{t}$			
11	コイルの表面熱伝達率 $\alpha (\text{kcal/m}^2 \text{h°C})$	—	—	—	—	—			
12	コイルの熱貫流率 $K (\text{kcal/m}^2 \text{h°C})$	2,400	3,600	3,850	4,520	4,560			
13	Nu	171	252	269	315	317			
14	Gr	$5.61 \times 10^5$	$5.58 \times 10^5$	$5.63 \times 10^5$	$5.55 \times 10^5$	$5.33 \times 10^5$			
15	Pr	1.97	1.87	1.72	1.63	1.55			
16	$C_1 = Nu / (Gr \cdot Pr)^{1/3}$	0.165	0.248	0.273	0.326	0.338			

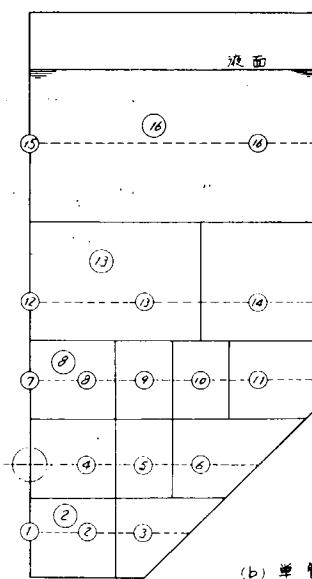
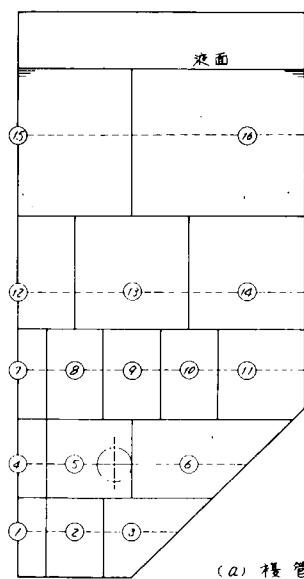
表 2.3.13 実験データ解析

実験番号 参考 湿水ヒーティング 初期体積  $V_0 = 1.782 \text{ m}^3$  コイル伝熱面積  $S = 0.295 \text{ m}^2$

項目番号	加熱開始後経過時間 (min)	0	30	50
1	油 温 $\theta_f (\text{C})$		26.3	27.5
2	平 均 油 温 $\bar{\theta}_f (\text{C})$		26.9	
3	蒸 気 温 度 $\theta_s (\text{C})$		$\frac{71+84}{2} = 77.5$	
4	コイル頂部表面温度 $\theta_c (\text{C})$		62.0	
5	油温上昇速度 $\Delta\theta (\text{C}/\text{h})$		4.8	
6	平均油膜温度 $\theta_{sf} (\text{C})$		52.2	
7	平均油膜温度 $\theta_{cf} (\text{C})$		44.5	
8	油の吸収熱量 $Q_f (\text{Kcal}/\text{h})$		2.630	
9	タンク壁面からの損失熱量 $Q_w (\text{Kcal}/\text{h})$		100 • 2	
10	コイルからの総伝熱量 $Q (\text{Kcal}/\text{h})$		2.730 • 1	
11	コイルの表面熱伝達率 $\alpha (\text{Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C})$		264	
12	コイルの熱貫流率 $K (\text{Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C})$		183	
13	Nu		Kベース 63	$\alpha$ ベース 92
14	Gr		$1.75 \times 10^5$	$5.50 \times 10^5$
15	Pr		$1.35 \times 10^3$	$1.80 \times 10^3$
16	$C_1 = Nu / (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{3}}$		0.119	0.044

• 1 湿水流量計計測値より逆算した。

• 2  $Q - Q_f$  として求めた。



(a) 複 管

(b) 単 管

図 2.3.4 油温計算用プロツク割り

なお、同図(b)単管加熱の場合コイル直上の計測点⑦および⑨の温度は変動が激しいので、それぞれ⑧および⑩に置き替えてある。また、計測点①は各実験ごとに適宜位置を変え、コイル周辺の油温計測に用いたので、このプロットは計測点②の温度で代表した。

(b) 平均油温  $\bar{\theta}_f$  (°C)

加熱開始後の適當な時間区分における油温を表わし、その時刻の始めと終りにおける温度の算術平均である。

(c) 蒸気温度  $\theta_s$  (°C)

各時間区分におけるコイル入口の平均蒸気温度とコイル出口の平均蒸気温度との算術平均である。

(d) コイル頂部表面温度  $\theta_c$  (°C)

コイル頂部壁面に熱電対を取り付けて測定した温度である。取付けが完全でないため接触熱抵抗による測定誤差が大きいものと思われる。

(e) 油温上昇速度  $\Delta\theta$  (°C/h)

適當な時間区分間の油温上昇速度を単位時間当たりに換算した。

(f) 平均油膜温度  $\theta_{sf}$  (°C)

コイル表面の熱伝達率はコイル面を覆う油の薄い膜すなわち境界層の物性に大きく支配される。したがつてこの膜の温度が重要な意味をもつ。通常は膜温度として伝熱面表面温度と被加熱流体の遠方温度との平均値を使うが、本実験では伝熱面表面温度の測定精度に信頼がもてないので、これに代るものとして蒸気温度と油温の算術平均を平均油膜温度  $\theta_{sf}$  と定義した。

(g) 平均油膜温度  $\theta_{cf}$  (°C)

本来の意味での平均油膜温度で伝熱面表面温度と油温の算術平均である。 $\theta_c$  の値の信頼性が乏しいので参考として示した。

(h) 油の吸収热量  $Q_f$  (Kcal/h)

油がその温度上昇によつて単位時間に吸収した热量である。次式によつて計算した。

$$Q_f = V(\theta_f) \cdot \gamma(\theta_f) \cdot C_p(\theta_f) \cdot \Delta\theta \\ = V_0 \cdot \gamma_0 \cdot C_p(\theta_f) \cdot \Delta\theta$$

ただし、 $V_0$ ：実験開始時の油の体積 ( $m^3$ )

$\gamma_0$ ：実験開始時の油温に対応する油の比重 ( $Kg/m^3$ )

$C_p(\theta_f)$ ：油温  $\theta_f$  に対応する油の比熱 (Kcal/Kg°C)

(i) タンク壁面からの損失热量  $Q_w$  (Kcal/h)

タンク自体の熱容量および防熱材の熱容量のため、非定常加熱過程でタンク壁面から流出する単位時間当たりの热量をヒートフローメータによつて計測した。ただし、タンク頂板部については計測できなかつたので、この部分の熱損失は無視した。

(j) コイルの総伝热量  $Q$  (Kcal/h)

$$Q = Q_f + Q_w$$

である。この値はドレン流量から逆算した値と数パーセントの誤差範囲で一致する。

(k) コイル表面の熱伝達率  $\alpha$  (Kcal/m<sup>2</sup>h°C)

次式によつて計算した。

$$\alpha = Q / \Delta\theta (\theta_c - \theta_f)$$

前述のとおり  $\theta_c$  の値の信頼性に問題があるので参考程度の値である。実際の  $\theta_c$  は実測値より高いはずで

あり、したがつてここで求めた $\alpha$ は実際の値よりも大きめになつてゐることが想像される。

(l) コイルの熱貫流率  $K (\text{Kcal}/\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$

次式によつて計算した。

$$K = Q / S (\theta_s - \theta_f)$$

(m) Nu 数

通常の定義を少し変えて次式のように定義する。

$$Nu = K d / \lambda$$

ただし、 $d$  : コイルの外径 ( $\text{m}$ )

$\lambda$  : 油の熱伝導率 ( $\text{Kcal}/\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ )

本来ならば上式 $K$ の代りに $\alpha$ を用ひるべきである。上式はコイル表面温度が蒸気温度に等しい場合に対応している。

(n) Gr 数

次式で定義される。

$$Gr = d^3 g \beta (\theta_s - \theta_f) / \{ \nu (\theta_{sf}) \}^2$$

ただし、 $g$  : 重力加速度 ( $\text{m}/\text{s}^2$ )

$\beta$  : 油の体膨張係数 ( $1/\text{^\circ C}$ )

$\nu (\theta_{sf})$  : 油膜温度における油の動粘性係数 ( $\text{m}^2/\text{h}$ )

(o) Pr 数

固有の物性値で次式で定義される。境界膜を問題にするので各物性値は膜温度における値をとるものとする。

$$Pr = C_p (\theta_{sf}) \cdot \gamma (\theta_{fs}) \cdot \nu (\theta_{fs}) / \lambda$$

(p)  $C_1$

油の沸騰影響を表わす係数で次式で定義する。

$$C_1 = Nu / (Gr \cdot Pr)^{1/3}$$

$C_1$  は油膜温度の関数として実験から逆解析される。

(2) 実験結果の検討

(a) 予備実験による検討事項

(i) タンク内油温のコイル長さ方向分布

図2.2.2 の 4 断面 A, B, C, D にて図2.2.3 に示す枠を 4 組同時にセットし、油温分布を計測した。各枠について対応する 9 個所の格子点を選んで熱電対を取付けた。

実験の結果、加熱の非定常過程において、コイル長さ方向の対応点は 4 点とも最大  $\pm 1^\circ\text{C}$  前後の範囲でほとんど一致することが明らかになつた。1 例を図2.3.5 に示す。これはコイルの熱貫流率と供給蒸気量に比し、コイル長さが短いので当然予想されたことであつたが、油温計測でもはつきり確かめられた。

この結果より、以後の本実験では油温計測は B 断面のみで行なうこととした。

(ii) コイル表面温度の長さ方向分布

コイルの両端に近いところで上面と下面の温度を計測した。1 例を図2.3.6 に示す。温度は、熱電対をビーエヌ線でコイルに固縛し計測した。したがつて計測値そのものには接触抵抗による誤差が入つており意味はないが、長さ方向の分布を傾向的に知る上では参考になる。図によれば、コイル両端の温度差は高々  $2^\circ\text{C}$  程度でほとんど差がない。このことは前項に述べた油温分布の一様性とも関連があろう。

### (iii) コイル表面温度の管周方向分布

本計測では熱電対の取付方法を(ii)の場合より改善したので計測値はかなり実際に近付いているように思われる。1例を図2.3.7に示す。

表面温度は上部より下部に行くにつれて低下している。被加熱体がC重油の場合をみると、アルミニウムプラスのような熱伝導率の大きい材料でも上下で15°C位の差が生じていることがわかる。特に計測点3と4の間の温度勾配が大きく、計測点4と5はほとんど同じ温度を示していることが目立つ。このことは、管内2相流の気液境界面が計測点3と4の間にあり、計測点4および5の内面はドレンに接していることを示唆しているようと思われる。また、管周方向に温度勾配を生じていることは、管の肉厚が薄いため、管材中

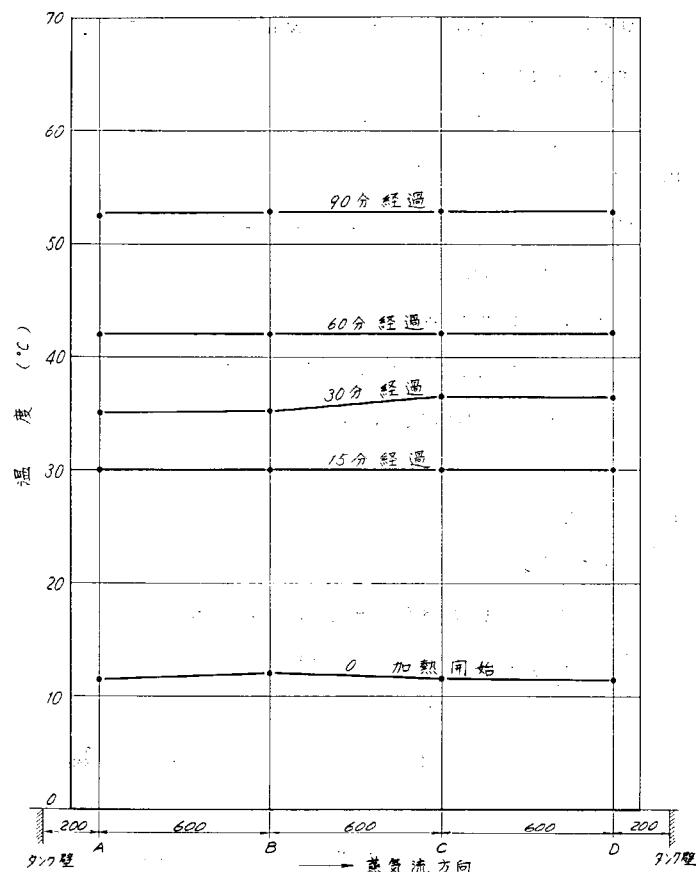


図2.3.5 タンク内長手方向油温分布 (16)

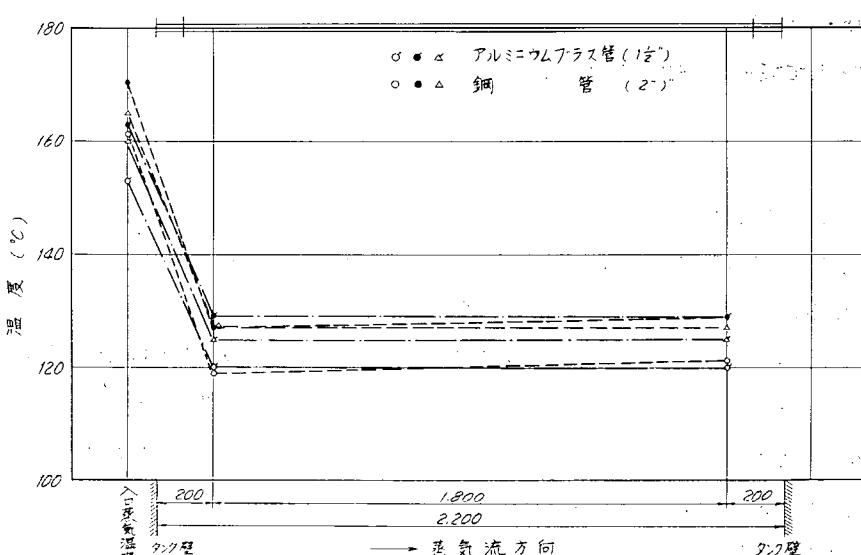


図2.3.6 コイル表面温度の長さ方向分布

の熱伝導が外部の油膜境界層の厚さの影響を大きく受けているためと考えられる。

(b) 本実験結果の解析とその検討

(i) 蒸気の供給熱量と総伝熱量

蒸気の供給熱量はドレン流量から逆算する。総伝熱量との比較例を2例示す。

(ii) 実験番号(7)の場合

加熱時間全体(0~120分)での熱バランスは下記のとおりである。

$$\frac{\text{総伝熱量} Q}{\text{蒸気の供給熱量}} = \frac{2.745 \times 10^4 \text{ Kcal}}{2.712 \times 10^4 \text{ Kcal}} = 1.012$$

(iii) 実験番号(10)の場合

加熱開始後60分より120分にわたる60分間の熱バランスは下記のとおりである。

$$\frac{\text{総伝熱量} Q}{\text{蒸気の供給熱量}} = \frac{1.250 \times 10^4 \text{ Kcal}}{1.233 \times 10^4 \text{ Kcal}} = 1.014$$

いずれも測定誤差を考慮すればきわめてよく一致しているといふことができる。

(ii) 供試C重油のPr数

Pr数と温度との関係を図2.3.8に示す。

(iii) タンク内油温の経時変化

タンク深さ方向油温分布の経時変化の1例を図2.3.9に示す。図から明らかのように、加熱管より上側の油温は直線的に上昇し、しかも上下の温度差は次第に小さくなり均一化している。しかし、加熱管より下側の油温はほとんど変化せず、加熱管付近で急激な温度勾配のあることを示している。

(iv) コイルの熱貫流率

横軸に温度、縦軸に熱貫流率をとり整理した。これを図2.3.10~図2.3.13に示す。温度として、油温

記号	被加熱体	蒸気温度(°C)		被加熱物体温度(°C)
		入口	出口	
△—△	C重油	181	179	70
×—×	〃	173	172	50
●—●	〃	159	158	38
○—○	〃	154	154	35
□—□	油満水	168	133	25

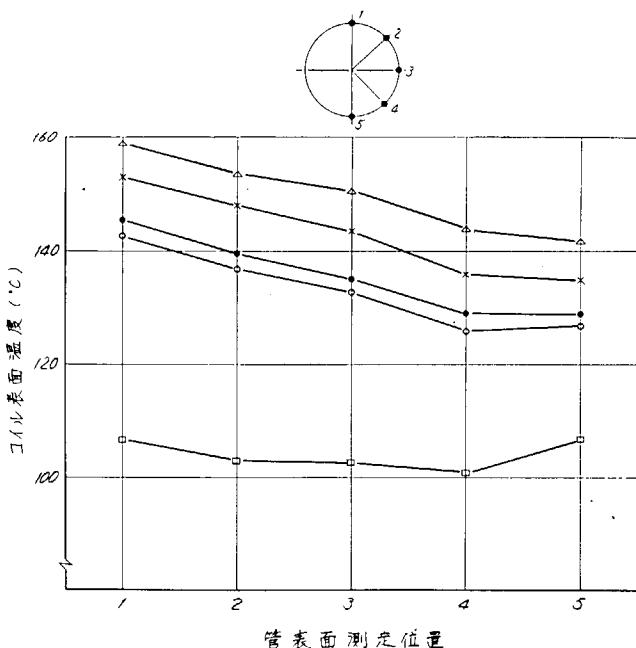


図2.3.7 コイル表面温度の管周方向分布  
(1 1/2" アルミニウムプラス管長手方向中央)

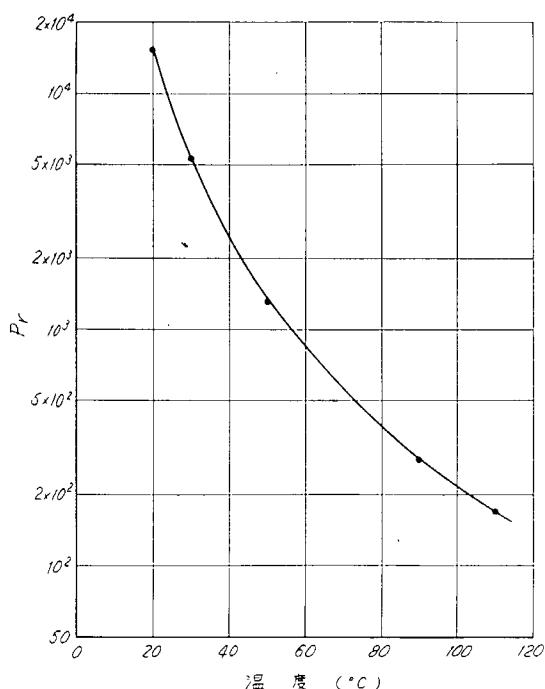
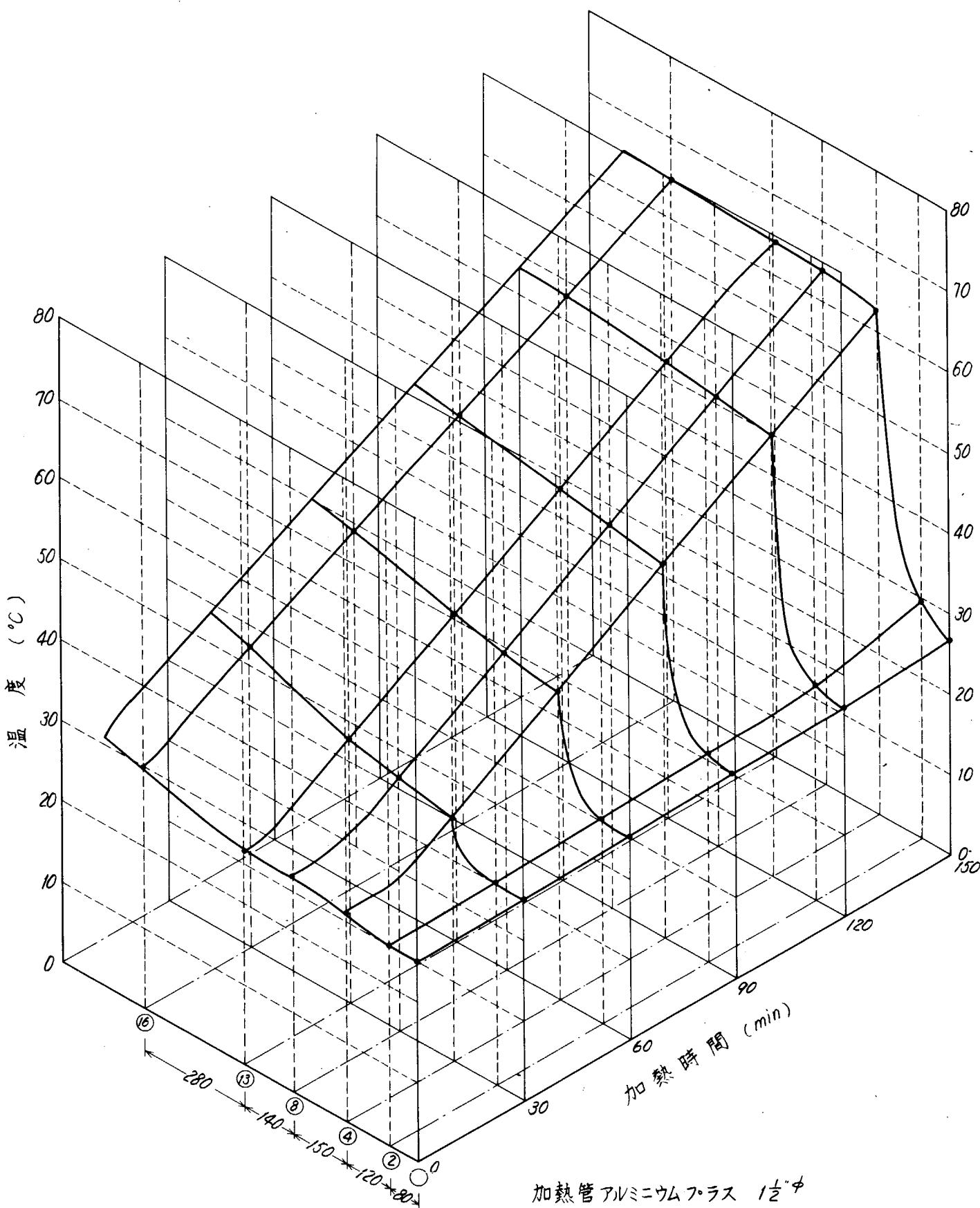


図2.3.8 供試C重油のPr数



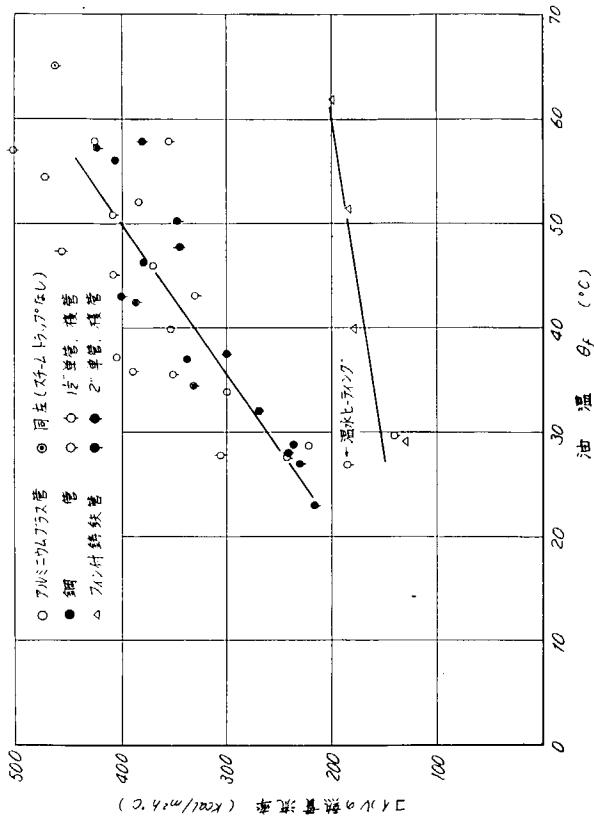


図 2.3.10

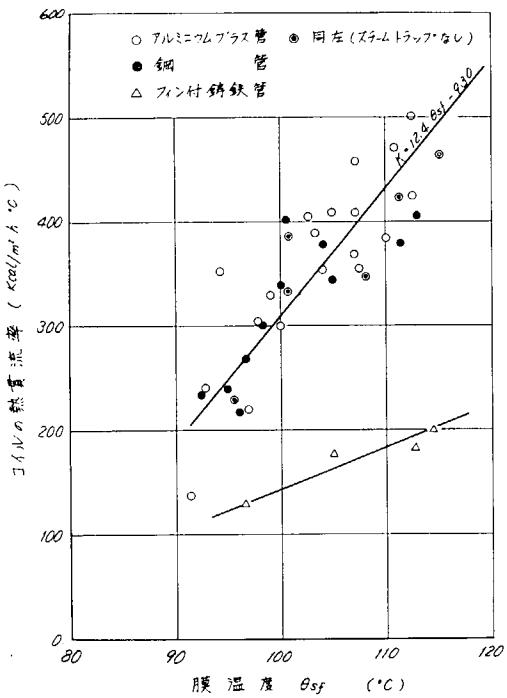


図 2.3.11

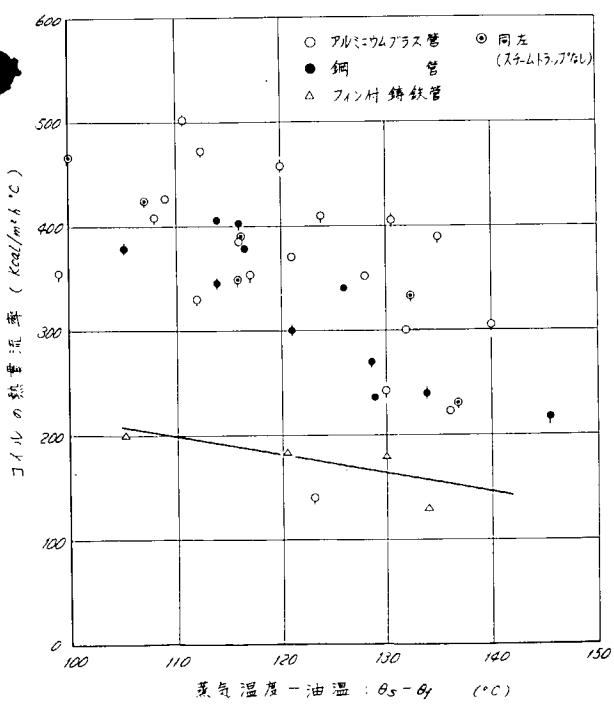


図 2.3.12

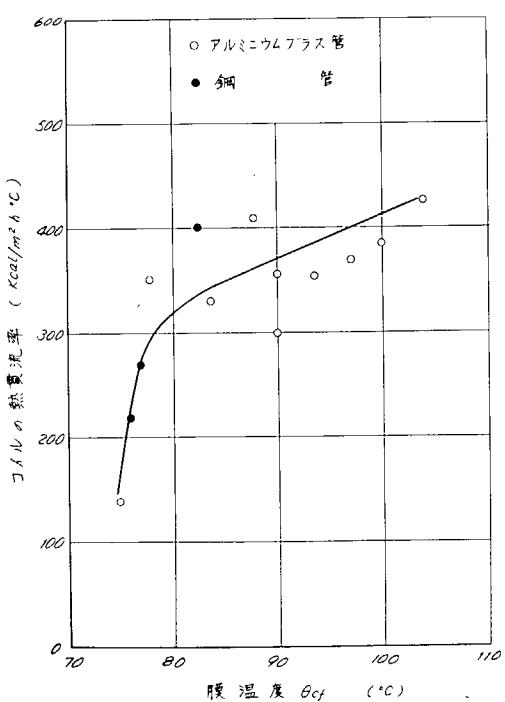


図 2.3.13

$\theta_f$  をとった図2.3.10と、平均油膜温度  $\theta_{sf}$  をとった図2.3.11とが比較的よいまとまりを見せてている。両図から、管の種類による差をみると、フィン管の値（Sとして公称伝熱面積をとった場合）が極端に小さく、鋼管とアルミニウムプラス管の差はほとんどない。しかし、いっていえば、アルミニウムプラス管が最も高い値を示している。

図2.3.12は、 $\theta_s - \theta_f$ 、図2.3.13は $\theta_{cf}$ で整理したものである。前者では、傾向はつかめるが、バラツキがかなりある。後者はデータ数が少ないので、明言はできないが、かなりはつきりした相関性がみられる。

図2.3.11によれば、コイルの熱貫流率K（Kcal/m<sup>2</sup>h°C）は次式で近似できる。

$$K = 12.4 \theta_{sf} - 930$$

いずれにしても、コイルの熱貫流率そのものは当初予想されたごとく、従来の設計値より相当大きな値を示している。これは後述のごとく、沸騰の影響によるものである。

#### (V) 沸騰がコイルの熱貫流率に及ぼす影響

実験で明らかにされたように、通常の蒸気加熱では沸騰を生じないと常識的に考えられるC重油においてさえ、実際には沸騰を起し、熱貫流率も従来の設計値を大幅に上まわる値が解析された。これは重油中に含まれるきわめて微量の低沸点成分が沸騰し、熱貫流率に大きく寄与することを示唆しているように思われる。

図2.3.14および図2.

#### 3.1.5に実験解析値と、

Mc Adamsによる水平管の自然対流実験式との比較を示す。なお理論検討では赤木の式を紹介しているが、この式では管表面温度が重要な意味をもち、その計測精度に疑問のある本実験の解析には、厳密な意味では適用できないが、表面温度の計測値が正しいものとしてMc Adamsと赤木の両式による解析値を比較すると、後者が前者より10%程度大きな管表面熱伝達率を与える。

図によれば温水ヒーティングの実験値は熱貫流率と管表面熱伝達率の両方にについて整理したところ、いざれもMc Adamsの式によくのつており、

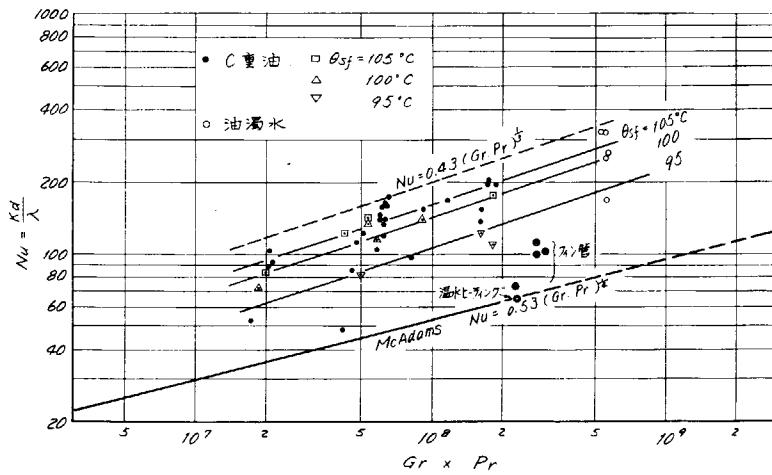


図2.3.14

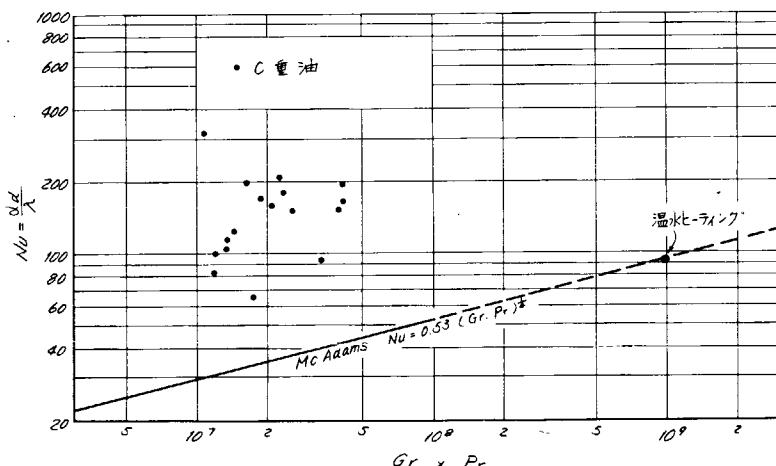


図2.3.15

他の実験値はすべてその線の上側に分布している。

まず、図2.3.14について考察する。

図の  $Nu$  数は熱貫流率で定義したものであるが(2.3.2(l)(m)参照)，温水ヒーティングの実験値が Mc Adams の式と一致することから、このような整理方法の妥当性が裏付けられているように思う。

他の実験値について、これを  $\theta_{sf}$  でグループ分けすると、図に示すように一つの傾向があり、  $Nu$  数が  $(Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{3}}$  に比例する関係が見られる。そこで係数  $C_1 = Nu / (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{3}}$  と  $\theta_{sf}$  との関係を調べたのが図2.3.16である。多少のバラツキはあるが、両者の間にはある関数関係があり、平均的な線を引いて、 $\theta_{sf} = 95, 100, 105^{\circ}\text{C}$  に対応する  $C_1$  を読むと、それぞれ 0.23, 0.30, 0.34 が得られる。

すなわち

$$\theta_{sf} = 95^{\circ}\text{C} \text{ のとき } Nu = 0.23 (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{3}}$$

$$\theta_{sf} = 100^{\circ}\text{C} \text{ のとき } Nu = 0.30 (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{3}}$$

$$\theta_{sf} = 105^{\circ}\text{C} \text{ のとき } Nu = 0.34 (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{3}}$$

となる。これらを図2.3.14にあわせて記した。

ここで、  $Nu$  数が  $(Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{3}}$  に比例するとい

うことは、コイルの管径  
が特別の意味を持たなく  
なることを表わしている。

一般に沸騰熱伝達では、  
伝熱面寸法が発生する気  
泡の径よりも大きいとき  
は、伝熱面寸法の影響が  
なくなる。換言すれば、  
 $Nu$  数が  $Gr$  数の  $\frac{1}{3}$  乗に  
比例する。ということが  
知られており、上述の実  
験結果がこれと一致する  
ことは非常に興味深い。

なお、実験値のバラツ

キの上限は  $Nu = 0.43$

$(Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{3}}$  で示されているが、これは  $\theta_{sf}$  に応じて変化するものであり、今回の  $\theta_{sf}$  の実験範囲に限  
つて意味のある値である。

また、 $\theta_{sf} = 95^{\circ}\text{C}$  という温度は表2.3.1に示したC重油の沸騰観察記録で、気泡の生成消滅が激しくなる温度に対応している。

つぎに、図2.3.15について考察する。

温水ヒーティングの実験値は、Mc Adams の式の延長線上にある。このことは、管表面温度の計測値の信頼性を示しているように思われる。計測値自体に、当初懸念していたような大きな測定誤差のないことを裏付ける有力な証拠であろう。

実験値は、いずれも Mc Adams の式の上側に分布し、 $Nu$  数は自然対流熱伝達として計算される値の2

～4倍を示している。これは明らかに沸騰の影響である。

上述のごとく、沸騰がコイルの熱貫流率に及ぼす影響はきわめて大きい。したがつて、低沸点成分を多量に含む原油の加熱では、当然熱貫流率は大きくなるといえるが、一方、実際のタンクでは、コイル周辺は2 kg/cm<sup>2</sup>程度の圧力下にあり、これは沸点上昇をもたらすので熱貫流率を小さくする方向に作用する。この点に関する考察は、問題が大きいので2.4節で詳しく行なうことにして、ここでは定性的に述べるにとどめておく。

#### (V) フイン管の熱貫流率

先にも述べたように、鋼管とアルミニウムプラス管の熱貫流率には、ほとんど差が認められないが、フイン管の熱貫流率は、これらの%程度の低い値になっており差が顕著である。この原因としては次の2点が考えられる。

- (1) フイン効率が悪く、有効伝熱面積が公称面積より小さい。
- (2) 管の肉厚が厚く、その熱抵抗のため、フインはもちろんのこと管壁の外表面温度が下がり、表面での沸騰が抑制される。

表2.3.6に解析した熱貫流率は、フイン管の公称伝熱面積と補助鋼管の外表面積の和をもとに解析したものである。これをさらに厳密に検討するため、補助鋼管の部分とフイン管の部分とを区別し、前者では、钢管、アルミニウムプラス管並の熱貫流率があるものとして、フイン管の部分の熱貫流率を公称伝熱面積について再解析すると表2.3.1.4のようになる。同様にフイン管部分の熱貫流率を、公称伝熱面積ではなく、フインの付根の径を外径とする仮想表面積で計算しなおしたものと同表に併記する。

表2.3.1.4

油 温 $\theta_f$ (°C)		29.2	39.9	51.4	61.8
熱貫流率 K (Kcal/m <sup>2</sup> h°C)	平均熱貫流率(表2.3.6より)	129	178	183	200
	補助鋼管部(表2.3.1より)	254	330	412	482
	フイン管	ベース 公称伝熱面積	104	149	139
		ベース フイン付根外径	226	321	299

表2.3.1.4を検討すると、つきのようなことが明らかになる。

まず、補助鋼管の部分を補正したフイン管の熱貫流率で、公称伝熱面積をもとに解析した値は、値そのものが非常に低い。このことは前記(1)を立証している。つぎに、フインの付根を外径とする仮想伝熱面をもとに解析した値をみても、钢管の場合より低目の値になっている。これは(2)項を裏付けるものであろう。

したがつて、フイン管を使用する場合は、コイルの熱貫流率を钢管やアルミニウムプラス管よりもかなり小さくとることが必要であり、注意しなければならない。

#### 2.3.3 有効長測定実験結果とその検討

実験は表2.3.1.5に示すように、被加熱流体が清水の場合4ケース、C重油の場合を4ケース行なった。

水の場合はタンクに一杯いれた場合と少いれた場合の両方について、それぞれスチームトラップの有る場合とない場合について実験を行なった。被加熱流体が水の場合は、ヒーティングコイル内の凝縮が非常によく、したがつて水中に200mもコイルがあれば、管内の完全ドレン化が可能であつたため、圧力条件を変化させる目的で、スチームトラップを取り除くケースを実験した。

C重油の場合は、比較的凝縮が遅く、スチームトラップなしでは危険であり、かつ温度上昇速度が早いので、計測回数が多くとれないため、同じ実験を2回づつ行ない、スチームトラップなしの場合は実験しなかつた。

なお、表2.3.15にある計測時刻というのは、圧力およびドレン流量を読みとり計測した時刻であり、温度そのものは、記録計にて連続的に記録している。今後、実験計測の記録は、実験1-1という具合に書く。

#### (1) 実験結果

実験データを表2.3.16～表2.3.23に、その解析結果を表2.3.24～表2.3.28に示す。また実験データの一部を図2.3.17～図2.3.18に、解析結果を図2.3.19～図2.3.20に示す。

以下、各項目の解析方法について述べる。

##### (a) 管内蒸気抵抗係数 $\lambda$

被加熱流体がタンク内に満されている場合と $\frac{2}{3}$ の場合を比べてみると、管が空中に出ている場合の圧力降下と液中にある場合の圧力降下が、見かけ上かなり異なることに気付く。ここで考えられる差異は、空中ではほとんど凝縮をせず、蒸気だけの圧力降下であるのに反して、液中では蒸気は凝縮中であり、管内流の体積が徐々に減少しているために、見かけの抵抗係数がかなり低下するものと考えられる。

ここでは次の式(2.3.1)を用いて、実験3, 4, 5, 6に関し、凝縮をしない場合の蒸気の管内抵抗係数 $\lambda$ を計算した。

$$\lambda = \frac{\pi^2 \cdot \rho d^5 (P_1 - P_2)}{8 G^2 v_1^2 L} \quad (2.3.1)$$

計算結果を表2.3.24に示すが、実験5-1および6-2の結果が、他と比べていずれも1桁小さい。この結果を縦軸に $G^2 v_1^2$ 、横軸に $(P_1 - P_2)$ をとつて図に示すと、図2.3.19に示すごとくなり、上の2個の実験値を別とすれば

$$\lambda = 2.13 \times 10^{-2}$$

の直線上にのる。

表2.3.15 実験の種類

実験回数	被加熱流体	張水状態	スチームトラップ	計測日時	計測時刻および回数				
					1	2	3	4	5
1	水	満	有	43.10.29	11:45	12:30	12:45	14:15	14:30
2	水	満	無	10.30	11:15	11:55	14:04	14:28	
3	水	$\frac{2}{3}$	無	10.31	11:55	14:33			
4	水	$\frac{2}{3}$	有	11.1	9:30	10:45	11:30	13:55	14:25
5	油	$\frac{2}{3}$	有	11.11	13:45	14:20	14:25		
6	油	$\frac{2}{3}$	有	11.12	9:47	10:05			
7	油	満	有	11.14	14:17	14:23			
8	油	満	有	11.27	15:03	15:23			

第一回

水 満 有  
清 满 有  
タシクルベル：スチーム・トランプ：

表 2.3.17

## 第二回 実験

実験対象被加熱流体: 清水  
 タンクレベル: 満  
 スチーム・トラップ: 無

実験 データ	計測点 番号	計測点 番号	入口	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	ドレン流量	
2-1	表面温度	121	116	111	110	103	80	76	66	58	54	48	46	43	40	38	36	瞬間指示 5,350 kg/h		30		31.5		瞬間指示 5,350 kg/h					
	液温	84.0			335	86.0	31.5	31.5	31.5									積算指示 sec $\times 10^4$ kg/h		31.5		=		流量= kg/h					
	圧力 (G)	48	45	2.9		1.3	1.25		1.2	1.25		1.3	1.1	1.2	1.0	0.95	1.02	1.02	0.9	0.9	0.8	0.85	0.85	0.8					
	圧力換算温度	156.7	154.6	141.9		123.6	123.0		122.5	123.0																			
	表面温度	116	111	107.5	104	100	98	91	87	84	84	84	82						瞬間指示 1,900 kg/h		63.5		瞬間指示 1,900 kg/h						
2-2	液温	96.5			96.0	96.5	94.5	87.0	75.0	90.0		84.0							積算指示 sec $\times 10^4$ kg/h		95.5		=		1.8.0 sec $\times 10^4$ kg/h				
	圧力 (G)	27	25.5	1.6		0.8	0.8	0.8	0.8	0.9	0.8	0.8	0.8	0.65	0.7	0.75	0.7	0.7	0.7	0.6	0.6	0.6	0.5	0.5	0.45				
	圧力換算温度	139.9	136.4	127.6		116.1	116.1		116.1																				
	表面温度	108	106	96	76	74	66	63						63															
	液温	68.0			66.3	67.5	60.0	62.0		60.8									59.4		59.0			63.3					
2-3	圧力 (G)	20	1.9	1.3	1.0	0.9									0.9	0.7	0.8	0.8	0.8	0.8	0.9	0.7	0.7	0.7	0.8				
	圧力換算温度	132.9	131.6	123.6	119.6	117.8																							
	表面温度	115	110	110	96	94	74	68	65	63		61									6.0 ~ 61								
	液温	95.3			66.8	90.8	60.5	56.6	57.0	59.5		57.5									56.5								
	圧力 (G)	21.5	21	1.6	1.45	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.2	1.2	1.2	1.2	1.1	1.1	1.1	1.1		
2-4	圧力換算温度	134.4	133.9	127.6	125.6	123.6																							
	液温																												

## 第3回実験

実験対象被加熱流体: 清水  
タングルベーブ: 有  
スチーム・トラップ: 無

空中 ← 水中

実験番号	計測ITEM	合計測点	入口	水中												ドレン流量											
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
3-1	表面温度	斜	168	162	154	148	141	118	117	114	113	112	111	82	75	71	69	65 ~ 68									57.0
	液温	斜						615	608	625	658			660			670		610							682	
	圧力 (G)	65.5	65.5	5.9	4.9	3.7	2.65	1.95	1.5	1.1			0.9	0.75	0.75	0.7	0.7	0.7	0.65	0.65	0.52	0.52	0.45	0.45	0.48	1.77	
	圧力換算温度	137.2	167.2	163.4	157.4	148.7	139.4	126.5	125.6	120.9			117.3	115.2	115.2	114.3										sec/10ℓ	
	表面温度	斜	156	152	148	143	136	114	113	←				110	101	100	←	98								1.250	
	液温	斜								97.2	96.5	92.0	98.2				97.8		96.2						9.68		
3-2	圧力 (G)	45.5	45	4.2	3.65	2.95	2.3	1.8	1.3	1.1			0.35	0.27	0.27	0.2	0.2	0.2	0.55	0.52	0.52	-0.5	0.45	0.4	0.4	0.35	2.45
	圧力換算温度	155.7	154.6	152.5	148.3	142.4	135.9	130.2	123.6	120.9			117.0	114.3	114.3	112.6	111.7	111.2	110.8	109.7	108.6	108.6					sec/10ℓ

表 2.3.19

## 第 4 回 実験

実験対象被加熱流体: 清水  
タンクレベル: 2/3  
スチーム・トラップ: 有

空中 ← 水中

実験番号	計測点 ITEM	計測点												ドレン流量												
		入口	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
4-1	表面温度	＼	171	170	165	162	160	122	121	89	80	72	63	60	60	60	60	59.0	59.5	58.5	58	56	58	56	58	49.2
	液温	＼						60.5	53.5	55.5	59.5														61.5	
	圧力 (G)	725	725	695	64	58	51	48	45	46	46	45.5	45.5	46	46	46	46	46.5	45.5	45.5	45	45	45	45	45	49.2
	圧力換算温度	1739	1719	1694	1664	1630	1587	1567	1546	1533	1533	1533	1533	1533	1533	1533	1533	1533	1533	1533	1533	1533	1533	1533	1533	1530
4-2	表面温度	＼	174	173	169	168	166	119	119	100	100	98	96	96	95	95	95	94.0	94.0	94.0	94.0	94.0	94.0	94.0	94.0	92.5
	液温	＼						96.0	95.0	96.0	95.0															58
	圧力 (G)	7.98	7.92	7.68	7.25	6.7	6.25	6.05	5.85	5.85	5.85	5.85	5.85	5.85	5.85	5.85	5.85	5.85	5.85	5.85	5.85	5.85	5.85	5.85	5.85	58
	圧力換算温度	1744	1741	1729	1709	1680	1656	1645	1663	1633	1633	1633	1633	1633	1633	1633	1633	1633	1633	1633	1633	1633	1633	1633	1633	1630
4-3	表面温度	＼	163	162	158	156	155	119	120	100	97	97	95	95	94	94	94	94.2	94.2	94.2	94.2	94.2	94.2	94.2	94.2	92.7
	液温	＼						94.6	94.0	95.0	95.0															92.7
	圧力 (G)	5.75	5.80	5.65	5.2	4.9	4.45	4.28	4.1	4.1	4.1	4.0	4.1	4.0	4.1	4.0	4.1	4.0	4.1	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0
	圧力換算温度	162.7	163.0	162.1	159.3	157.4	154.3	153.1	151.8	151.8	151.8	151.8	151.8	151.8	151.8	151.8	151.8	151.8	151.8	151.8	151.8	151.8	151.8	151.8	151.8	151.8
4-4	表面温度	＼	151	149	146	144	141	118	118	97	95	93	92	90	90	90	90	91.4	91.4	91.4	91.4	91.4	91.4	91.4	91.4	92.5
	液温	＼						91.6	88.0	92.0	94.0															92.5
	圧力 (G)	38.2	38.5	3.7	3.32	3.2	2.7	2.5	2.3	2.3	2.4	2.3	2.3	2.3	2.3	2.3	2.3	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.0
	圧力換算温度	14.86	14.97	14.87	14.56	14.46	13.99	13.79	13.59	13.59	13.59	13.59	13.59	13.59	13.59	13.59	13.59	13.59	13.59	13.59	13.59	13.59	13.59	13.59	13.59	13.59
4-5	表面温度	＼	123	120	119	119	118	111	112	91	98	87	86	87	86	87	86	86.0	86.0	86.0	86.0	86.0	86.0	86.0	86.0	84.5
	液温	＼						89.0	86.0	87.0	88.0															84.5
	圧力 (G)	1.05	1.1	1.03	1.05	0.9	0.9	0.85	0.8	0.8	0.9	0.75	0.8	0.6	0.65	0.7	0.65	0.6	0.6	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
	圧力換算温度	12.03	12.09	12.04	12.03	11.78	11.78	11.70	11.61	11.61	11.73	11.73	11.73	11.73	11.73	11.73	11.73	11.73	11.73	11.73	11.73	11.73	11.73	11.73	11.73	11.73

表 2.3.20

## 第 5 回 実験

実験対象被加熱流体: C 重油  
タンクレベル: 3/3  
スチーム・トラップ: 有

空中 → 油中

実験 序 号	計測點 名	計測點 番号	ドレン流量												時間指示 sec/10ℓ kg/h											
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
5-1	表面温度	157																								
	液温							455	485	47	46				445											
	圧力 (G)	4.65	4.7	4.45	4.2	3.9	3.65	3.55	3.4	3.55				3.25	3.1	3.0	3.1									
	圧力換算温度	1557	1560	1543	1525	1502	1483	1474	1462	1458				1450	1437	1437	1429	1437								
5-2	表面温度	162																								
	液温																									
	圧力 (H)	5.65	5.75	5.5	5.2	4.6	4.4	4.26	4.1	4.0				3.8	3.6	3.45	3.45	3.4								
	圧力換算温度	1624	1627	1641	1593	1567	1539	1529	1518	1511				1495	1478	1478	1466	1463	1462							
5-3	表面温度	168																								
	液温																									
	圧力 (G)	6.7	6.4	6.0	5.7	5.25	5.1	4.95	4.65					4.45	4.25	4.2	4.05	4.0	3.95	3.95	3.95	3.95	3.95	3.75	3.7	
	圧力換算温度	1680	1664	1642	1624	1593	1587	1571	1557					1543	1536	1525	1515	1511	1507	1507	1507	1507	1507	1499		

卷之三

第六回 美人

実験対象被加熱流体: C 重温  
タシクレベル: 23  
スチーム: トランツブ: 有

表 2.3.22

## 第 7 回 実験

実験対象被加熱流体: C重油  
 タンクレベル: 満  
 スチーム・トラップ: 有

実験 序号	計測点 ITEM	ドレン流量												瞬間指示 $\text{kg}/\text{h}$																
		入口	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	出口			
7-1	表面温度	166	164	162	162	163	160	162	159	160	162	162	162	162	162	162	162	162	162	162	162	162	162	162	162	162	162			
	波温																													
	圧力 (G)	7.1	6.75	6.5	6.08	5.96	5.9	5.82	5.8	5.7	5.7	5.6	5.6	5.5	5.4	5.3	5.32	5.35	5.35	5.35	5.35	5.35	5.35	5.35	5.35	5.35	5.35			
	圧力換算温度	17.01	16.83	16.69	16.47	16.39	16.36	16.25	16.30	16.24	16.24	16.17	16.17	16.11	16.11	16.05	15.95	15.79	16.09	16.02										
7-2	表面温度	163	161	←												→	157	112	102	97	90	86	83	79	78	75	72	69	67	68.5
	波温																													
	圧力 (G)	7.25	6.95	6.5	6.2	5.9	5.8	5.8	5.7	5.7	5.65	5.65	5.65	5.65	5.65	5.65	5.6	5.6	5.6	5.6	5.6	5.6	5.6	5.6	5.6	5.4	5.4	5.4		
	圧力換算温度	17.08	16.93	16.69	16.53	16.36	16.30	16.30	16.24	16.24	16.24	16.24	16.24	16.24	16.24	16.24	16.24	16.24	16.24	16.24	16.24	16.24	16.24	16.24	16.24	16.24	16.24	16.24		

表 2.3.23

## 第 8 回 実験

実験対象被加熱流体: C重油  
ダントンレバル: 満  
スチーム・トラップ: 有

実験 データ	計測 ITEM	計測点	入口	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	出口	ドレン流量
				最高 温度	126	127	127	127	127	124	124	126	126	124	123	99	80	62	56	48	44	34	30	26	25	27.9	瞬間指示 $\frac{kg}{h}$	70.0	
8-1	液温	最高 温度	最高 温度	33.7	48.5	18.7	17.6	23.4	22.5																		1.65	瞬間指示 $\frac{kg}{h}$	
	压力 (kg)	最高 温度	最高 温度	2.1	2.1	2.05	1.9	1.75	1.6	1.55	1.55	1.6	1.5	1.5	1.4	1.45	1.45	1.4	1.4	1.4	1.3	1.2	1.15	1.2		4.70	瞬間指示 $\frac{kg}{h}$		
	压力指示温度	最高 温度	最高 温度	13.32	13.32	13.34	13.34	12.95	12.76	12.69	12.69	12.76	12.63	12.62	12.49	12.53	12.56										2.65	瞬間指示 $\frac{kg}{h}$	
8-2	液温	最高 温度	最高 温度	1.40	1.48	1.48	1.44	1.44	1.42	1.39	1.37	1.40	1.40	1.37	1.36	1.33	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	2.65	瞬間指示 $\frac{kg}{h}$	
	压力 (kg)	最高 温度	最高 温度	8.35		4.90	59.8	3.00	265	424	425																2.2	瞬間指示 $\frac{sec}{10^6}$	
	压力指示温度	最高 温度	最高 温度	4.15	4.0	3.75	3.50	3.20	3.1	3.0	2.95	2.9	2.7	2.7	2.55	2.55	2.55	2.55	2.55	2.55	2.55	2.55	2.55	2.55	2.55	2.55	2.3	瞬間指示 $\frac{kg}{h}$	
	压力指示温度	最高 温度	最高 温度	152.1	152.1	151.1	149.1	147.0	144.6	143.7	142.9	142.4	141.9	139.9	138.9	138.4	138.4	138.4	138.4	138.4	138.4	137.9	137.9	136.2	136.2	136.2	136.2	136.2	瞬間指示 $\frac{kg}{h}$

実験 2 回実験 -1 (10月30日)

対象流体：水，タンクベル：満，スチーモトランプ：燃

記録時間  
蒸気入口圧力：  
ドレン出口圧力：  
ドレン流量：

11.15  
4.80  $\text{kg}/\text{cm}^2$  ( $156.7^\circ\text{C}$ )  
2.80  $\text{kg}/\text{cm}^2$   
3.350  $\text{t}/\text{h}$

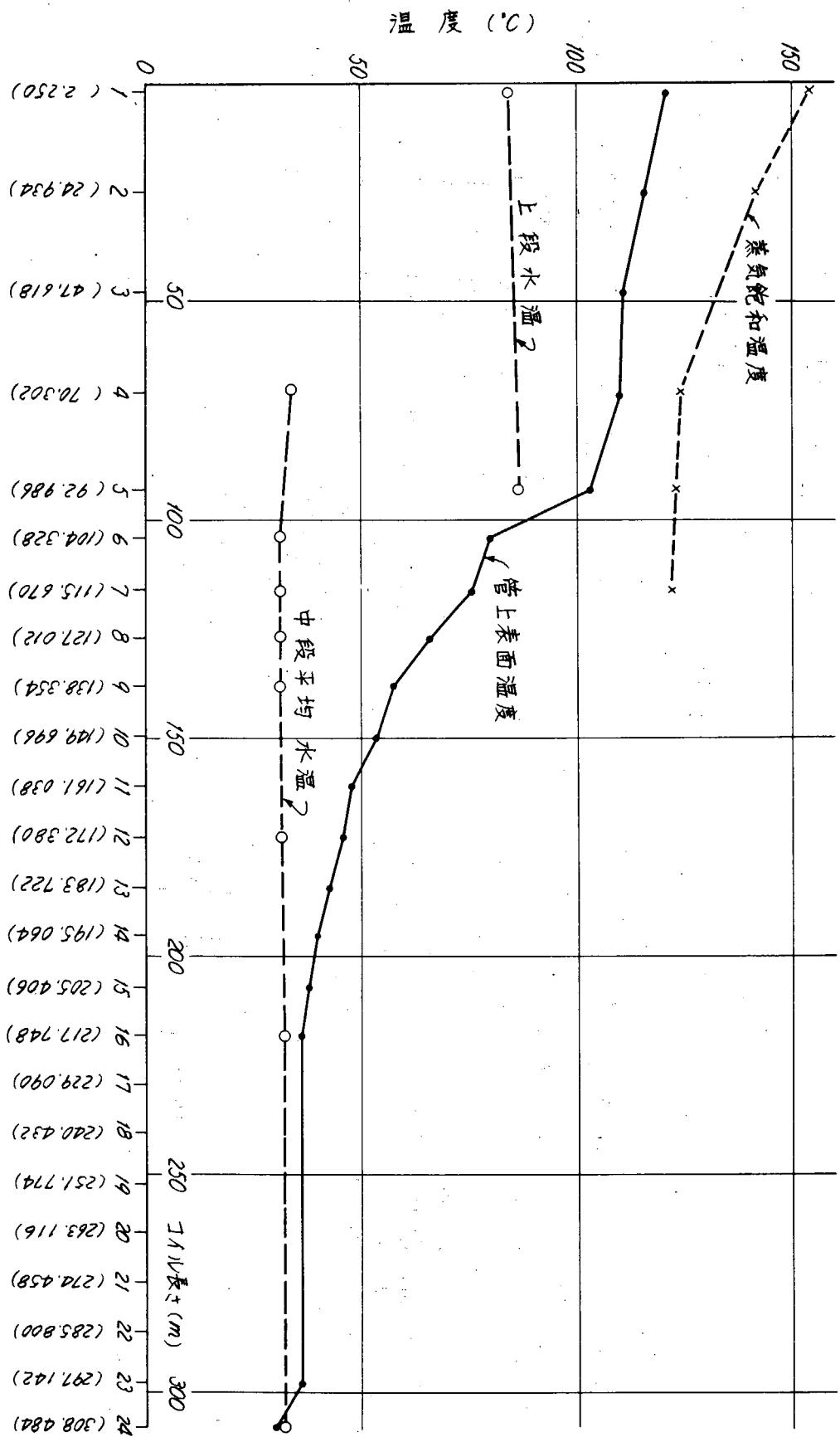
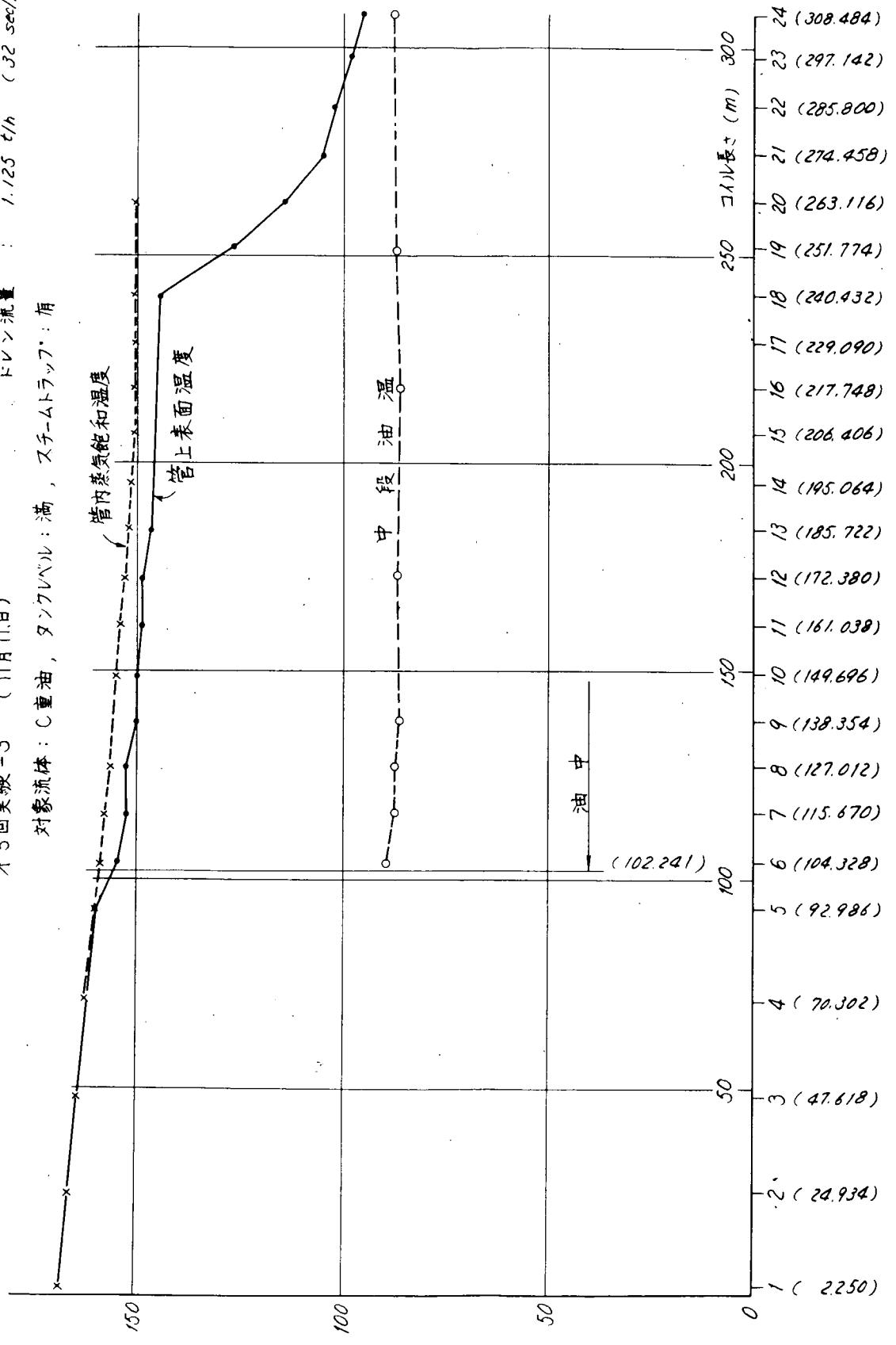


図2.3.17 実験2-1の図示

記録時間 : 14.25  
 蒸気入口圧力 : 6.7 kg/cm<sup>2</sup> (168 °C)  
 ドレン出口圧力 : 3.7 kg/cm<sup>2</sup>  
 ドレン流量 : 1.125 t/h (32 sec/100L)

実験-3 (11月11日)

対象流体: C重油, タンクレベル: 満, スチームトラップ: 有



(20) 過 熱

図2.3.18 実験5-3 の図示

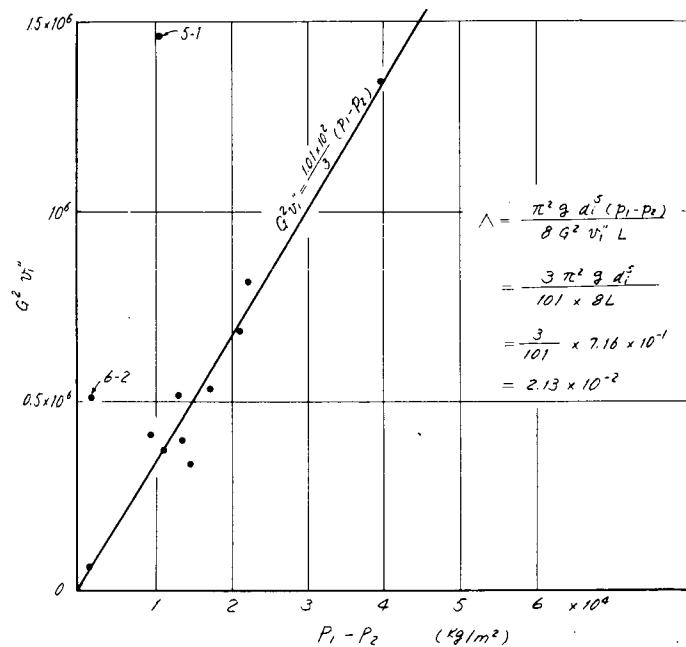


図 2.3.19 空中における蒸気管内の抵抗係数

表 2.3.24 空中における蒸気管内の抵抗係数  $\lambda = \frac{\pi^2 \rho d_i^5 (P_1 - P_2)}{8 G^2 v_1'' L}$

実験	$P_1$ ( $\text{kg}/\text{cm}^2 \text{A}$ )	$P_2$ ( $\text{kg}/\text{cm}^2 \text{A}$ )	$P_1 - P_2$ ( $\text{kg}/\text{cm}^2 \text{A}$ )	$G$ ( $\text{kg}/\text{h}$ )	$v_1''$ ( $\text{m}/\text{s}$ )	$L$ ( $\text{m}$ )	$G^2 v_1''$	$\lambda$
3-1	6.55	2.65	$3.90 \times 10^4$	2.000	0.34	90.7	$1.345 \times 10^6$	$2.08 \times 10^{-2}$
3-2	4.50	2.30	2.20	1.360	0.43	〃	0.816	1.93
4-1	7.25	5.10	2.15	1.590	0.27	〃	0.683	2.26
4-2	7.98	6.25	1.73	1.490	0.24	〃	0.533	2.32
4-3	5.75	4.45	1.30	1.280	0.315	〃	0.516	1.80
4-4	3.82	2.70	1.12	912	0.445	〃	0.370	2.17
4-5	1.05	0.90	0.15	273	0.905	〃	0.065	1.59
5-1	4.70	3.65	1.05	1.800	0.37	〃	1.460	0.515
5-2	5.75	4.40	1.35	1.120	0.315	〃	0.396	2.44
5-3	6.70	5.25	1.45	1.100	0.275	〃	0.333	3.12
6-1	6.50	5.55	0.95	1.240	0.270	〃	0.415	1.64
6-2	1.18	1.00	0.18	770	0.86	〃	0.510	0.252

(b) 凝縮中の見かけの管内抵抗係数  $\Delta m$

凝縮中の見かけの管内抵抗係数  $\Delta m$  は、次の式(2.3.2)を用いて計算した。

$$\Delta m = \frac{\rho \pi^2 d i^5 (p_1^2 - p_2^2)}{8 G^2 p_1 v_1^4 L} \quad (2.3.2)$$

計算結果を表2.3.2.5・表2.3.2.6および図2.3.2.0に示す。図2.3.2.0では縦軸に  $G^2 p_1 v_1^4 L$ 、横軸に  $p_1^2 - p_2^2$  で示すが、この図の実験点はかなりのばらつきをみせる。これは  $p_1$ ,  $p_2$  の計測に誤差があり、それの二乗の差は誤差を拡大するからと考えられるが、直線近似に整理すれば

$$\Delta m = 1.34 \times 10^{-2}$$

となり、抵抗係数は、蒸気のみの場合と比べて 63% 程度である。式(2.3.2)は式(2.3.1)の右辺に  $\frac{p_1 + p_2}{p_1}$  をかけた式であるから、式(2.3.1)のような整理をすると、さらに抵抗係数は小さくなる。

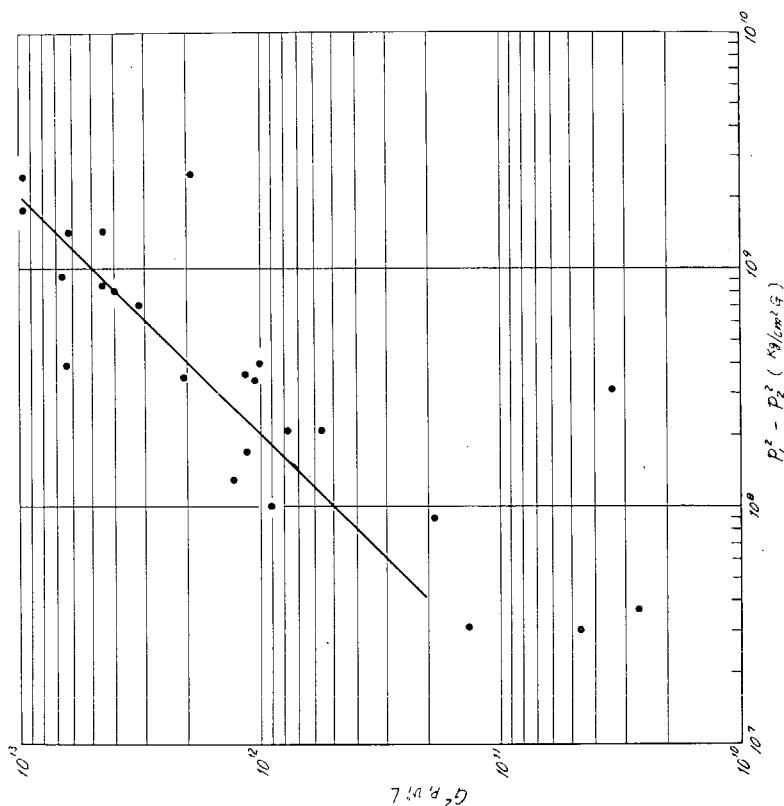
表 2.3.2.5 水中における凝縮時の蒸気の抵抗係数

$$\Delta m = \frac{\rho \pi^2 d i^5 (p_1^2 - p_2^2)}{8 G^2 p_1 v_1^4 L}$$

実験	$p_1$ (kg/mA)	$R^2$	$p_2$ (kg/mA)	$p_2^2$	$p_1^2 - p_2^2$	$G$ (kg/h)	$v_1^4$	$L$	$G^2 p_1 v_1^4 L$	$\Delta m$
1-1	$6.0 \times 10^4$	$360 \times 10^8$	$5.85 \times 10^4$	$342 \times 10^8$	$1.80 \times 10^8$	1640	0.32	22.7	$1.17 \times 10^{12}$	$9.95 \times 10^{-3}$
1-2	2.2	484	2.18	4.75	0.09	680	0.82	♦	$1.89 \times 10^{11}$	$3.08 \times 10^{-3}$
1-3	1.6	2.56	1.50	2.25	0.31	340	1.09	♦	$4.58 \times 10^{10}$	$4.38 \times 10^{-2}$
1-4	6.6	436	6.5	423	0.13	1730	0.29	♦	$1.30 \times 10^{12}$	$6.48 \times 10^{-4}$
1-5	5.2	270	5.1	26.0	100	1440	0.37	♦	$9.03 \times 10^{11}$	$7.17 \times 10^{-3}$
2-1	5.5	303	2.25	5.68	252	3350	0.35	90.7	$1.956 \times 10^{12}$	$8.35 \times 10^{-2}$
2-2	3.55	126	1.8	3.25	9.35	1900	0.53	♦	$6.60 \times 10^{12}$	$9.19 \times 10^{-3}$
2-3	2.9	840.	2.3	529	3.11	900	0.637	22.7	$340 \times 10^{10}$	$5.92 \times 10^{-1}$
2-4	3.1	9.61	2.45	600	3.61	1170	0.60	45.4	$1.155 \times 10^{12}$	$2.03 \times 10^{-2}$
3-1	3.25	106	1.75	306	7.54	2040	0.573	58.8	$4.55 \times 10^{12}$	$1.07 \times 10^{-3}$
3-2	3.1	9.61	1.6	256	7.05	1470	0.60	92.8	$3.73 \times 10^{12}$	$1.23 \times 10^{-2}$
4-1	5.9	348	5.55	308	4.00	1530	0.325	20.9	$9.40 \times 10^{11}$	$2.76 \times 10^{-2}$
4-2	7.1	50.8	6.85	470	3.40	1510	0.27	24.8	$1.085 \times 10^{12}$	$2.03 \times 10^{-2}$
4-3	5.3	281	5.1	260	210	1310	0.36	♦	$8.11 \times 10^{11}$	$1.68 \times 10^{-3}$
4-4	3.6	13.0	3.3	109	210	970	0.522	34.5	$6.30 \times 10^{11}$	$2.18 \times 10^{-2}$
4-5	1.9	3.61	1.8	324	0.37	246	0.935	19.9	$2.14 \times 10^{10}$	$1.12 \times 10^{-1}$

表 2.3.2.6 油中における凝縮時の蒸気の抵抗係数  $\Delta m = \frac{\pi^2 d_i^5 (p_1^2 - p_2^2)}{8 G^2 p_1 v_1' L}$

実験	$p_1$ (kg/m³A)	$p_1^2$	$p_2$ (kg/m³A)	$p_2^2$	$p_1^2 - p_2^2$	G (kg/h)	$v_1'$	L (m)	$G^2 p_1 v_1' L$	$\Delta m$
5-1	$4.55 \times 10^4$	$20.7 \times 10^8$	$4.1 \times 10^4$	$16.8 \times 10^8$	$3.9 \times 10^8$	1800	0.42	102.1	$6.32 \times 10^{12}$	$4.00 \times 10^{-3}$
5-2	5.26	27.6	4.25	18.1	8.5	1140	0.365	181.5	453	$1.21 \times 10^{-2}$
5-3	6.10	37.2	4.85	23.5	13.7	1125	0.315	181.5	4.42	$2.01 \times 10^{-2}$
6-1	6.45	41.6	5.70	32.5	8.1	1240	0.297	136.1	4.02	$1.31 \times 10^{-2}$
6-2	1.98	3.92	1.9	3.61	0.31	774	0.90	124.8	1.335	$1.51 \times 10^{-3}$
7-1	7.75	60.0	6.5	42.2	17.8	1670	0.25	181.5	9.82	$1.17 \times 10^{-1}$
7-2	825	68.0	6.6	43.5	24.5	1620	0.235	192.1	9.80	$1.62 \times 10^{-2}$
8-1	3.1	9.61	2.45	6.01	3.6	765	0.60	192.1	2.10	$1.11 \times 10^{-2}$
8-2	5.15	26.5	3.5	12.25	14.25	1120	0.37	260.9	6.24	$1.48 \times 10^{-2}$



(c) 蒸気流量  $G$  (kg/h)

蒸気流量  $G$  は原則として計測値を使用する。しかし、管内流はかなり間けつ的に不規則であり、瞬間指示計の読みと積算指示計の読みに大きな誤差が生じている場合もあつた。したがつて、種々の点から流量計の読みをチェックする必要がある。

図2.3.21は  $G - p_1$

の関係を図示したもので

である。スチームトラップ

のない場合は別として、

その他のものは大体1本

の折線上にのる。

前節で求めた  $\Delta h$  および

$\Delta h_m$  を用いて  $G$  の値を逆

算し、計測値  $G - p_1$  折

線から求めた  $G$  等と共に

表示すると表2.3.27の

ごとくなる。この表を比

較考察して、これから

計算に用いる  $G$  の値を定

めることとする。原則的

には積算指示計による値

を用いるが、5-1およ

び6-2の実験値のみは

$\Delta h$  による修正値を用いる。

この時の流量計の値は、

あとの解析に使用すると

全く桁の違う値となり、

間違つてゐる可能性が大

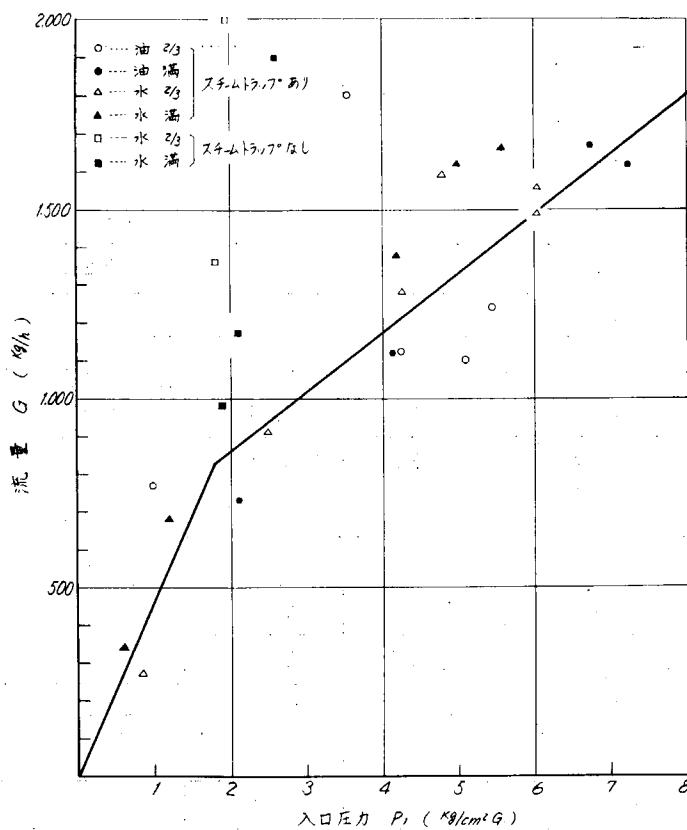


図2.3.21 蒸気流量—入口圧力の関係

きいためであるが、採用値の所には水印を打つて他と区別し、解析時には注意することとする。2-3の実験値はデータが2個で、しかも大きく異なるため、これも水印を打つて注意する。

(d) タンク内流体温度  $\theta_f$  (°C)

タンク内流体温度は表2.2.2に示した点を計測している。いずれも深さはコイルと同じ高さであるが、#4附近をはかつたもののみ、上段と中段の真中を計測している。 $\theta_f$  としては、図2.3.17・図2.3.18に示したごときカーブを実験値より求め、凝縮点と思われる点までの計測点近傍の平均値を求め、これを  $\theta_f$  とした。求めた  $\theta_f$  の値を表2.3.28に示す。

#7 および #8 のデータに関しては、上段コイルまわりと中段コイルまわりの温度が違ひすぎるため、上段と中段をわけて算出した。

(e) 蒸気温度  $\theta_s$  (°C)

蒸気温度の平均値としては、被加熱流体への入口の圧力  $p_1$  と、完全ドレン化点と考えられる点の圧力  $p_2$  の算術平均値  $\bar{p}$  の飽和温度をとつた。 $\theta_s$  の平均値をあわせて表2.3.28に示す。

表 2.3.2.7 流量チェック

	実験番号	瞬間指示計	積算指示計	$p_1$ によるG	$\Delta$ によるG	$\Delta m$ によるG	採用値
水	1	1,590	1,640	1,330		1,414	1,640
	2	600	680	540		323	680
	3	300	340	270		614	340
	4	1,600	1,730	1,420		1,203	1,730
	5	1,330	1,440	1,200		1,052	1,440
中	1	3,350	—			2,642	3,350
	2	1,900	1,900			1,628	1,900
	3	900				1,895	900*
	4	1,170				1,439	1,170
油	1	1,950	2,040		1,965	1,825	2,040
	2	1,250	1,470		1,726	1,406	1,470
	1	1,650	1,530	1,300	1,638	2,197	1,530
	2	1,470	1,510	1,490	1,560	1,861	1,510
	3	1,250	1,310	1,210	1,180	1,466	1,310
中	4	850	970	940	923	1,252	970
	5	300	246	390	236	714	246
	1	1,800	1,800	1,100	978	983	978*
	2	1,100	1,140	1,210	1,200	1,086	1,140
	3	1,100	1,125	1,340	1,335	1,379	1,125
油	6	1,240	1,240	1,400	1,090	1,226	1,240
	2	770	774	450	266	258	266*
	7	—	1,670	1,600		1,565	1,670
	2	—	1,620	1,680		1,784	1,620
中	8	700	765	870		698	765
	2	—	1,120	1,190		1,178	1,120

(f) エンタルピ  $\Delta i$  (Kcal/kg)

蒸気の放出するエンタルピは、上記  $p_1$  における蒸気のエンタルピ  $i_1'$  から上記  $p_2$  におけるドレンのエンタルピ  $i_2'$  を引いて求めた。計算結果を表 2.3.2.8 に示す。

## (g) 有効長 L (m)

有効長の定義は、管内蒸気が完全ドレン化する点とするが、本実験からは直接この点は求められない。したがつて、水の場合は  $100^\circ\text{C}$  を切る点、重油の場合は図に見られるようにきわめて急激に温度がさがる点を一応有効長限度として、L の代用値とした。これも合せて表 2.3.2.8 に示す。

(h) 平均熱貫流率 K (Kcal/m<sup>2</sup> h °C)

平均熱貫流率 K は、次式によつて求めた。

$$K = \frac{G \Delta i}{S_0 \cdot L (\theta_v - \theta_f)} \quad (2.3.3)$$

ここで  $S_0$  は 1mあたりのヒーティングコイル表面積である。( $S_0 = 0.019 \text{ m}^2/\text{m}$ )

計算結果を同じく表 2.3.2.8 に示す。

表 2.3.2.8  $\theta_f, \theta_s, \Delta i, L$  及び  $K$

	実験番号	$\theta_f$	$\theta_s$	$\Delta i$	L	K	$\theta_{cf}$	$\theta_{sf}$
水	1	79.5	157.6	499.9	36.0	1.490	95.3	118.6
		88.0	122.2	524.6	38.0	1.485	98.5	105.1
		86.8	111.7	532.5	32.5	1.180	96.4	99.3
		93.5	161.4	496.7	44.0	1.518	103.3	127.5
		93.0	152.2	503.7	41.0	1.568	102.5	122.6
	2	65.0	141.7	533.9	94.5	1.750	98.6	113.4
		96.5	128.6	535.9	94.0	1.775	102.1	112.6
		68.0	127.6	525.7	39.0	1.070	87.5	97.8
		67.5	129.9	524.9	63.5	815	89.6	98.7
中	3	66.7	126.3	535.9	63.0	915	90.5	96.5
		98.2	124.3	538.1	93.0	1712	103.8	111.3
	4	57.0	156.2	501.9	21.0	1.940	89.3	106.6
		95.5	164.0	495.1	25.0	2.300	102.5	129.8
	5	94.3	152.5	503.9	33.5	1.778	103.7	123.4
		89.8	137.4	516.0	34.0	1.630	103.9	113.6
		87.5	117.0	529.0	29.0	1.160	99.5	102.3
油	6	46.3	145.6	510.5	104.2	262	93.0	96.0
		82.3	148.3	510.9	139.2	339	113.0	115.6
		87.3	154.4	507.5	139.2	324	117.7	120.9
	7	72.3	158.6	502.8	104.2	366	112.5	115.5
		81.5	118.5	527.8	126.8	158	99.4	100.0
	8	60.6	49.2	164.9	498.3	1022	70.2	233
		63.0	53.7	166.5	498.2	1022	70.2	234
	9	48.5	20.7	129.9	524.9	1022	92.9	111.3
		59.8	35.1	145.6	517.9	1022	149.5	106.5
						121	100.7	114.8
							88.4	102.7
								90.4

(i) 平均油膜温度  $\theta_{cf}$  (°C)

液体に入つてから上記有効長までの表面測定温度の算術平均を  $\theta_c$  とし、 $\theta_c$  と  $\theta_f$  の算術平均を  $\theta_{cf}$  として表 2.3.2.8 に示す。

(j) 平均油膜温度  $\theta_{sf}$  (°C)

熱質流率測定実験で上記の平均油膜温度  $\theta_{cf}$  の代わりに、蒸気温度と被加熱流体の温度平均  $\theta_{sf}$  をと

つて解析しているので本実験でも  $\theta_{sf}$  をとる。また実際に設計する場合も、 $\theta_{sf}$  の方が算出しやすく有用であるので、この整理の方法がよい。同じく  $\theta_{sf}$  を表2.3.2.8に示す。

#### (b) 管周方向温度分布

管周方向の温度分布を調べるために、計測点 #3 の上下、#5 の上横下、#7 上横下、#6 上横に熱電対を取り付けた。

上下の最大温度差(満タンクの場合)

#3	3°C
#5	9°C
#7	6°C
#16(上横)	差なし(むしろ横の方が高い傾向あり)

上下の温度差(2/3の場合)

#7	最大	4°C	(上、横は差なし)
#16(上横)		1~2°C	(横が高い)

#### (2) 本実験結果の解析とその考察

本節では実験結果の解析と考察を行なう。さらに熱貫流率実験結果との関連および本実験の最終目標である有効長計算式の妥当性について考察する。

##### (a) 热貫流率 K

熱貫流率Kを  $\theta_f$ ,  $\theta_s$ ,  $\theta_{cf}$ ,  $\theta_{sf}$  で整理し、図2.3.2.2~図2.3.2.9にグラフで示す。図中の直線は、最小二乗法で求めたものである。この実験結果を見ると、水の場合も油の場合も共に  $\theta_{cf}$  または  $\theta_{sf}$  で整理したもののが比較的直線の近傍に測定値が集中している。これは、熱貫流率実験の解析結果とも一致するので、 $\theta_{sf}$  で整理することとする。

以下主としてC重油中における実験結果を解析する。

実験における流量から求めたKの計算値と、上記の最小二乗法で求めた直線から読みとった読み取り値を表2.3.2.9に示す。この表から見ると5-1, 6-2がかなり誤差が大きい。これは流量検討時に述べたごとく、流量不正確のためと考えられる。

さらに熱貫流率実験解析の図2.3.1.1から読みとれるKの読み取り値を併記すると、本実験結果に比べて、かなり大きいものとなる。これは熱貫流率実験の場合がヒーティングコイルの最初の2m程度の部分で、管内凝縮が管内面全体で行なわれるのに対し、有効長実験では管内面にドレンによる伝熱阻害が起るからである。ここでは簡単のため、管内ドレンが有効長全体にわたって増加し、管面積にして50%が阻害をうけると考えると、阻害を受けた部分の熱貫流率はほぼ100として、

$$\text{有効長全体の平均熱貫流率} = \frac{(\text{熱貫流率実験の熱貫流率}) + 100}{2}$$

となる筈である。その値を計算すると、表2.3.2.9に示すようにきわめてよく一致する。K=100(Kcal/m<sup>2</sup> h°C)の時の  $\theta_{sf}$  の値が図2.3.1.1では83°Cであり、図2.3.2.9でも83°Cであるのは、偶然の一一致であるが、この温度附近に一つの限界があることを示していて興味深い。

図2.3.1.1からKの値を  $\theta_{sf}$  で表わすと次の実験式を得る。

$$K' = 1.24 \theta_{sf} - 930 \quad (\text{ただし, } \theta_{sf} > 83^\circ\text{C})$$

(区別のためKにダツシユを付ける)

となり、したがつて有効平均熱貫流率  $\bar{K}$  は

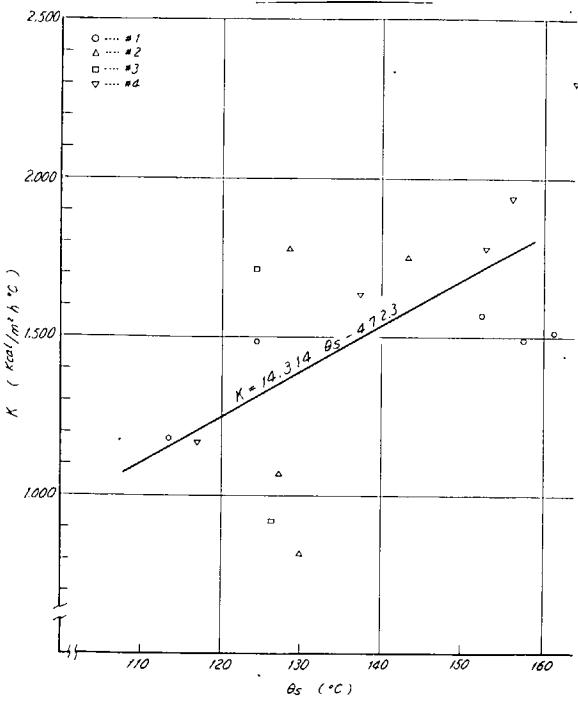


図 2.3.22  $K - \theta_f$  (水中の場合)

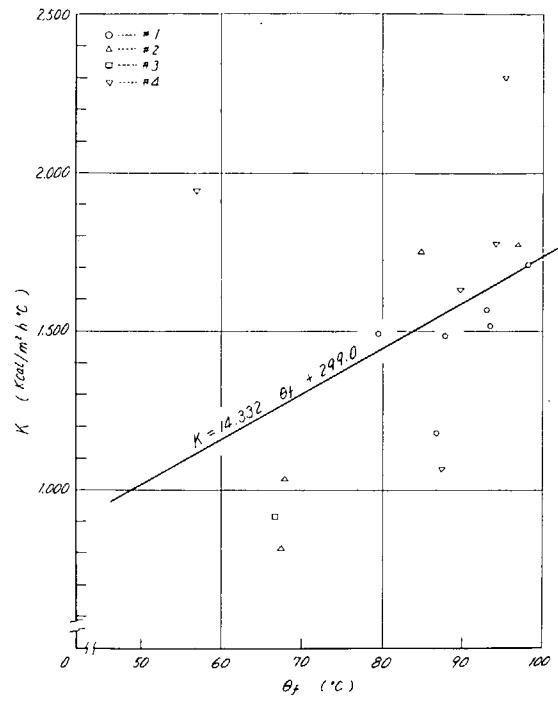


図 2.3.23  $K - \theta_s$  (水中の場合)

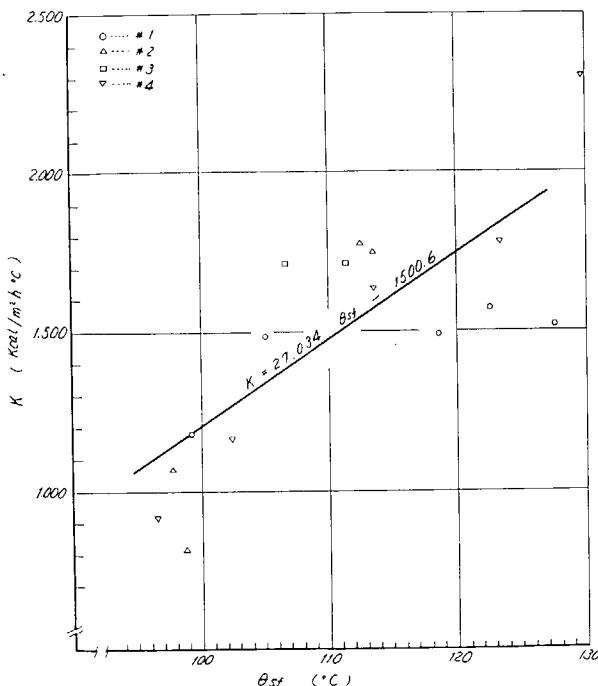


図 2.3.25  $K - \theta_{sf}$  (水中の場合)

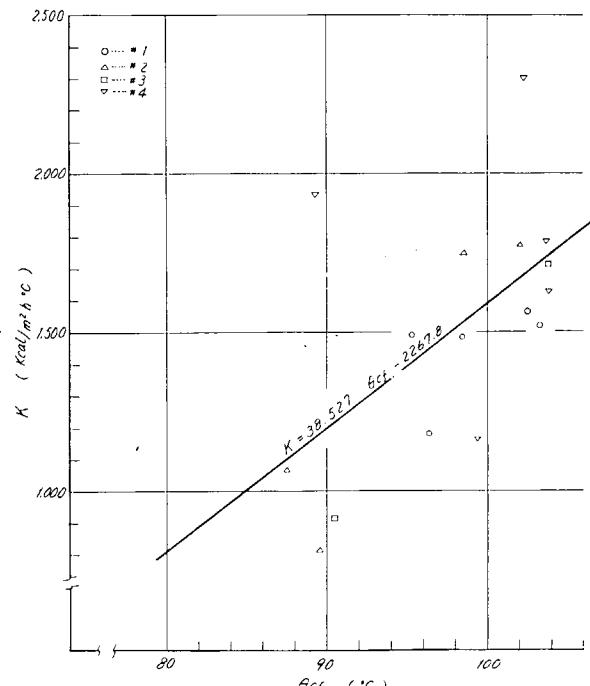


図 2.3.24  $K - \theta_{cf}$  (水中の場合)

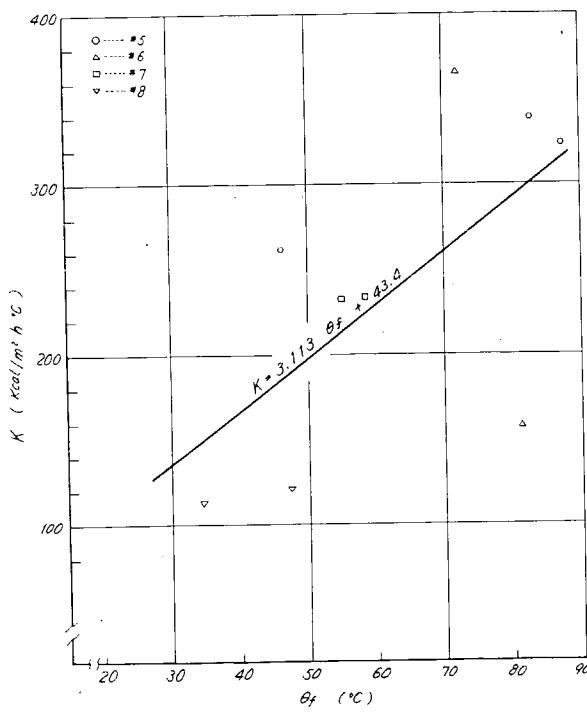


図 2.3.26  $K - \theta_f$  (C 重油中の場合)

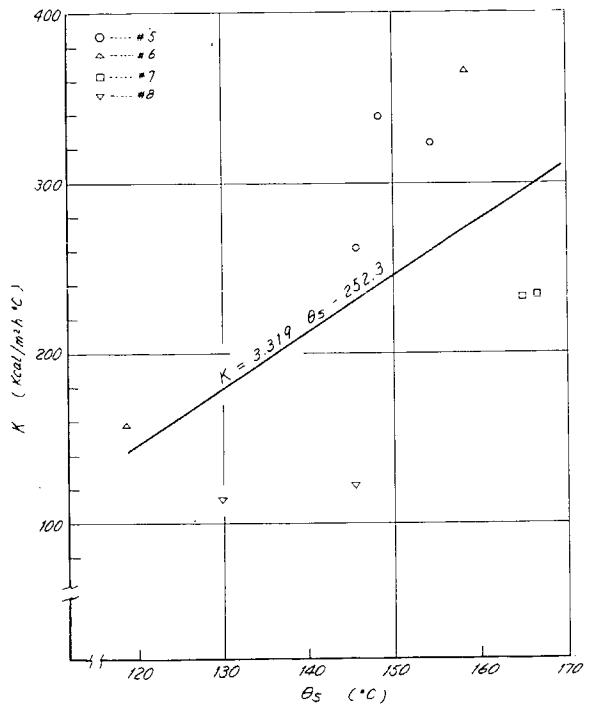


図 2.3.27  $K - \theta_s$  (C 重油中の場合)

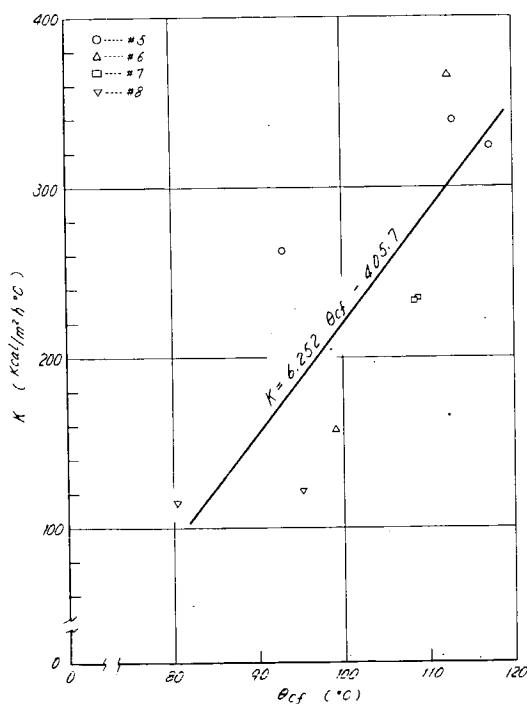


図 2.3.28  $K - \theta_{cf}$  (C 重油中の場合)

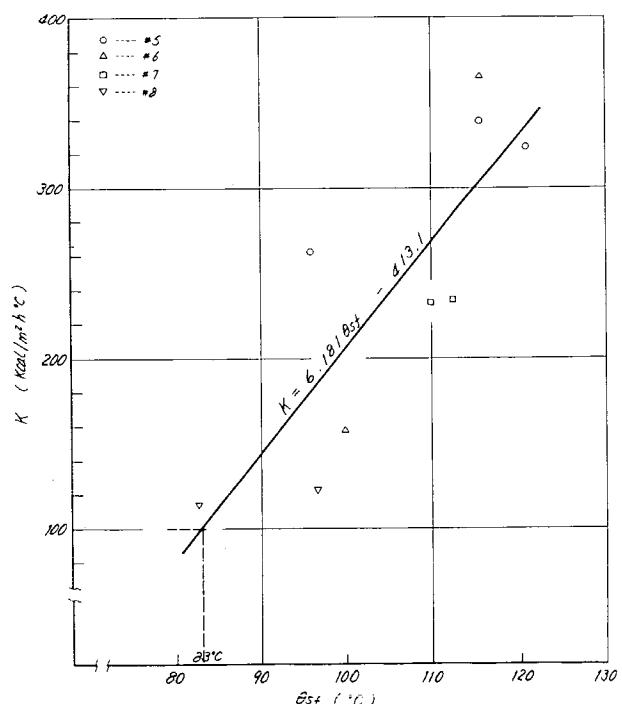


図 2.3.29  $K - \theta_{sf}$  (C 重油中の場合)

$$-\bar{K} = \frac{K' + 100}{2} = 6.2 \theta_{sf} - 415 \quad (\theta_{sf} > 83^\circ\text{C}) \quad (2.3.4)$$

で計算することができる。ただし、 $K$ : Kcal/m<sup>3</sup> h °C,  $\theta_{sf}$ : °C である。

表 2.3.29 K の 値 (C 重油中)

	$\theta_{sf}$	実測値	平均直線から の読取値	図 2.3.11 か らの 読取値	◎ $\bar{K}$ 同上+100 2	実測値との 誤 差
5-1	96.0	262	180	260	180	45.5 %
5-2	115.6	339	312	505	303	12.0
5-3	120.9	324	335	570	335	-3.2
6-1	115.5	366	312	505	303	20.8
6-2	100.0	158	205	312	206	-23.2
7-1	107.1 (70.2) 112.8 (102.2)	233	275	(395) (470) 439	270	-13.7
7-2	110.1 (70.2) 114.8 (102.2)	234	286	(435) (495) 471	286	-18.1
8-1	75.8 (92.9) 89.2 (102.2)	114	109	(100) (174) 139	120	-5.1
8-2	90.4 (149.5) 102.7 (102.2)	121	178	(192) (347) 255	178	-22.0

### (b) 有効長計算式

先に述べた有効長計算式をもう一度記すと、

$$L = \frac{di}{2} \left[ \left\{ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^2 \right\} \left\{ \frac{\rho \Delta i^2 \times p_1 \cdot di^2}{(K \Delta \theta)^2 d o^2 v_1 \wedge} \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.3.5)$$

である。ここで  $\bar{K}$  に実測からの計算値、式 (2.3.4) により計算した値、をそれぞれ用いて計算した値と、実測の  $L$  を対比して表 2.3.30 に示す。

表 2.3.30 L (計算値)

	(1) 実測値	(2) 実測Kによる L 計算値	(3)(2.3.4)式 $\bar{K}$ に よる L 計算値	(1) (3)
5-1	104.2	94.1	146.5	0.713
2	139.2	170.6	190.8	0.730
3	139.2	195.0	188.0	0.740
6-1	104.2	116.0	131.8	0.783
2	126.8	123.5	103.0	1.23
7-1	172.4	165.5	150.0	1.15
2	172.4	185.3	162.0	1.07
8-1	195.1	239.0	231.5	0.844
-2	251.7	264.0	204.0	1.23

この表で見ると、実測値と式(2.3.4)を用いた計算値では誤差は±30%であり、したがつて有効長の安全側としてLを短かめに定めるとすれば、式(2.3.4)および式(2.3.5)を用いて計算したLの70%すなわち0.7Lを有効長とすべきである。

有効長Lは、 $\theta_f$ が変化すると、当然変化する。すなわち、 $\theta_f$ がかわると式(2.3.4)によりKが変わり、また $K\Delta\theta$ も変化する。 $\theta_f$ が大きくなればKも大きくなるが、逆に $\Delta\theta = \theta_s - \theta_f$ は小さくなる。 $\theta_f$ が小さくなるときはその逆であり、 $\theta_{sf} = 83^\circ\text{C}$ で  $K = 100 \text{ Kcal}/m^3\text{h}^\circ\text{C}$ となる。

今  $\theta_s$ が一定の時  $\theta_f$ が何度でLが最小値となるかを調べるために、 $K\Delta\theta$ の最大値を求める。

$$K\Delta\theta = (6.2 \times \frac{\theta_s + \theta_f}{2} - 415)(\theta_s - \theta_f)$$

$$= 3.1(\theta_s^2 - \theta_f^2) - 415(\theta_s - \theta_f)$$

$\theta_s$ が一定の時

$$\frac{d(K\Delta\theta)}{d\theta_f} = -6.2\theta_f + 415$$

したがつて

$$\therefore \theta_f = \frac{415}{6.2} = 67^\circ\text{C} \text{において } K\Delta\theta \text{ は最大となり, Lは最小値となる。}$$

上の検討により、Lの最小値は  $\theta_f = 67^\circ\text{C}$  を用いて計算をすればよいが、加熱対象油の最高温度が67°Cにいたらないことが判明している場合は、その最高温度点でLを計算し、その70%を有効長とすればよい。

#### [計算例]

O.D.  $40.94 \phi \times 2.032 t$  アルミニウムプラス管を使用して、あるタンクを加熱する。加熱熱量  $700,000 \text{ Kcal}/\text{h}$  とし、ボイラ出口にて  $10 \text{ kg}/cm^2\text{G}$ 、コンデンサ入口にて  $1 \text{ kg}/cm^2\text{G}$  のときの有効長さを求める。

○ ( $\theta_f$ )max =  $60^\circ\text{C}$  とする。

ヒーティングコイル入口圧力  $8.5 \text{ kg}/cm^2\text{G}$ 、出口圧力  $7.5 \text{ kg}/cm^2\text{G}$  と仮定する。

$$L = \frac{di}{2} \left[ \left\{ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^2 \right\} \frac{g \Delta i^2 p_1 di^2}{(K\Delta\theta)^2 d_o^2 v_i' \Delta m} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$p_1 = 9.5 \times 10^4 \quad (\text{kg}/m^3)$$

$$p_2 = 8.5 \times 10^4 \quad (\text{kg}/m^3)$$

$$g = 1.27 \times 10^8 \quad (m/h^2)$$

$$di = 36.88 \times 10^{-3} \quad (m) \qquad di^2 = 1.36 \times 10^{-3}$$

$$do = 40.94 \times 10^{-3} \quad (m) \qquad do^2 = 1.67 \times 10^{-3}$$

$$v_i' = 0.2086 \quad (m^3/kg)$$

$$\Delta m = 1.34 \times 10^{-2}$$

$$K\Delta\theta = 3.1(\theta_s^2 - \theta_f^2) - 415(\theta_s - \theta_f)$$

$$= 3.59 \times 10^4 \text{ Kcal}/m^3\text{h} \qquad (K\Delta\theta)^2 = 1.29 \times 10^9$$

$$\theta_s = 174.5(\text{°C}) \qquad \theta_s - \theta_f = 114.5$$

$$\theta_f = 60 \quad (\text{°C}) \qquad \theta_s - \theta_f = 234.5$$

$$\Delta i = 439 \quad (\text{Kcal}/\text{kW}) \qquad \Delta i^2 = 2.40 \times 10^5$$

$$L = 9.37 m$$

設計上は0.7Lをとり  $L_{\text{eff}} = 0.7 L = 6.56 m$

$\theta_f = 40^{\circ}\text{C}$  から加熱すると

$$K_{\Delta\theta} = 3.39 \times 10^4 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}$$

加熱管 1 mあたり加熱面積  $a = 0.1281 (\text{m}^2/\text{m})$

所要加熱管長を  $\ell (\text{m})$  とすれば

$$\begin{aligned} \ell &= \frac{Q}{K_{\Delta\theta} a} \\ &= \frac{700.000}{3.39 \times 10^4 \times 0.1281} \\ &\approx 1.61 \text{ m} \end{aligned}$$

系統数  $n$  は

$$\begin{aligned} n &= \left[ \frac{\ell}{L} \right] \\ &= 3 \end{aligned}$$

したがつて  $54 \text{m} \times 3$  系統とすべきである。

## 2.4 実験値の実船への適用

本節ではコイル模型実験の結果を実船の原油タンク内のコイルに適用することの可否を検討する。

### 2.4.1 原油の沸騰

#### (1) 原油の沸点

原油は各種の炭化水素化合物から成り立っている混合液体である。その炭化水素化合物の沸点は炭素の分子数および分子の結合の方法により大きく異なる。

したがつて、原油は一定の沸点を示さずある沸騰範囲を示す。原油は大気圧下においては約  $20^{\circ}\text{C}$  から  $300^{\circ}\text{C}$  以上の広い範囲にわたり沸騰する成分を含んでいる。その一例を図 2.4.1 に示す。

また、原油はその沸点により大略下記の油に区分されている。

表 2.4.1

油の種類	沸点
ガソリン油	220°C以下
灯油	150~280°C
軽油	250~350°C
重油	320°C以上

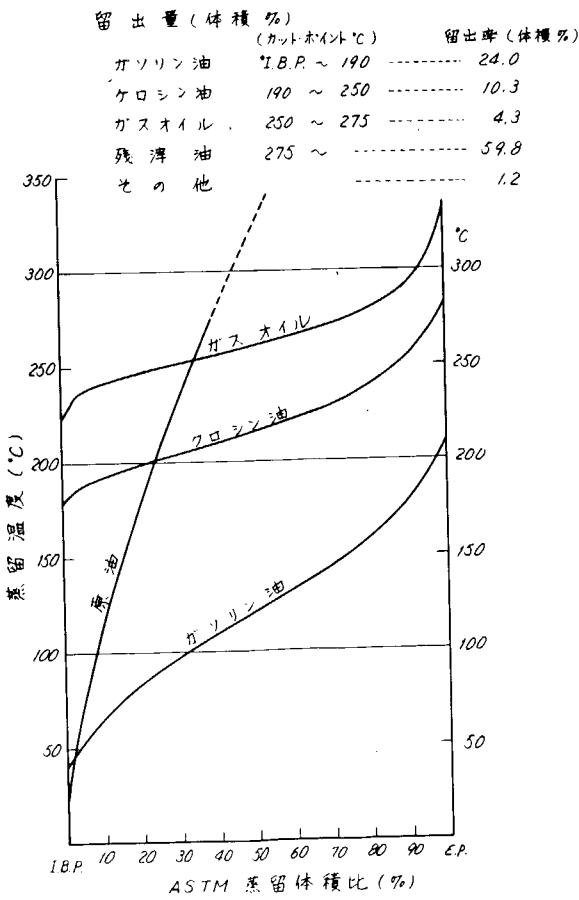


図 2.4.1

## (2) 原油の沸騰熱伝達

原油のような混合液体の沸騰伝熱機構の理論は現在まだ確立されていない。しかし、単成分液体の沸騰と同様に、原油の沸騰熱伝達に大きな影響をもつ外部因子は、

- (a) 管表面状態および形状影響
- (b) 管周囲液体圧力
- (c) 管周囲液体の物性値
- (d) 周囲液体の状態

である。

### (a) 管表面状態および形状影響

沸騰熱伝達においてはその気泡発生の観点より、管表面が適当な表面粗さがあれば沸騰が盛んになり、熱伝達がよくなることは定性的にいえるが、量的には現在のところ不明である。

一方、管表面の汚染度も、かなり影響を与えると考えられる。管汚れ係数はスケールの種類によって異なるが、本文で取扱っている加熱管表面の汚れ係数( $1/f$ )は約 $3/3 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}/\text{Kcal}$ と推測される。

伝熱面の形状影響は今までの数多くの実験研究によれば、円筒状、線状、平板状であっても、その他の条件が同じであればその寸法、方向によってその定量的、定性的性質に大きな差はない。

したがつて、管表面の汚れ等を考えると管材質の差による表面の粗さおよび形状の影響は無視してよい。

### (b) 管周囲液体の圧力影響

有機体の沸騰熱流束( $q$ )は、

$$q \propto (\Delta \theta_{sat})^3$$

が成立する。管周囲の液体の圧力が増大すれば周囲液体の沸点が上昇する。

それに伴なつて幾分管壁温度も上昇する。しかし、原油のような有機体の混合物の場合、圧力上昇による各成分の沸点の上昇の方が大であり、沸騰可能成分は減少し、また( $\Delta \theta_{sat}$ )も小となる。

したがつて、液体の圧力の増加により沸騰熱流束は減少する。

### (c) 管周囲液体の物性影響

液体の物性が異なれば沸騰現象が異なることはいうまでもないが、原油の場合、その混合体内の各成分の物性の相違による沸騰熱流束差は、本文で取扱う沸騰域では大きくない。

その差はほとんど( $\Delta \theta_{sat}$ )が要因となっている。

Levy は有機液体サブクール自然対流核沸騰の場合の式を実験的に求めているが、その式により原油の各成分の物性値が沸騰熱流束におよぼす影響を求めた。その結果を図2.4.2に示す。

Levy の式：

$$q = \frac{1}{B_L} \cdot \frac{J \lambda_f C_f r_f^2}{\sigma \theta_s (r_f - r_n)} - \frac{r + C_f \Delta \theta_{sub}}{r} \cdot (\Delta \theta_{sat})^3$$

計算条件：大気圧下

液温：60°C

管表面温度：160°C, 130°C, 100°C

### (d) 周囲液体の状態

周囲液体の状態が強制対流であるか、自然対流であるか、飽和またはサブクール状態であるなどにより沸騰熱伝達は大きく異なる。

加熱時のタンク内における原油の状態は、タンク内油温は最高60°C位であり、管表面温度は大体120～

$\theta_f = 40^{\circ}\text{C}$  から加熱すると

$$K_{\Delta \theta} = 3.39 \times 10^4 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}$$

加熱管 1 mあたり加熱面積  $a = 0.1281 (\text{m}^2/\text{m})$

所要加熱管長を  $\ell (\text{m})$  とすれば

$$\begin{aligned} \ell &= \frac{Q}{K_{\Delta \theta} a} \\ &= \frac{700,000}{3.39 \times 10^4 \times 0.1281} \\ &= 161 \text{ m} \end{aligned}$$

系統数  $n$  は

$$\begin{aligned} n &= \left( \frac{\ell}{L} \right) \\ &= 3 \end{aligned}$$

したがつて  $54 \text{m} \times 3$  系統とすべきである。

## 2.4 実験値の実船への適用

本節ではコイル模型実験の結果を実船の原油タンク内のコイルに適用することの可否を検討する。

### 2.4.1 原油の沸騰

#### (1) 原油の沸点

原油は各種の炭化水素化合物から

成立つてゐる混合液体である。その  
炭化水素化合物の沸点は炭素の分子  
数および分子の結合の方法により大  
きく異なる。

したがつて、原油は一定の沸点を  
示さずある沸騰範囲を示す。原油は  
大気圧下においては約  $20^{\circ}\text{C}$  から  
 $300^{\circ}\text{C}$  以上の広い範囲にわたり沸  
騰する成分を含んでゐる。その一例  
を図 2.4.1 に示す。

また、原油はその沸点により大略  
下記の油に区分されている。

表 2.4.1

油の種類	沸点
ガソリン油	$220^{\circ}\text{C}$ 以下
灯油	$150 \sim 280^{\circ}\text{C}$
軽油	$250 \sim 350^{\circ}\text{C}$
重油	$320^{\circ}\text{C}$ 以上

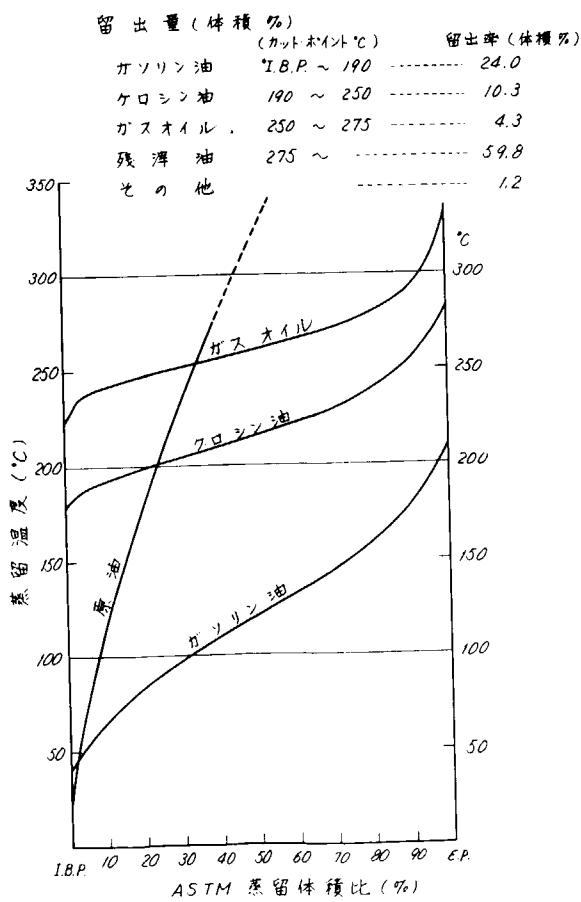


図 2.4.1

## (2) 原油の沸騰熱伝達

原油のような混合液体の沸騰伝熱機構の理論は現在まだ確立されていない。しかし、単成分液体の沸騰と同様に、原油の沸騰熱伝達に大きな影響をもつ外部因子は、

- (a) 管表面状態および形状影響
- (b) 管周囲液体圧力
- (c) 管周囲液体の物性値
- (d) 周囲液体の状態

である。

### (a) 管表面状態および形状影響

沸騰熱伝達においてはその気泡発生の観点より、管表面が適当な表面粗さがあれば沸騰が盛んになり、熱伝達がよくなることは定性的にいえるが、量的には現在のところ不明である。

一方、管表面の汚染度も、かなり影響を与えると考えられる。管汚れ係数はスケールの種類によって異なるが、本文で取扱っている加熱管表面の汚れ係数( $1/f$ )は約 $3 \times 10^{-3} \text{ mm h }^{\circ}\text{C}/\text{Kcal}$ と推測される。

伝熱面の形状影響は今までの数多くの実験研究によれば、円筒状、線状、平板状であっても、その他の条件が同じであればその寸法、方向によってその定量的、定性的性質に大きな差はない。

したがつて、管表面の汚れ等を考えると管材質の差による表面の粗さおよび形状の影響は無視してよい。

### (b) 管周囲液体の圧力影響

有機体の沸騰熱流束( $q$ )は、

$$q \propto (\Delta\theta_{\text{sat}})^3$$

が成立する。管周囲の液体の圧力が増大すれば周囲液体の沸点が上昇する。

それに伴なつて幾分管壁温度も上昇する。しかし、原油のような有機体の混合物の場合、圧力上昇による各成分の沸点の上昇の方が大であり、沸騰可能成分は減少し、また( $\Delta\theta_{\text{sat}}$ )も小となる。

したがつて、液体の圧力の増加により沸騰熱流束は減少する。

### (c) 管周囲液体の物性影響

液体の物性が異なれば沸騰現象が異なることはいうまでもないが、原油の場合、その混合体内の各成分の物性の相違による沸騰熱流束差は、本文で取扱う沸騰域では大きくない。

その差はほとんど( $\Delta\theta_{\text{sat}}$ )が要因となっている。

Levyは有機液体サブクール自然対流核沸騰の場合の式を実験的に求めているが、その式により原油の各成分の物性値が沸騰熱流束におよぼす影響を求めた。その結果を図2.4.2に示す。

Levyの式：

$$q = \frac{1}{B_L} \cdot \frac{J \lambda_f C_f r_f^2}{\sigma \theta_s (r_f - r_n)} - \frac{r + C_f \Delta\theta_{\text{sub}}}{r} \cdot (\Delta\theta_{\text{sat}})^3$$

計算条件：大気圧下

液温：60°C

管表面温度：160°C, 130°C, 100°C

### (d) 周囲液体の状態

周囲液体の状態が強制対流であるか、自然対流であるか、飽和またはサブクール状態であるなどにより沸騰熱伝達は大きく異なる。

加熱時のタンク内における原油の状態は、タンク内油温は最高60°C位であり、管表面温度は大体120～

160°C位である。

60°C以下の低沸点分は留出してしまつたと仮定すれば、タンク内の原油の加熱時の状態はサブクール自然対流核沸騰と考えてよい。

### (3) 混合液体の沸騰熱伝達実験

原油のような多成分混合液体の沸騰は、加熱管表面では沸点の低い成分のみ沸騰を起すことが考えられる。

この現象を確認するため、共沸しない2種の混合液体の沸騰で模擬し、その傾向をみた。

#### (a) 実験装置

装置は図2.4.3に示すもので、10ℓと6ℓのピーカを二重にして、内側の6ℓピーカには実験液体を入れる。外側の10ℓピーカには水を入れ、1kWの保温ヒータにより加熱し装置全体を100°Cに保つ。

熱伝達を測定する加熱管は径1.55mmのステンレス管で図2.4.4に示すようにその内側に円管状のガイシ管を挿入し、その内側に銅-コンスタンタン熱電対を入れ、加熱管の温度を測る。

別に、実験液体のバルクの温度を測定するため熱電対を加熱管より10mm程度下方に置いた。

ステンレス管を発熱させるには、加熱管に直接交流電流を加え、管自身の固有抵抗により発熱させた。熱流束はあらかじめ測定しておいた管の固有抵抗を加えた電流値より計算した。

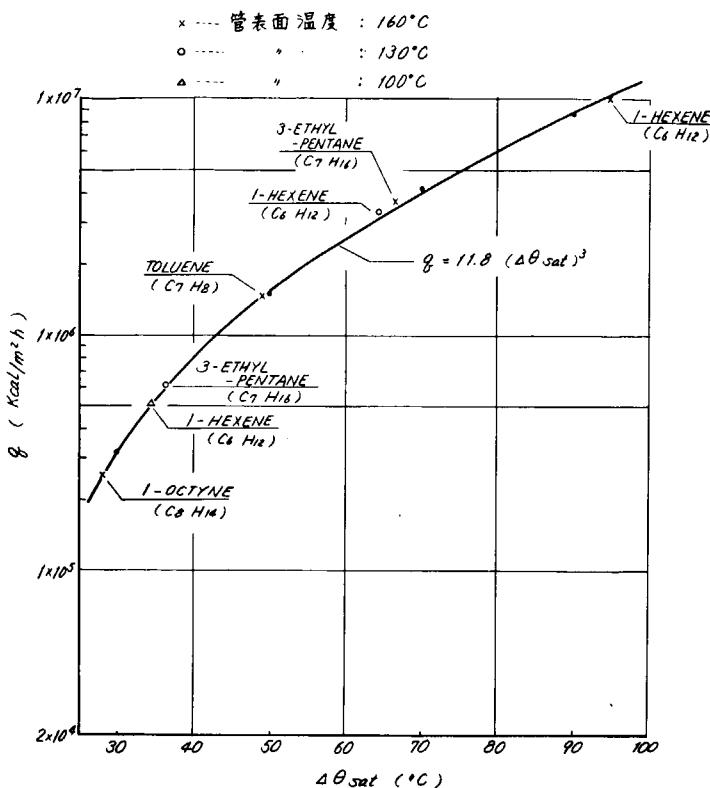


図2.4.2

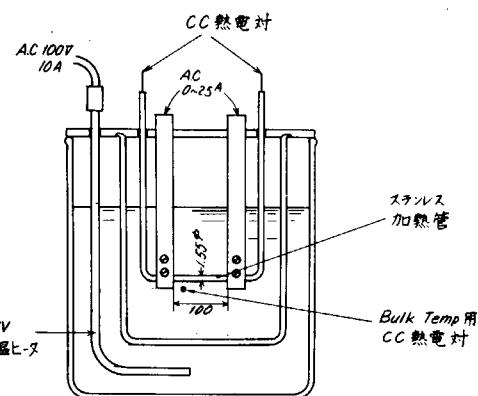


図2.4.3 実験装置

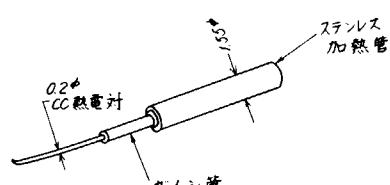


図2.4.4 加熱管詳細

(b) 実験条件

(i) 液体混合率

水	エチレングリコール
100 %	0 %
90	10
80	20
60	40
40	60
20	80
10	90

(ii) 热流束

$$q < 1.1 \times 10^5 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$$

(iii) 管表面温度

$$\theta_w < 140^\circ\text{C} \quad (\text{熱電対をハンダづけしたため})$$

(iv) 液温

$$\theta_\infty = 100^\circ\text{C}$$

(c) 実験結果

装置の性能を検査するために、蒸留水の沸騰実験を行なつた。図2.4.5に示すような結果が得られ、妥当な結果が得られることが確かめられた。

次に水とエチレングリコールの各混合率での実験結果を図2.4.6に示す。その結果次のことが判明した。

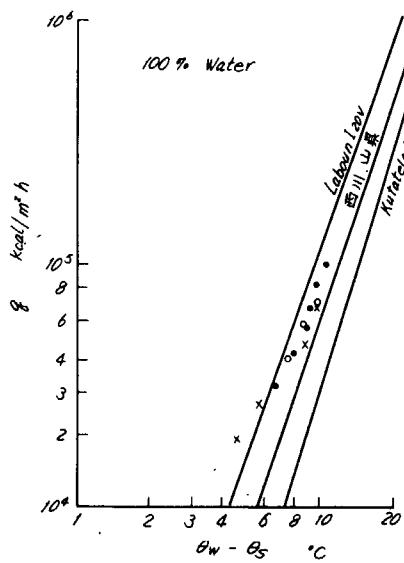


図2.4.5 水の沸騰伝熱

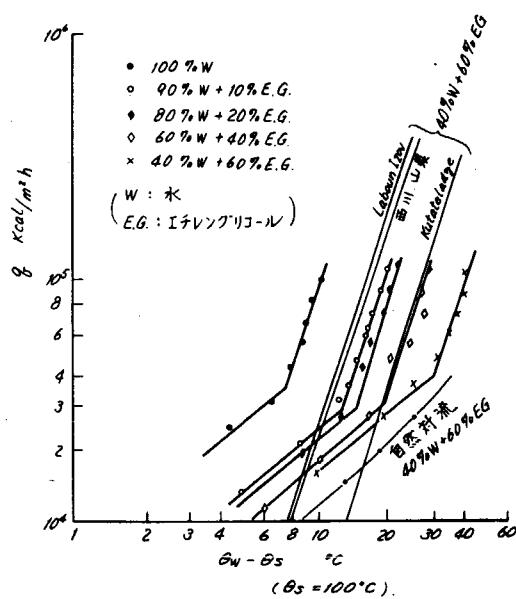


図2.4.6 混合液体の沸騰伝熱

(i) 混合液体でも純粋な液体と同様

の沸騰曲線を示す。

(ii) エチレングリコールの割合が増

すと曲線は右に移動し、同じ熱流束に対し管壁温度は高くなる。

この様子を一層詳しく見るため

図2.4.7で横軸に混合率をとり、縦軸に  $q = 10^5 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}$  での過熱量をとつてみた。その結果

実験の範囲内では過熱量とエチレングリコールの比率は比例することがわかつた。

#### (4) 供試C重油の沸騰

##### (a) 供試C重油の沸騰実験

石油の分留装置により、供試C重油の沸騰現象を大気圧下において観察した。その結果次のことが明らかになつた。

(i) 分留点30.0°C以上のC重油中にも低沸点分が残留しており、油温9.5°Cで油面に径1.0mm位の気泡が現われ、沸騰を開始する。

(ii) 油温11.6°Cで、油面全体を小さな気泡が覆う。

(iii) 油温18.2°Cで突沸音が聞える。

##### (b) 沸騰開始点と飽和温度

一般的である加熱面で沸騰が連続的に行なわれている状態では、沸騰気泡内圧力は周囲液体より  $\Delta\gamma$  だけ圧力的に高くなければならない。

$$\Delta\gamma = \frac{2\sigma}{d_f}$$

ただし、 $\sigma$ ：表面張力 ( $\text{kN/m}$ )

$d_f$ ：沸騰開始点気泡半径 ( $m$ )

供試C重油の沸騰実験での  $\Delta\gamma$  を計算すれば、

$$\sigma : 1 \times 10^{-3} (\text{kN/m}) \quad (\text{仮定})$$

$$d_f : 5 \text{ mm}$$

$$\Delta\gamma = \frac{2 \times 10^{-5}}{0.5} = 4 \times 10^{-5} \text{ kN/cm}^2$$
$$= 2.94 \times 10^{-2} \text{ mm Hg}$$

すなわち、上記実験における沸騰開始点の気泡内圧力は周囲液体より  $2.94 \times 10^{-2} \text{ mm Hg}$  高圧であつたといえる。温度的には図2.4.8からも明らかなように、液飽和温度と沸騰開始点気泡温度との差は無視できる。したがつて、沸騰開始温度として飽和温度をとつてもよい。

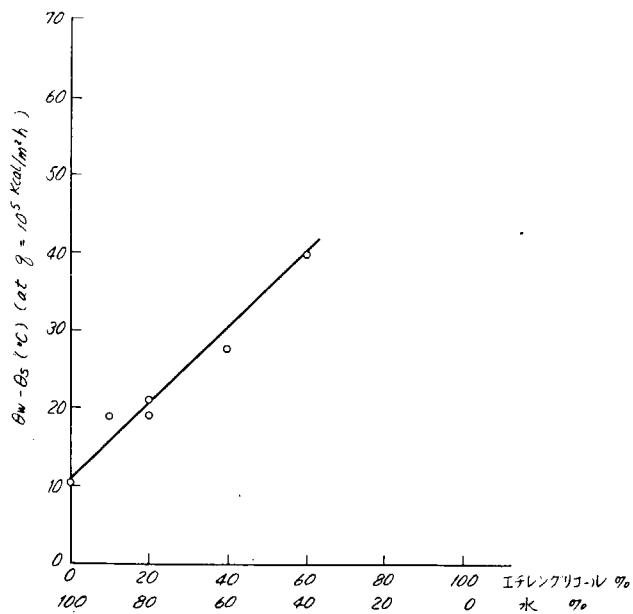


図2.4.7 混合率と過熱量

石油成分蒸気圧線図

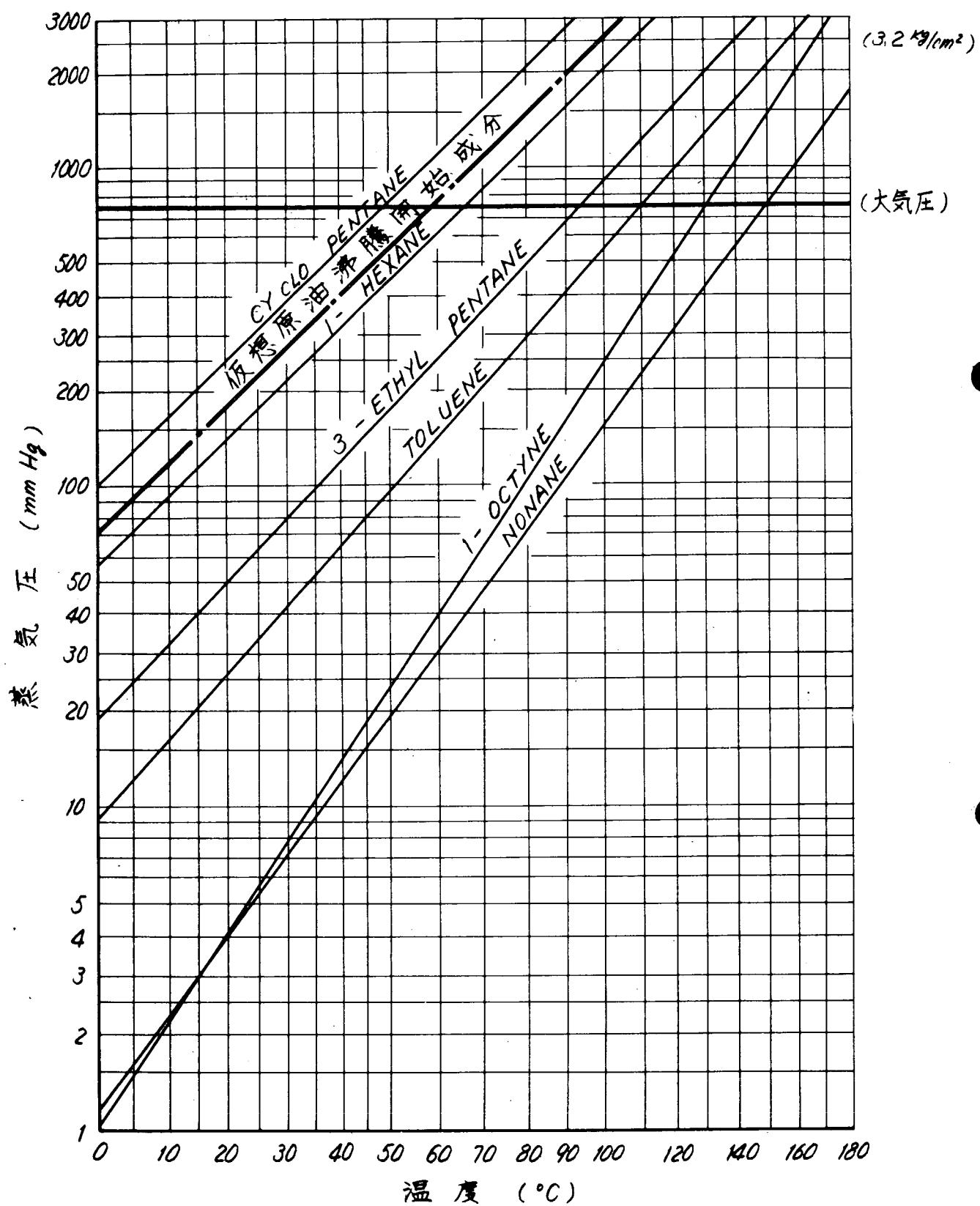


図 2.4.2

##### (5) 原油の沸騰に対する仮定

前述の原油の沸騰機構および混合液体の沸騰実験結果から、本加熱管実験結果を実船の原油タンクに適用することの妥当性を検討する。まず次の仮定を設ける。

- (a) 原油の各成分はその成分が各々の沸点に達した時に沸騰を開始する。
- (b) 沸騰によって加熱管周辺液体の密度および組成は変化しない。
- (c) 各成分の沸騰曲線は、混合液中でも単成分の時とほぼ同じ傾向を示す。
- (d) 単成分のみの場合に考えられる物性は混合液中でも同様の影響力をもつ。

#### 2.4.2 実船のタンク内における原油の沸騰

実船タンク内の加熱管用蒸気として、一般的に  $10 \text{ kp/cm}^2$  蒸気を使用している。しかし、導管途中の蒸気圧力損失により、加熱管入口圧力は大略  $7 \sim 8 \text{ kp/cm}^2$  である。したがって、その時の蒸気飽和温度は約  $170 \sim 175^\circ\text{C}$  となる。

蒸気部加熱管表面温度は、模型実験結果より約  $10^\circ\text{C}$  の温度差が管内の蒸気温度にあるとしても、 $160 \sim 165^\circ\text{C}$  となる。

現在、原油輸送に携わっているタンカのうち最深のタンク深さを有する 20 万トンタンカを例にとって。タンク深さは約  $25 \text{ m}$  あり、加熱管周囲の原油圧力は大略  $2.2 \text{ kp/cm}^2$  である。

大型船では原油タンクの最高保持温度は約  $60^\circ\text{C}$  である。ゆえに、原油中の  $60^\circ\text{C}$  以下の低沸点分はすべて蒸発してしまうものとして、タンク内の原油の大気圧下における沸騰開始点を  $60^\circ\text{C}$  とする。

原油をタンクに満載した場合における加熱管表面での沸騰開始点は図 2.4.8 より約  $100^\circ\text{C}$  となる。

したがって、実船の原油タンク内加熱管表面においても、沸騰が起っていると思われる。

#### 2.4.3 実船値の実船への適用

##### (1) 実船への適用の可否

2.4.1(2)で述べたように、原油の各成分の物性による沸騰熱流束の差はあまりなく、その差は  $(\Delta\theta_{\text{sat}})^3$  が大きな因子となる。

したがって、加熱管表面の沸騰熱流束は、低沸点成分の性状のみによって推測できる。すなわち、異なる成分の原油に対してもその中の低沸点成分の含有量がほぼ同じであれば、同一加熱管表面状態ではほぼ同じ熱流束を得ることができる。

模型実験用 C 重油の沸騰実験より、沸騰開始点は  $95^\circ\text{C}$  位である。一方、前述のように実船のタンク内の原油の沸騰開始は  $100^\circ\text{C}$  前後と推定できるので、供試 C 重油と  $2.2 \text{ kp/cm}^2$  の圧力下の原油の沸騰開始点はほぼ同じとなる。さらに、原油は低沸点分の含有量は C 重油より十分多い。また、供試 C 重油の粘度は  $100 \text{ cst at } 50^\circ\text{C}$  であり、2, 3 の特殊高粘度油を除き、原油の粘度は供試 C 重油の粘度に大略同じないしそれ以下である。ゆえに、 $100 \text{ cst at } 50^\circ\text{C}$  附近の高粘度油を別途考慮すれば、実験結果を実船タンク内加熱管に適用しても過大にならない。

##### (2) 検討

2.4.3(1)での推測により、実験結果から得た加熱管熱質流率を用いて計算した実船のタンク内における推定熱流束値と、実船実験の加熱管の熱流束を比較する。

図 2.4.9 より実船の加熱管における熱流束と模型実験値は同一範囲内におさまる。

すなわち、模型実験値を実船に適用してもよいといえる。

本文においては、主に原油タンク内の加熱管について考察してきたが、最後に燃料油タンク内の加熱管について考えてみる。

一般的に、燃料油としてC重油が積載されているので、燃料油タンクの加熱管表面ではタンク深さ20mとして、C重油沸騰開始点が大略150°C位となり、加熱蒸気10kg/cm<sup>2</sup>の場合、加熱管表面からいくらかの沸騰は考えられるが、大気圧下の実験結果をそのまま使用するのは危険である。自然対流の場合の加熱管熱貫流率に近い値となることが推測される。

なお、本文においては、管表面のスケールの影響は2.4.1(2), (a)に述べたように、管表面汚れ係数の逆数は3000Kcal/m<sup>2</sup>h°Cと推定されるので、無視している。

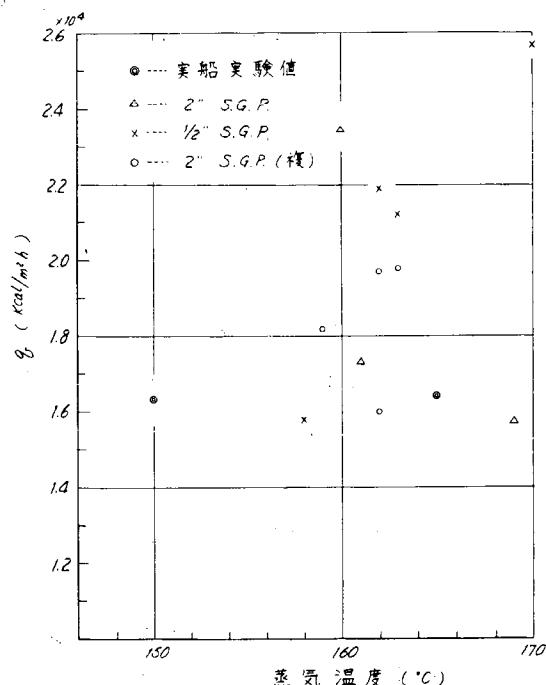


図 2.4.9

## 2.5 ヒーティングコイル実験結果のまとめ

ヒーティングコイルに関する実験を2種類行なつた結果次のことが判明した。

- (1) 大気圧下で被加熱油がC重油の場合、かなりはつきりした沸騰現象が観察され、熱貫流率は予想された値よりも大きい。
- (2) 実際の原油タンク内にあつては、原油はC重油に比べて、揮発性に富むから、圧力下にあるとしても熱貫流率は本実験結果を下まわることはないと考えられる。反対にC重油の場合は、大気圧下では本実験のように沸騰が見られたが、圧力下にあるタンク内では必ずしも沸騰があるとはいえないため、注意を要する。
- (3) 沸騰現象を含むC重油中の熱貫流率は、蒸気温度と液体温度の算術平均値である平均膜温度  $\theta_{sf}$  を用いて次の実験式で表わされる。

$$K = 1.24 \theta_{sf} - 930 \quad (\theta_{sf} \geq 83^\circ\text{C})$$

$$K = 100 \quad (\theta_{sf} < 83^\circ\text{C})$$

(ただし、K: Kcal/m<sup>2</sup>h°C,  $\theta_{sf}$ : °C)

- (4) 有効長および加熱面積を論ずる場合の平均熱貫流率  $\bar{K}$  は、ドレンの影響を考慮して、次の実験式を用いる。

$$\bar{K} = \frac{K + 100}{2}$$

$$= 6.2 \theta_{sf} - 415 \quad (\theta_{sf} \geq 83^\circ\text{C})$$

$$\bar{K} = 100 \quad (\theta_{sf} < 83^\circ\text{C})$$

(ただし、K: Kcal/m<sup>2</sup>h°C,  $\theta_{sf}$ : °C)

- (5) 管内凝縮中の平均摩擦抵抗係数  $\lambda_m$  は

$$\lambda_m = 1.34 \times 10^{-2}$$

であつた。ただし、算出に用いたLには、相当管長を含まず管の実長を用いた。

(6) 蒸気の摩擦抵抗係数は

$$\lambda = 2.13 \times 10^{-2}$$

であつた。ただし、算出に用いた L には相当管長を含まず管の実長を用いた。

(7) 有効長の計算式は

$$L = \frac{d_i}{2} \left[ \left\{ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^2 \cdot \frac{\gamma \Delta i^2 \cdot p_1 \cdot d_i^2}{(K_d \cdot d_o \cdot \Delta \theta)^2 \cdot v_i \cdot \lambda_m} \right\} \right]^{1/2}$$

で計算し、安全側として 0.7 L を有効長とするのがよい。ここで  $p_1$ ,  $p_2$  を仮定するのであれば、 $p_1 - p_2$  間で  $10^4 \text{ kg/m}^2$  の圧力降下程度に仮定すべきである。

(8) 有効長は  $\theta_f = 67^\circ\text{C}$  の時が最も短くなる。したがつて  $\theta_f = 67^\circ\text{C}$  にて有効長を求めるのが最も安全側である。

### 3. 動 摆 の 影 韻

#### 3.1 放熱に対する動揺の影響について

船舶は波浪中で動揺するからタンク外板からの放熱について、陸上設備のように単純に自然対流による放熱だけを考えるわけに行かない。動揺の影響として考えられる最も大きなものは、タンク内の油をかきませる効果である。すなわち、動揺により外板附近の境界層が擾乱され、動揺がない時には自然対流による放熱のみであつたものが、強制対流的な流れが加わることにより放熱量の増加が予想される。ことにタンクの内側には外板に対して直角にスチナがつき出しており、これがフイン効果を持つと同時に動揺に対しては擾乱の効果を持つている。

このように流れの様子はきわめて複雑なので、ここではまず理論的に動揺がある場合の外板附近の流れの様子、伝熱機構を大ざっぱに推定し、熱伝達率がどのような形の無次元数で表わされるべきかを調べた。次に模型実験によりその常数を実験に合うように定めた。さらに本報告の別の章で述べられている実船実験の結果に対する考察、実際に設計する際のための基準などにも言及した。

また動揺はローリング、ピッチング、ヒーピング等、いろいろ考えられるが、外板と油の相対運動を考えれば、ヒーピングなどの平行移動についてはその影響は小さいと考えられる。またピッチングについてはその動揺の方向が外板面内であり、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。

#### 3.2 理論的考察

##### 3.2.1 動揺によるタンク内の流れ

###### (1) タンク全体の流れ（ポテンシャル流）

船がローリングすることによりタンク内の油の動き、ことに側外板、底外板附近の油の動きがどのようになるかを調べる。<sup>[1]</sup> まずタンク全体の動きについて流体を非粘性としてポテンシャルを使って解いた田宮教授の研究；  
<sup>[2]</sup> 萩原氏らの研究、がある。ところが、これらは動揺の中心がタンク内あるいは、タンクの上下にあるときのもので、我々が最も興味あるサイドタンクについては図3.1に示すように動揺中心はタンクの側方にあり、タンクはローリングと同時にヒーピングすることになる。このような場合についての計算を参考文献[1]に従つて行うことにする。

まずタンクの寸法等を図3.1に示すように与える。タンクは微少角度 $\theta_0$ について

$$\theta = \theta_0 \sin \omega t \quad (3.1)$$

$$\theta = \theta_0 \cos \omega t = \Omega_0 \cos \omega t \quad (3.2)$$

であらわせる動揺を行なうものとする。

この時、連続の式、境界条件は速度ポテンシャル $\phi$ を使って次式で与えられる。

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad (3.3)$$

$$u = \frac{\partial \phi}{\partial x}, \quad v = -\frac{\partial \phi}{\partial y} \quad (3.4)$$

境界条件

$$(1) \quad x = \pm b : \frac{\partial \phi}{\partial x} = \Omega_0 y \cos \omega t$$

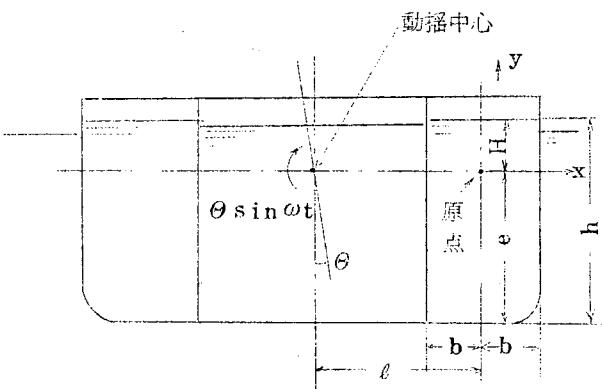


図 3.1

[1] 田 宮：「遊動水の動的影響について」 造船論文集 Vol. 103

[2] 萩原他：「荷油槽に生ずる衝撃圧力の理論的研究」 造船論文集 Vol. 112

$$(ii) \quad y = -e : \frac{\partial \phi}{\partial y} = -\Omega_0(x + \ell) \cos \omega t$$

$$(iii) \quad y = H : \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} = \sigma \frac{\partial \eta}{\partial t} = -\sigma \frac{\partial \phi}{\partial y}$$

ただし、 $\eta$ ：波高

これらを満足するように  $\phi$  を次の形で仮定する。

$$\phi = \phi_1 \cos \omega t$$

$\phi_1$  は  $x, y$  のみの関数で境界条件は (i), (ii), (iii) に対応して

$$(i)' \quad x = \pm b : \frac{\partial \phi_1}{\partial x} = \Omega_0 y$$

$$(ii)' \quad y = -e : \frac{\partial \phi_1}{\partial y} = -\Omega_0(x + \ell)$$

$$(iii)' \quad y = H : \omega^2 \phi_1 = \sigma \frac{\partial \phi_1}{\partial y}$$

$\phi_1$  を次の形に仮定して未定係数  $A_m, B_m$  を境界条件 (i)'～(iii)' から定める。

$$\begin{aligned} \phi_1 &= \Omega_0 xy - \Omega_0 \ell y + \Omega_0 \ell H - \frac{\sigma}{\omega^2} \Omega_0 \ell + \sum_m A_m \sin \max \cosh m\alpha (y + e) \\ &\quad + \sum_m B_m \sin \max \cosh m\alpha (H - y) \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$m\alpha = \frac{\pi}{2a} (2n+1) \quad N \equiv 2n+1 \quad n = 0, 1, 2, \dots$$

$$A_N = \frac{4b \omega^2}{\pi N \sinh \frac{\pi Nh}{2b}}$$

$$B_N = \frac{\omega^2 \cosh \frac{\pi Nh}{2b} - \frac{\pi \sigma N}{2b} \sinh \frac{\pi Nh}{2b}}{\omega^2 \cosh \frac{\pi Nh}{2b} - \frac{\pi \sigma N}{2b} \sinh \frac{\pi Nh}{2b}}$$

$$B_N = \frac{2\Omega_0 C_N}{\frac{\pi N}{2b} \sinh \frac{\pi Nh}{2b}}$$

$$\text{ただし, } C_N = C_{2n+1} = \frac{8b(-1)^n}{(2n+1)^2 \pi^2}$$

ここで式 (3.5) の第 1 項のみをとつて近似すると,

$$\begin{aligned} \phi &= \left[ \Omega_0 xy - \Omega_0 \ell y + \Omega_0 \ell H - \frac{\sigma}{\omega^2} \Omega_0 \ell \right. \\ &\quad \left. + \frac{8b\Omega_0 \left\{ \sigma - \omega^2 \left( H + \frac{4b}{\pi S} \right) \right\}}{\pi^2 \left( P^2 C - \frac{\pi \sigma}{2b} S \right)} \sin \frac{\pi x}{2b} \cosh \frac{\pi(y+e)}{2b} \right. \\ &\quad \left. + \frac{32b^2 \Omega_0}{\pi^3 S} \sin \frac{\pi x}{2b} \cosh \frac{\pi(H-y)}{2b} \right] \cos \omega t \end{aligned} \quad (3.6)$$

$$\text{ただし, } C \equiv \cosh \frac{\pi h}{2b}, \quad S \equiv \sinh \frac{\pi h}{2b}$$

側外板、および底外板附近で、油が非粘性とした場合の外板に平行な方向の速度は、それぞれ次式で与えられる。

$$\left. \begin{array}{l} v|_{\text{side}} = -\frac{\partial \phi}{\partial y}|_{x=b} \\ u|_{\text{bottom}} = -\frac{\partial \phi}{\partial x}|_{y=-e} \end{array} \right\} \quad (3.7)$$

ところで式(3.7)は静止座標系に対する動きであるから、タンクに対する相対速度としては、タンクの動き分だけ引かなければならない。

$$\left. \begin{array}{l} v^*|_{x=b} = v|_{x=b} - (\ell+b) \Omega_0 \cos \omega t \\ u^*|_{y=-e} = u|_{y=-e} - e \Omega_0 \cos \omega t \end{array} \right\} \quad (3.8)$$

基準の動揺をサイドタンクの半巾  $b$  に選び増巾率(A.F.)を求める。

$$\begin{aligned} A.F.|_{\text{side}} &= \frac{z|_{x=b}}{b \theta_0} = \left[ \frac{v^*|_{x=b}}{b \Omega_0} \right]_{\max} \\ &= \left| 2 + A_1' \frac{\pi}{2} \sin h \frac{\pi}{2b} (y+e) - B_1' \frac{\pi}{2} \sinh \frac{\pi}{2b} (H-y) \right| \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A.F.|_{\text{bottom}} &= \frac{z|_{y=-e}}{b \theta_0} = \left[ \frac{u^*|_{y=-e}}{b \Omega_0} \right]_{\max} \\ &= \left| A_1' \frac{\pi}{2} \cos \frac{\pi}{2b} x + B_1' \frac{\pi}{2} \cosh \frac{\pi}{2b} h \cos \frac{\pi}{2b} x \right| \end{aligned} \quad (3.9)$$

$$\text{ここで } A_1' = \frac{8 \left\{ g - \omega^2 (H + \frac{4b}{\pi S}) \right\}}{b \pi^2 (\omega^2 C - \frac{\pi g}{2b} S)}$$

$$B_1' = \frac{32}{\pi^3 S}$$

$$C \equiv \cos h \frac{\pi h}{2b}, \quad S \equiv \sin h \frac{\pi h}{2b}$$

ここで本実験で使用したサイドタンク模型について、増巾率を計算してみる。なお( )は仮想した実船の寸法である。

$$b = 0.1 \text{ m} \quad (5 \text{ m})$$

$$e = 0.3 \text{ m} \quad (1.5 \text{ m})$$

$$h = 0.4 \text{ m} \quad (2.0 \text{ m})$$

$$\ell = 0.3 \text{ m} \quad (1.5 \text{ m})$$

$$H = 0.1 \text{ m} \quad (5 \text{ m})$$

$$T = 2.86 \text{ sec} \quad (20 \text{ sec})$$

寸法の略図を図3.2に、計算結果を図3.3に示す。計算結果はFourier級数の第1項のみをとったため底面で直角方向の速度が0になつていい。

ここで図3.2に示すタンク中の流体の動きを微少な固体を液体中に投入して振巾を測定した結果を、理論と比較して図3.4に示す。

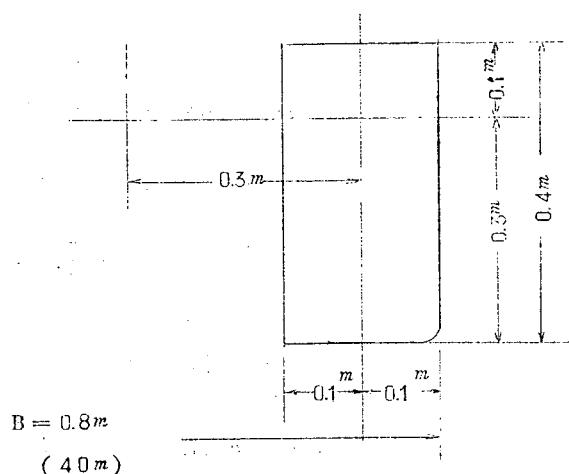


図3.2

固体粒の位置は例外板から  $0.03m$  離れているので、その点の増巾率は

$$A.F. \approx 1.61$$

である。また底外板についても  $\theta = 5^\circ$  のときのみ測定した。

理論との一致はきわめてよいといえよう。

ここで側外板、底外板についてその全面についての平均増巾率を求めてみると、それぞれ

$$(A.F. side)_{mean} = 1.68$$

$$(A.F. bottom)_{mean} = 1.03$$

となる。すなわち動搖振巾の平均としても

$$\begin{aligned} (Z_{side})_{mean} &= 1.68 b \theta \equiv 1.68 s \\ (Z_{bottom})_{mean} &= 1.03 b \theta \equiv 1.03 s \end{aligned} \quad \{ (3.10)$$

としてよい。

## (2) 外板附近の流れ

(1)の議論は非粘性の場合の解であり、粘性を考慮すると壁面と油との間にスリップがないことから、油は壁面に引かれて動き、境界層的なふるまいをする。

ここでこれを簡単なモデルにおきかえてその様子を考察する。図3-5に示すように粘性流体中に無限平板があり、それが

$$u = u_w \cos \omega t \quad (3.11)$$

という正弦運動をした時、壁面附近の流体の動きは次式で与えられる。<sup>[3]</sup>

$$u = u_w \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2\nu}}x\right) \cos(\omega t - \sqrt{\frac{\omega}{2\nu}}x) \quad (3.12)$$

ここで  $u_w$  としては式(3.8), (3.10)より平均値としては、

側外板に対して

$$u_w = 1.68 b \theta_0 = 1.68 b \theta \omega$$

底外板に対して

$$u_w = 1.03 b \theta_0 = 1.03 b \theta \omega$$

をとる。

## 3.2.2 動搖による伝熱

無限平板が正限運動している場合について、その周囲の流

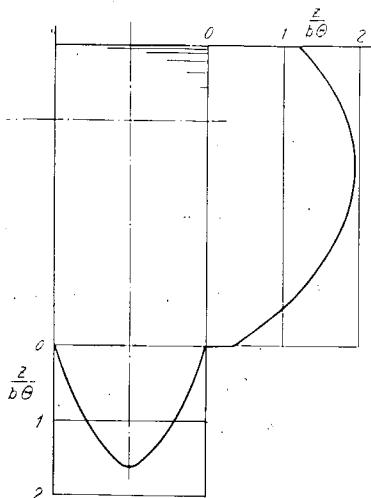


図 3.3

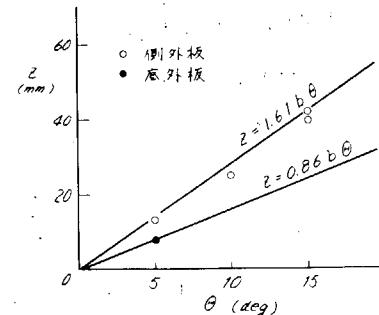


図 3.4

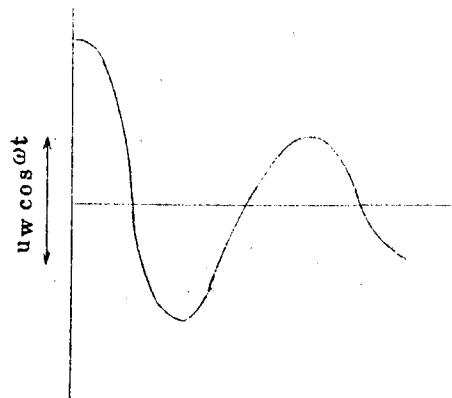


図 3.5

## [3] Schlichting 'Boundarylayer Theory'

体の動きは式(3-12)で示されるが、平板のみでは流力は常に平板に平行に起り、熱伝達には関与しない。ところが外板にスチフナがついていると、スチフナが平板上の境界層をかき取るような役目をはたす。図3.6は本動揺実験中にシャドウグラフを使って撮影した流体の動きを示している。動揺することにより境界層が攪乱される様子がよくわかる。

ここで流体は式(3.11), (3.12)より

$$u = u_w \cos \omega t - u_w \exp(-\sqrt{\frac{\omega}{2\nu}}x) \cos(\omega t - \sqrt{\frac{\omega}{2\nu}}x) \quad (3.13)$$

で動いているとし、スチフナに当つた流体はすべて境界層の外に出されてしまうとする。一方流体の温度分布を次式で仮定する。

$$\theta = (\theta_\infty - \theta_w) \exp(-\alpha x) \quad (3.14)$$

ここで  $x=0 \quad \theta = \theta_\infty - \theta_w$

$x=\infty \quad \theta = 0$

で  $\theta$  は壁面温度との温度差を表わすことになる。また C は次のエネルギーバランスの式から定まる定数である。

$$\frac{1}{T} \int_0^T \int_0^\infty C_p r U \theta dx dT = -r \lambda \left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=0} \quad (3.15)$$

式(3.15)の左辺はスチフナにより攪乱された流体部分により外部へ持ち去られるエネルギー、右辺は外板を通して熱伝導により持込まれるエネルギーである。ここで右辺の式(3.15)に式(3.13), (3.14)を代入し、境界層厚さ方向( $x$ 方向)および一周期につき積分して平均すると

$$\frac{4}{\pi} u_w (\theta_\infty - \theta_w) C_p r \frac{\sqrt{\frac{\omega}{2\nu}}}{C \sqrt{(\sqrt{\frac{\omega}{2\nu}} + C)^2 + \frac{\omega}{2\nu}}} = C \lambda \ell (\theta_\infty - \theta_w)$$

整理して

$$\frac{4}{\pi} u_w C p r \sqrt{\frac{\omega}{2\nu}} = C^2 \lambda \ell \sqrt{(\sqrt{\frac{\omega}{2\nu}} + C)^2 + \frac{\omega}{2\nu}} \quad (3.16)$$

ここで  $C \gg \sqrt{\frac{\omega}{2\nu}}$  と仮定すると  $(3.17)$

$$C = \left( \frac{4}{\pi} \frac{C_p r u_w}{\lambda \ell} \sqrt{\frac{\omega}{2\nu}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.18)$$

実際の数値を  $\frac{C_p r u_w}{\lambda \ell}$  と  $\frac{\omega}{2\nu}$  に代入すると、それぞれ  $10^6 (\frac{1}{m^3})$ ,  $10 (\frac{1}{m})$  のオーダーになる。

熱伝達率  $\theta$  は

$$\theta = \frac{q}{\ell (\theta_\infty - \theta_w)} = \frac{\ell \lambda C (\theta_\infty - \theta_w)}{\ell (\theta_\infty - \theta_w)} = \left( \frac{4}{\pi} \frac{C_p r u_w \sqrt{\frac{\omega}{2\nu}}}{\lambda \ell} \right)^{\frac{1}{3}} \lambda \quad (3.19)$$

よつて

$$N_u \ell \equiv \frac{\theta \ell}{\lambda} = \left( \frac{4}{\pi} \frac{1}{\sqrt{2}} \right)^{\frac{1}{3}} R_e \ell^{\frac{1}{2}} P_r^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\ell}{s} \right)^{\frac{1}{6}} \quad (3.20)$$

または  $N_u \ell = \left( \frac{4}{\pi} \frac{1}{\sqrt{2}} \right)^{\frac{1}{3}} R_{es}^{\frac{1}{2}} P_r^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\ell}{s} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (3.20')$

ただし,  $R_e \ell \equiv \frac{u_w \ell}{\nu} \quad R_{es} \equiv \frac{u_w \cdot s}{\nu} \quad u_w = s \frac{2\pi}{T}$

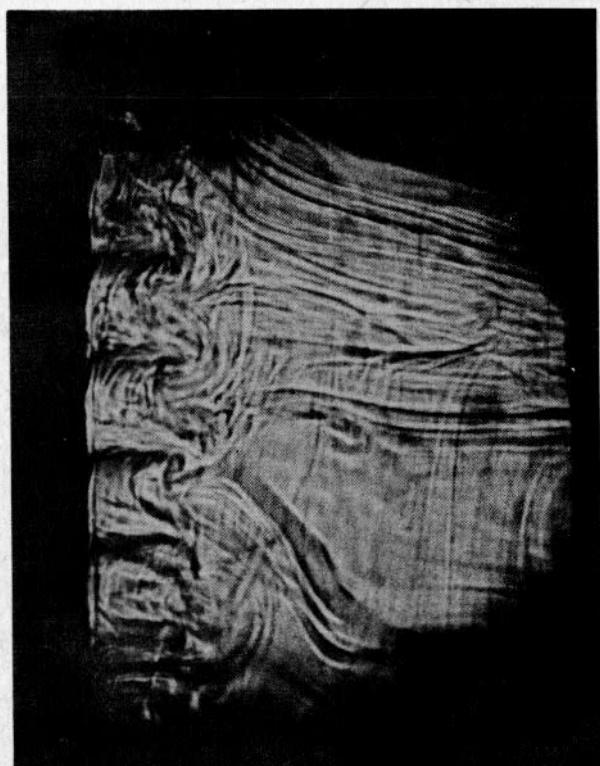
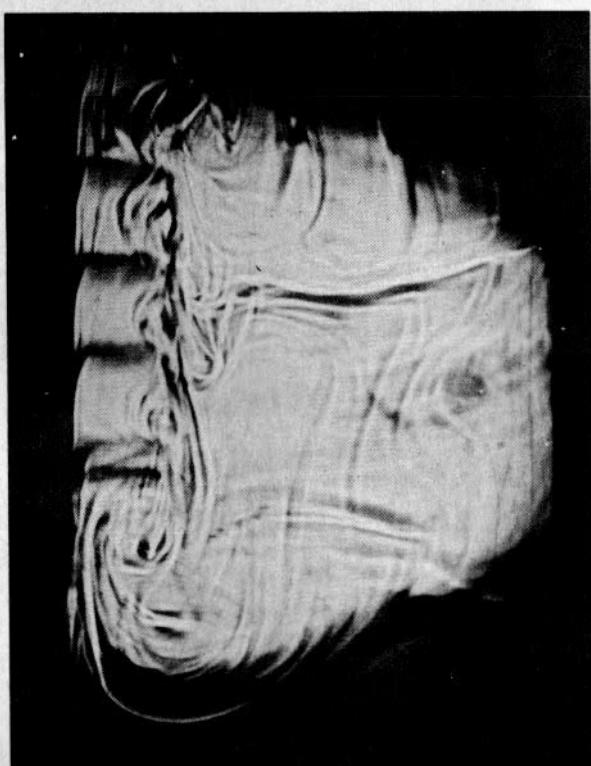
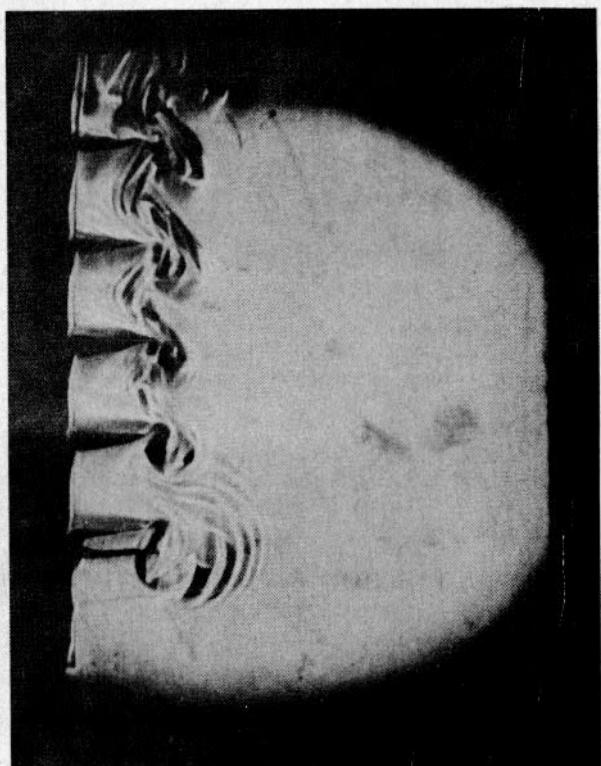
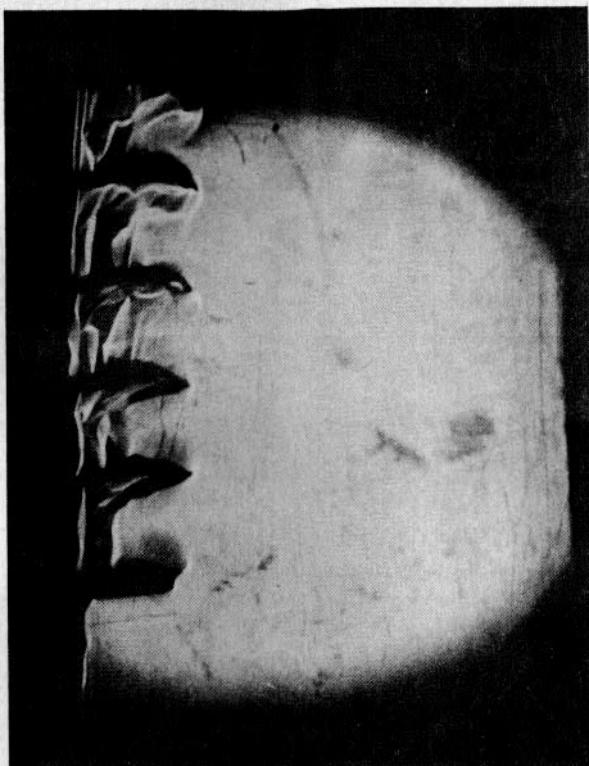


図3.5 シャドウグラフによる流れの観察

( オンジナ油    スチフナ高さ 20mm  
                  スペース 20mm )

式(3.20)はスチフナに当つた流れがすべて境界層外へ出されてしまうとしているので、熱伝達率を過大にあたえている。そこで

$$Nu \ell = \text{constant} \cdot Re^{\frac{1}{4}} Pr^{\frac{1}{4}} \left(\frac{\ell}{s}\right)^{\frac{1}{8}} \quad (3.21)$$

$$\text{または} \quad Nu \ell = \text{constant} \cdot Re^{\frac{1}{4}} Pr^{\frac{1}{4}} \cdot \left(\frac{\ell}{s}\right)^{\frac{2}{3}} \quad (3.21')$$

として係数は実験で決めることにする。

ところで実験をする際に、タンクの形状、レイノルズ数、プラントル数などすべてを実船と一致させようとする、実験装置はきわめて大がかりなものになつてしまふ。そこでここではプラントル数のみは実船に搭載される油の値と異つてもよいことにして、プラントル数の変化の影響は式(3.21)のとおりその方乗にスセルト数が比例するとした。

一方、今、問題としているのは流れがスチフナに直角に当る場合であり、その場合の流れの様子はレイノルズ数により大きく異なることが考えられる。すなわち式(3.21)で constant は実はレイノルズ数の関数となる可能性がある。それゆえレイノルズ数は実船の場合と一致させなければならない。都合のよいことに実船に搭載される油は粘性が大きく、代表長さが大きい割にはレイノルズ数が小さい。それゆえ実船の  $1/50$  程度の大きさの模型でも、粘性の低い流体(水、灯油など)を使えば、レイノルズ数を実船の場合と合わせることができる。これらの詳細については3.4で述べる。

### 3.3 外板部分模型による実験

まず実験の第1段階としてスチフナが6枚ついた外板の部分模型を油中で上下に正弦運動させて熱伝達率の増加をしらべた。

#### 3.3.1 実験装置および方法

##### (1) 装置全体

図3.7に実験装置の概要を示す。2重容器の内側の容器(断面  $300 \times 300\text{mm}$ 、奥行  $500\text{mm}$ )に試験する油を

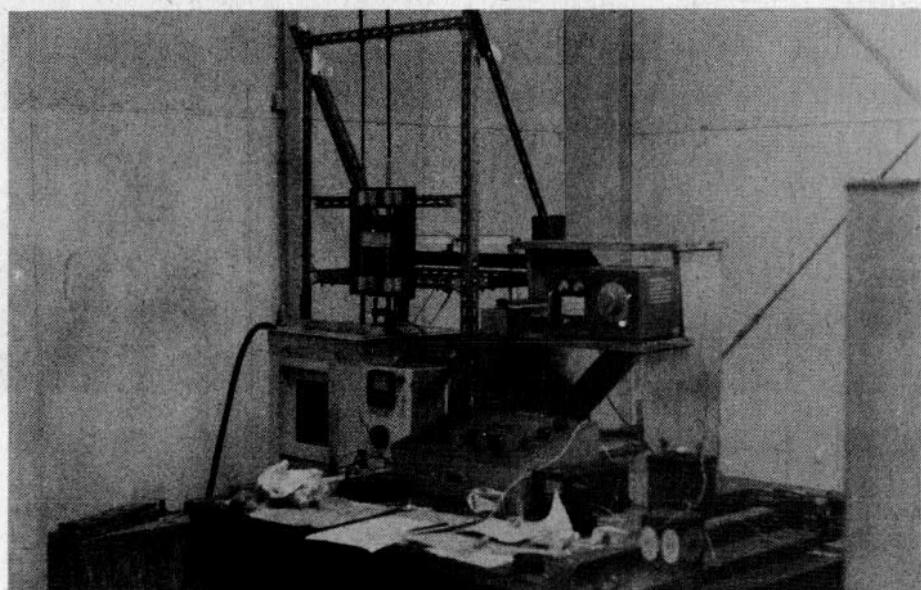


図3.7 部分模型実験装置

入れ、外側の容器は油の温度を一定に保つため水道水を循環させている。内側容器のほぼ中央に外板の部分模型を垂直にセットし、モータとクランク機構により任意の振巾、振動数で上下に正弦運動させる。

### (2) 外板部分模型

外板部分模型は図3.8に示す構造になっている。 $140\text{mm} \times 100\text{mm}$  の真ちゅう製の伝熱面には $20\text{mm}$  間隔でスチフナがつけられている。伝熱面の裏側にはみぞを掘って3対の銅・コンスタンタン熱電対が埋込まれている。これで伝熱面温度を計測する。その内側に $0.533\text{mm}$  厚のヒート・フローメータ [4] がとりつけられ、通過熱量を測定する。その内側に電熱ヒーター(ハンダゴテ用)がとりつけられ、裏側は発泡スチロールで断熱されている。またスチフナ部の左右にはアクリル板の側板がつけられ、流れの2次元性を保っている。図3.9に実験に使用した3種の外板模型を示す。(表3.1 参照)

### (3) 実験液体

実験に使用した液体はオシンナ油と灯油である。

これらにより  $Re \sim 2 \times 10^3$  程度までの実験が可能であり、これはほぼ実船の場合をカバーする。またこれらの油は透明なので流れの様子を観察するのにも便利である。

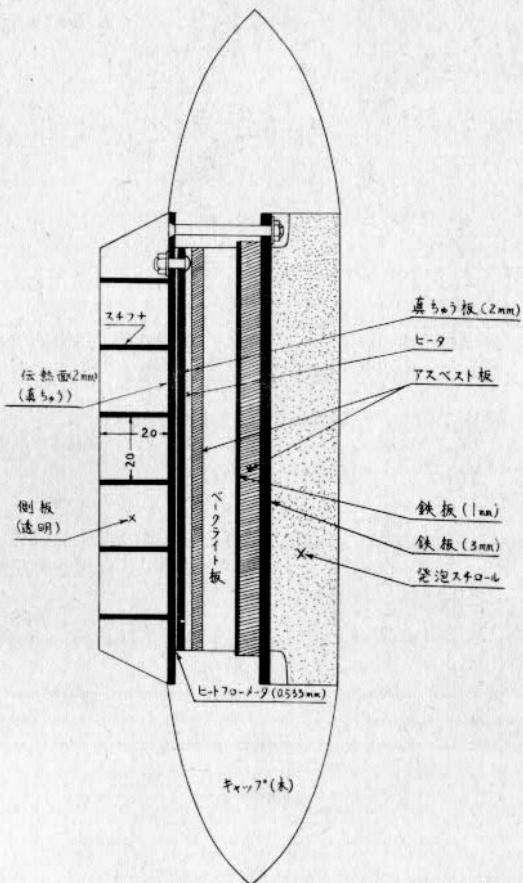


図3.8 部分模型実験装置、伝熱面組立図

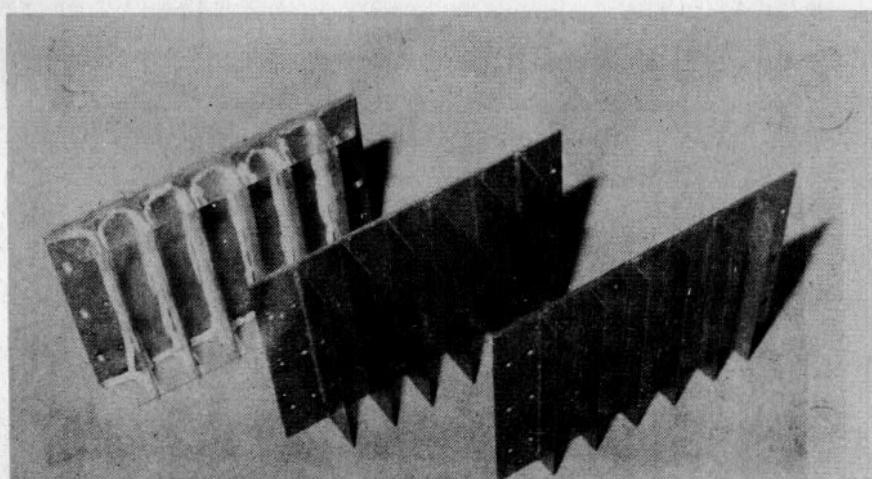


図3.9 部 分 模 型

[4] 42年度第102研究部会報告「タンカのタンクヒーティングに関する研究」研究資料No.79参照

(4) 測定事項

- (a) 伝熱面温度 ( $\theta_h$ ) : 銅・コンスタンタン熱電対+ポテンショメータ(島津・現字式PD型)
- (b) 流体温度 ( $\theta_b$ ) : タ
- (c) 热流束 ( $q$ ) : ヒート・フロー・メータ+ポテンショメータ
- (d) ストローク (s) :
- (e) 動搖周期 (T) : ストップウォッチ
- (f) ヒータ入力電圧 : 電圧計
- (g) ヒータ入力電流 : 電流計

(5) 実験状態

実験は次の7状態について行なつた。

表 3.1

	油種類	スチーナ材質	スチーナ高さ	ヒータ電圧	動搖回数	ストローク(s)	
I	オジナ油	真ちゅう	20mm	30v	0cpm	10mm	
II	〃	〃	〃	50v	40	40	
III	〃	〃	10mm	30v	60	60	
IV	〃	〃	〃	50v	80	80	
V	灯油	〃	〃	30v	(全部同じ)	(全部同じ)	図3.12
VI	〃	〃	20mm	〃			図3.13
VII	〃	アクリル	〃	〃			図3.14

(6) 実験液体の物性値

オジナ油および灯油の物性値については、動粘性係数と比重のみ測定した。動粘性係数は Modified Ostwald 粘度計で各温度につき測定し、図3.10、図3.11に示すような結果を得た。

比重は温度に対する変化が小さいので、一状態のみ測定した。

熱伝導率、比熱等については SHELL 石油会社からの資料、INTERNATIONAL CRITICAL TABLE 等により表3.2に示す値を得た。

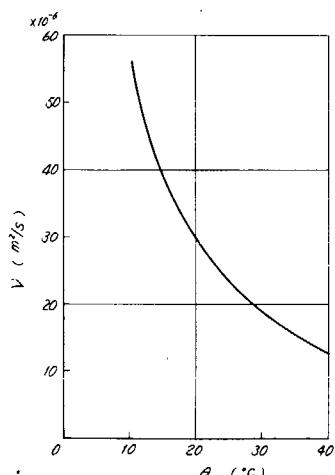


図3.10 オジナ油動粘性係数

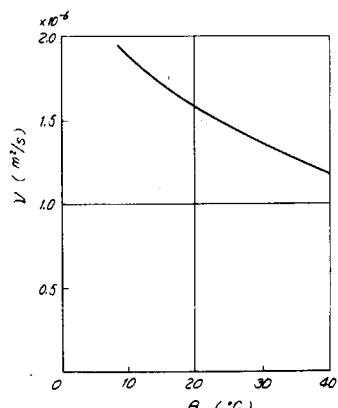


図3.11 灯油動粘性係数

表 3.2

	オニジナ油	灯油
熱伝導率	0.123 Kcal/m h°C	(0.135 - 0.00022θ) Kcal/m h°C
比熱	0.43 Kcal/kg °C	0.50 Kcal/kg °C
比重	859.7 kg/m³	773.2 kg/m³

### 3.3.2 実験結果

表3.1に示す7状態の後半3状態の結果を図3.1.2～図3.1.4に示す。

横軸は毎分の動搖回数、縦軸は熱伝達率、Sはストロークである。

S=0 の点は自然対流のみの熱伝達率である。

これらの実験結果から次のことがわかる。

- (1) 動搖すると必ず熱伝達率が増加する。
- (2) 热伝達率の増加には毎分の動搖回数またはストロークが大きくなるほど大きい。
- (3) スチフナの高さが10mmの場合の方が20mmの場合より熱伝達率が若干大きい。またこれを無次元整理した結果をみても、その傾向は認められる。(図3.1.5参照)

この原因としては次のことが考えられる。

三菱重工長崎における大型模型実験の結果によれば、自然対流時にもスチフナの高さが大きいほど、スチフナからの放热量は逆に減少している。これはスチフナが有効な伝熱面として働くから、むしろ流れに対するさまたげになつていていることを示している。動搖のある場合も同様なことが考えられる。しかし、その差異は動搖による増加分にくらべれば小さく、ここではその差異を無視して同一にとりあつかうこととする。

- (4) スチフナの材質を真ちゅうとアクリルに変えることにより、そのフィン効率を大巾に変化させた。そのフィン効率、等価伝熱面を外板、フィン共  $h = 150 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$  として計算してみると次のようになる。

	スチフナ 高さ×厚さ	熱伝導率 Kcal/m h°C	フィン効率 $\phi$	等価伝熱面積比
真ちゅう	20mm × 0.75mm	85	0.641	2.28
アクリル	20mm × 1.02mm (ペークライトと同じとした)	0.20	0.041	1.08
[実船]	800mm × 20mm	15	0.215	1.43

この差異についての実験結果を図3.1.2～図3.1.3に示す。やはりフィン効率のよい真ちゅうの方が熱伝達率が大きいが、S=0における値をさし引いた動搖による増加分のみを考えると、その差異はほとんどなくなつてしまふ。すなわち、スチフナ部からの伝熱量は小さいと考えられる。事実自然対流のみのときの実験から求めた等価伝熱面積比はほとんど1.0でフィンからの熱伝達率はかなり小さいことが予想される。

以上の結果をまとめ式(3.2.1)と比較できるようにしたのが図3.1.5である。横軸はレイノルズ数の2乗、縦軸は自然対流のヌセルト数( $Nu_0$ )を差引き、動搖の影響のみを取り出したヌセルト数( $\Delta Nu = Nu - Nu_0$ )について式(3.2.1)に従つて表示したものである。1, 2 の例外はあるが、ほぼ1本の直線の上にのつている。これより実験式として次式が得られる。

$$\Delta Nu \ell = 0.13 s Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\ell}{s}\right)^{\frac{2}{3}} \quad (3.22)$$

または

$$\Delta Nu \ell = 0.13 s Re s^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\ell}{s}\right)^{\frac{2}{3}} \quad (3.22')$$

なお、この実験では静止油中を伝熱面模型が動搖するので、式(3.10)で述べた流体の動きの増幅はなく、 $Z = s$  であることに注意されたい。

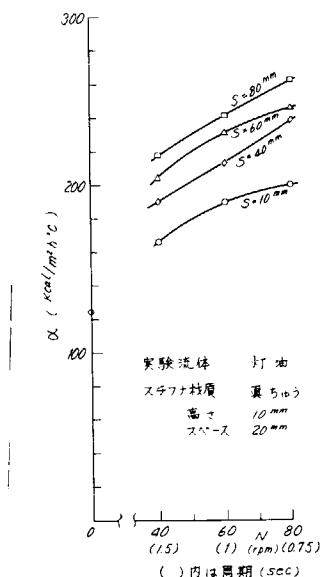


図3.12

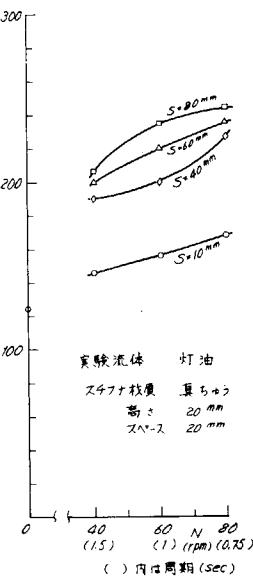


図3.13

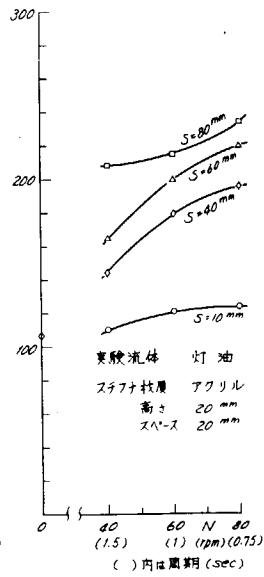


図3.14

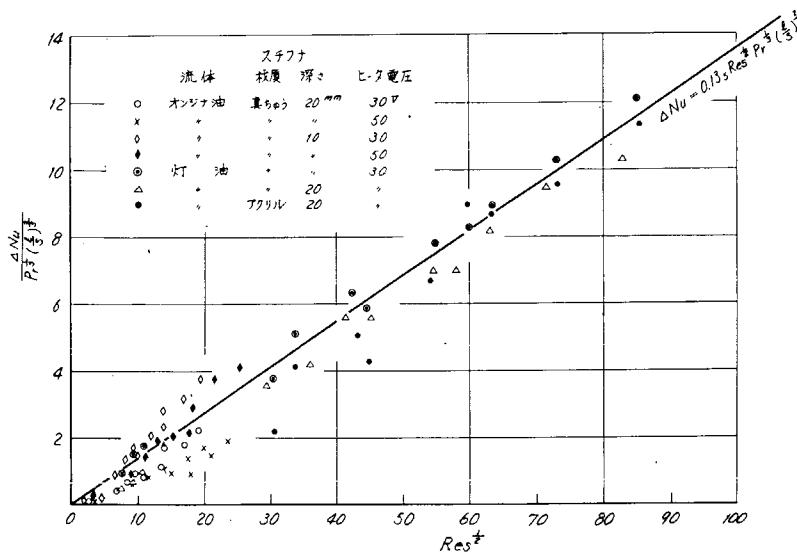


図3.15

### 3.4 タンク模型による実験

標準的と思われる仮想のタンクについてその $1/50$ のサイドタンクの模型を使用して動搖伝熱実験を行なつた。サイドタンクのみ行なつたのは、このタンクからの放熱が最も大きく、動搖の影響を受けやすいと思われるからである。

測定条件については下に記すように実船となるべく同じ、または相似になるようにした。レイノルズ数についても実験に使用する油の粘性を適当に下げることにより実船のそれと一致させることができた。

またステフナについては3.3で述べたように、そのフィン効率は小さくふつうに使用されるような寸法のものではその深さや材質によらないことがわかつたので深さ20mmのもの1種のみ行なつた。

#### 3.4.1 実験装置および方法

##### (1) 測定範囲の検討

実船の場合のタンクの大きさ、油の種類などを仮定し、模型タンクは次の条件を満たすこととした。

- (a) タンク形状、ステフナなどは相似とする。(縮尺 $1/50$ )
- (b) 動搖角度と同じにする。
- (c) ポテンシャル流として考えた場合のタンク内の油の動きを相似にする。 $[(\text{動搖周期}) / (\text{タンク内の油の固有周期})] = \text{一定}$ とする。]
- (d) レイノルズ数同じにする。

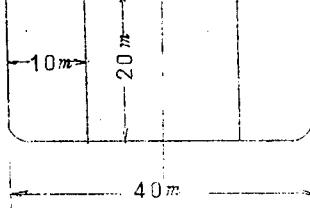
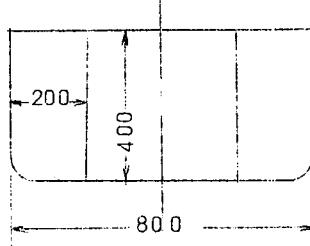
以上の4条件により、プラントル数が大きく異なる他は実船の場合と相似になると思われる。プラントル数のちがいについては式(3.20)より

$$Nu \propto Pr^{\frac{2}{3}}$$

と仮定して修正することとする。

##### (2) 実験条件

実船の状態は次のようにあるとし、模型はその $1/50$ のものであるとして、実験条件を求める。

	実 船	模 型
(a) タンクの大きさ 測定はサイドタンクのみとする		
(b) スチフナの大きさ	深さ 1m スペース 1m	深さ 1m スペース 1m
(c) 動 摆 角 度	0, 5°, 10°, 15°(片ゆれ)	0, 5°, 10°, 15°(片ゆれ)
(d) 動 摆 周 期	$T_s$ 10sec, 20sec	$T_m$ 1.43 sec, 2.86 sec $N = 42 \text{ rpm}, 21 \text{ rpm}$ (使用モータ 70.5~17.6 rpm) $(\frac{\text{動搖周期}}{\text{タンクの固有周期}} = \frac{10-20 \text{ sec}}{3.57 \text{ sec}})$ $(\text{同左} = \frac{1.43 \text{ sec} \sim 2.86 \text{ sec}}{0.51 \text{ sec}})$

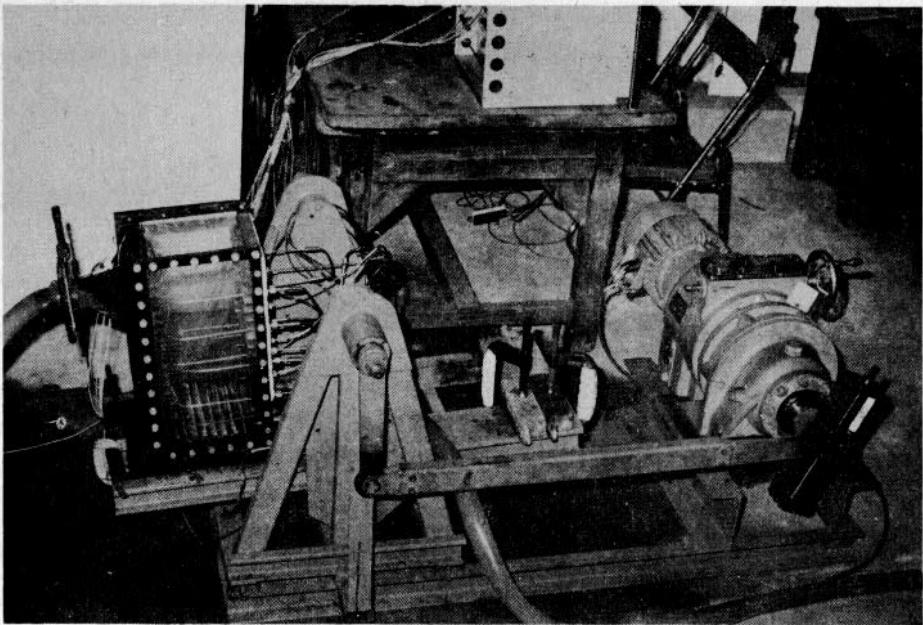
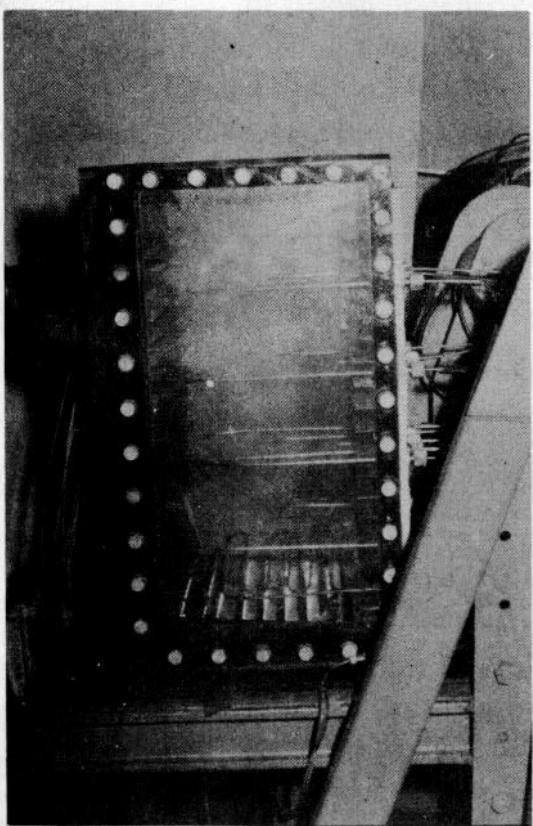
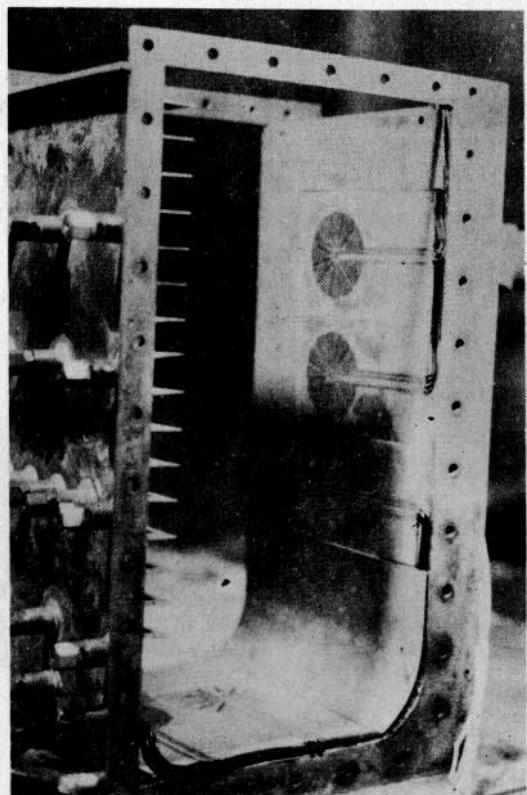


図 3.16 タンク模型実験装置



(a)

図 3.17 タンク模型



(b)

	実 船	模 型
(e) 油 の 種 類 (レイノルズ数 をあわせる)	<p>B, C 重油</p> $\nu = 0.504 \text{ m/h} = 1.40 \text{ cm}^2/\text{s}$ $\nu = 4.36 \text{ m/h} = 20.4 \text{ cm}^2/\text{s}$ $(\text{at } 30^\circ\text{C})$ $Pr = (1.9 \sim 30.4) \times 10^3$ $\frac{Re_m}{Re_s} = \frac{\frac{2\pi S_m \ell_m}{T_m \nu_m}}{\frac{2\pi S_s \ell_s}{T_s \nu_s}} = \frac{S_m \ell_m}{S_s \ell_s} \frac{T_s \nu_s}{T_m \nu_m} = 1$ $\nu_m = \nu_s \left( \frac{\ell_m}{\ell_s} \right)^2 \frac{T_s}{T_m}$ $= \nu_s \left( \frac{1}{50} \right)^2 \cdot \sqrt{50}$ $= 0.28 \times 10^{-2} \nu_s$	<p>水, エチレングリコール</p> <p>灯油</p> <p>実船に対応する <math>\nu</math></p> $= 0.39 \sim 3.39 \times 10^{-2} \text{ cm}^2/\text{s}$ <p>水 : (<math>60^\circ</math>) <math>0.48 \times 10^{-2} \text{ cm}^2/\text{s}</math> (<math>30^\circ</math>) 0.80</p> <p>灯油 : (<math>40^\circ</math>) 1.37</p> <p>エチレングリコール : (<math>60^\circ</math>) 4.86</p> <p>オシジナ油 : (<math>40^\circ</math>) 1.27</p>

### (3) 測 定 量

#### 測定点

- |  |                         |               |
|--|-------------------------|---------------|
| (i) 流動状態観察                             | (シャドウグラフ法)              |               |
| (ii) 側外板, 底外板からの熱流束 (ヒート・フロー・メータ)      |                         | 5<br>(内 1点破損) |
| (iii) 側外板, 底外板の温度 (銅・コンスタンタン (CC) 热電対) |                         | 8             |
| (iv) タンク内油温度                           | (Aeropak CC 热電対)        | 17            |
| (v) 動搖周期 角度                            | (分度器, ストッブウォッチ)         | 1             |
| (vi) 冷却水流量, 温度                         | (定量ばけつ, Aeropak CC 热電対) | 2             |
| (vii) ヒート電圧, 電流                        | (電圧計, 電流計)              | 1             |

### (4) 実験装置

実験装置の全景を図 3.1.6 に示す。1/50 タンク模型 ( $400 \times 200 \times 200 \text{ mm}$ ) は動搖台の上で、実船のサイドタンクと同じ位置にセットされる。動搖台に無段変速モータとクラランク機構により任意の振巾、周期で動搖できる。図 3.1.7 は模型タンクの全景である。(a)は外見図で、2 板の側板はアクリル板で作られ内部の液体の動きを観察できる。(b)は2枚重ねの外板の内側の板をはずして、ヒート・フローメータの取つけの様子を示したものである。模型タンクの断面図を図 3.1.8 に示す。タンクの冷却水ジャケット側の側外板、底外板は2枚の真ちゅう板 (厚さ 1 mm) からなっている。この2枚の板の間にヒート・フローメータをはさみ、熱流束を測定する。測定点は図中の (1)～(5) で示される。内側の外板 (実験液体側) の裏表にみぞをほり表面温度 ( $\theta_h$ ) 測定用の 2 対の銅・コンスタンタン熱電対を (1), (2), (4), (5) の表面に 4 組とりつけた。

図中の点 1～15 は実験液体温度測定用の銅・コンスタンタン熱電対の位置を示す。

2 板の側板はアクリル板で作られ内部の液体の動きを観察できる。

### (5) 実験 液 体

実験液体としては水、灯油、エチレングリコールを選んだ。参考のため図 3.1.9 にエチレングリコールの物性値を示す。灯油の物性値は図 3.1.1 および表 3.2 に示してある。

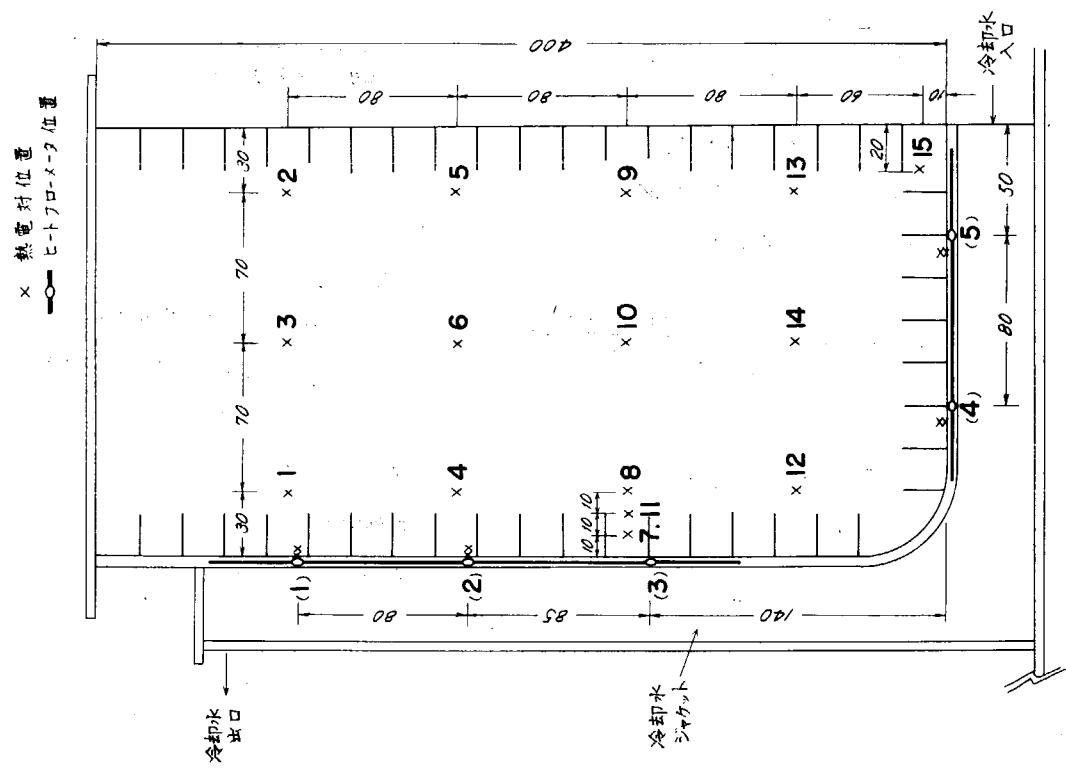


図 3.18 温度、ヒートフローメータ測定位置

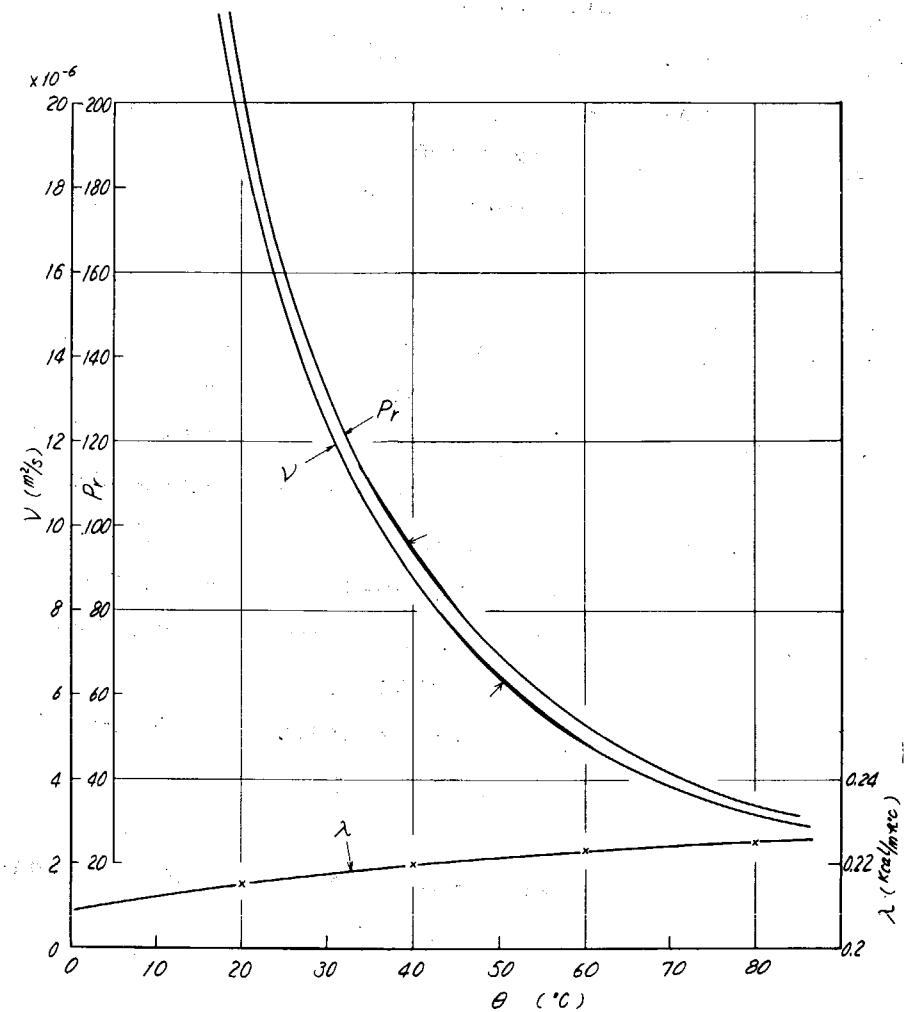


図 3.19 エチレングリコールの物性値

### 3.4.2 観察実験

タンク中の液体の動きを知るため

図3.20に示すようなシャドウグラフ装置を使用した。図3.21は16mmシネより転写した流れの様子である。(a)は自然対流のみの場合、(b)は動搖のある場合である。

また、固体粒子をトレーサにして液体の動きを測定した結果が、先に示した図3.4である。

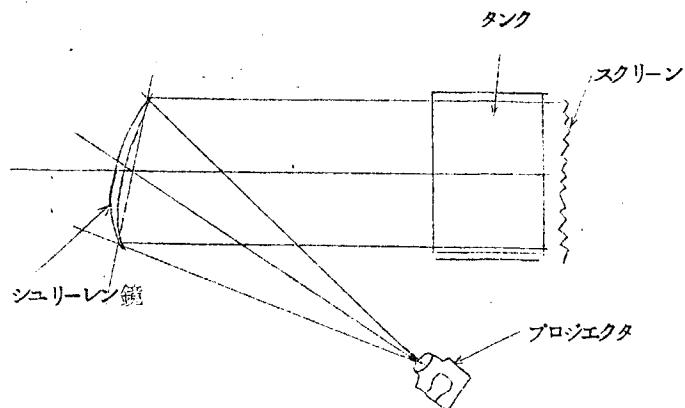


図3.20

### 3.4.3 伝熱実験

#### (1) 動搖の諸影響

図3.22, 23, 24に自然放熱を60分した後、動搖角度  $\theta = 5^\circ$ 、周期  $T = 2.86\text{ sec}$  で動搖させた場合の各部温度、熱流束、熱伝達率をそれぞれ示す。この時熱伝達率の計算に使用する流体温度はそれぞれ次の点を選んだ。

ヒートフローメータ	(1)	熱電対	1
タ	(2)	タ	4
タ	(3)	破損	
タ	(4)	熱電対	12
タ	(5)	タ	13

##### (a) 自然放熱時

- (i) 流体温度は上下方向には大きくかわるが、水平方向にはほぼ一致している。
- (ii) 側外板での  $\alpha$  は垂直平板の自然対流式の値にほぼ一致する。
- (iii) スチフナのフィン効果は小さい。
- (iv) 底外板での  $\alpha$  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得た値にはほぼ一致する。

##### (b) 動搖時

- (i) タンク内の温度が急激に一様になる。
- (ii) 热流束、熱伝達率はいずれも増加する。ことに底外板での増加がいちじるしい。

これらのこととは日興丸による実船実験(本報告第4章参照)にも見られたことで興味深い。

##### (2) 热伝達率の増加量

###### (a) 動搖条件

実験流体 水、灯油、エチレングリコール

動搖振幅  $5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$

動搖周期  $1.453\text{ sec}, 2.86\text{ sec}$  を主に、他に3点程度

###### (b) 実験結果

###### (i) 側外板

側外板については実験値( $Nu_f$ )から自然対流伝熱分( $Nu_0$ )を差引き、その差( $\Delta Nu$ )を動搖による増

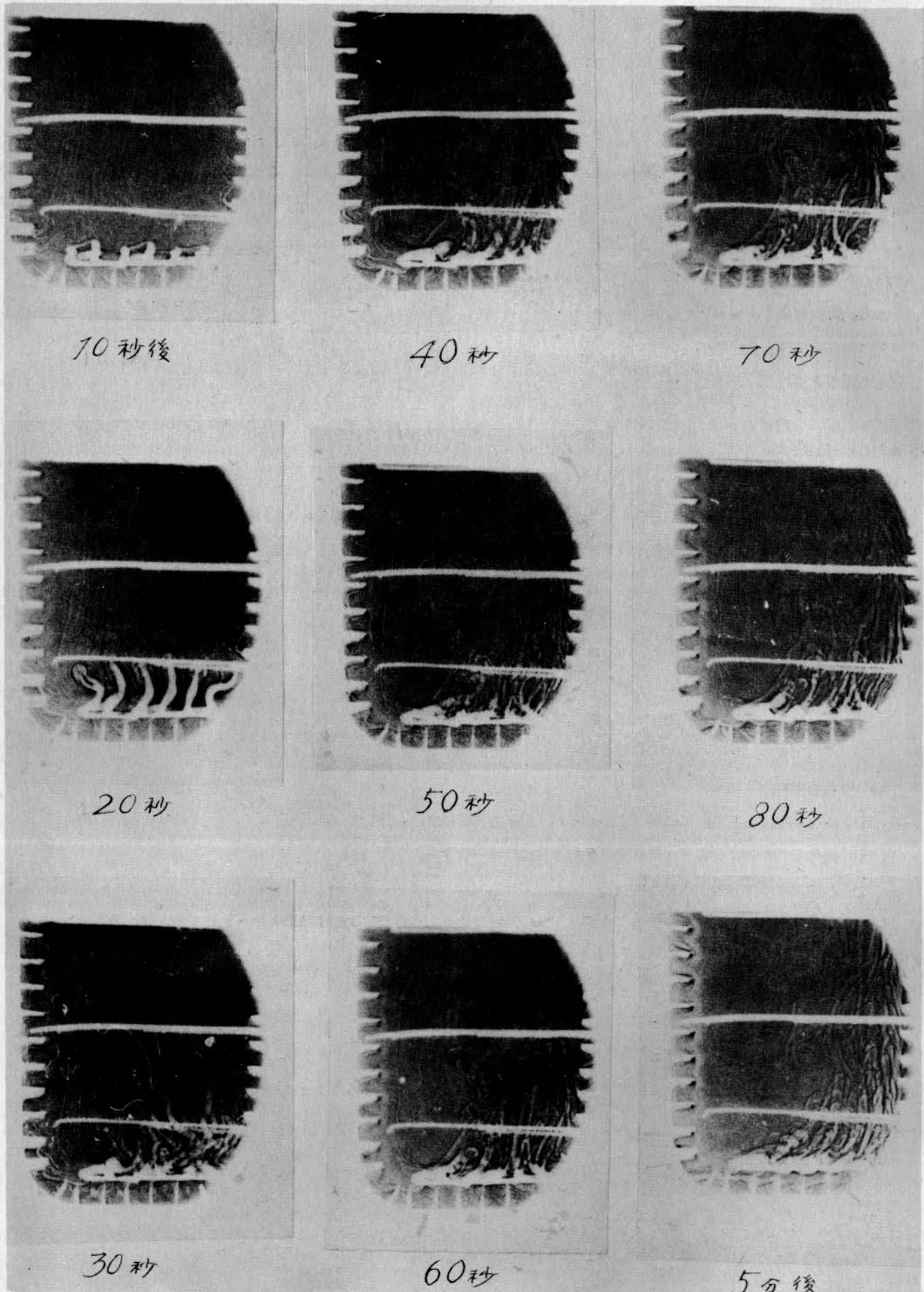


図3.21 タンク内の流れ  
(a) 自然対流

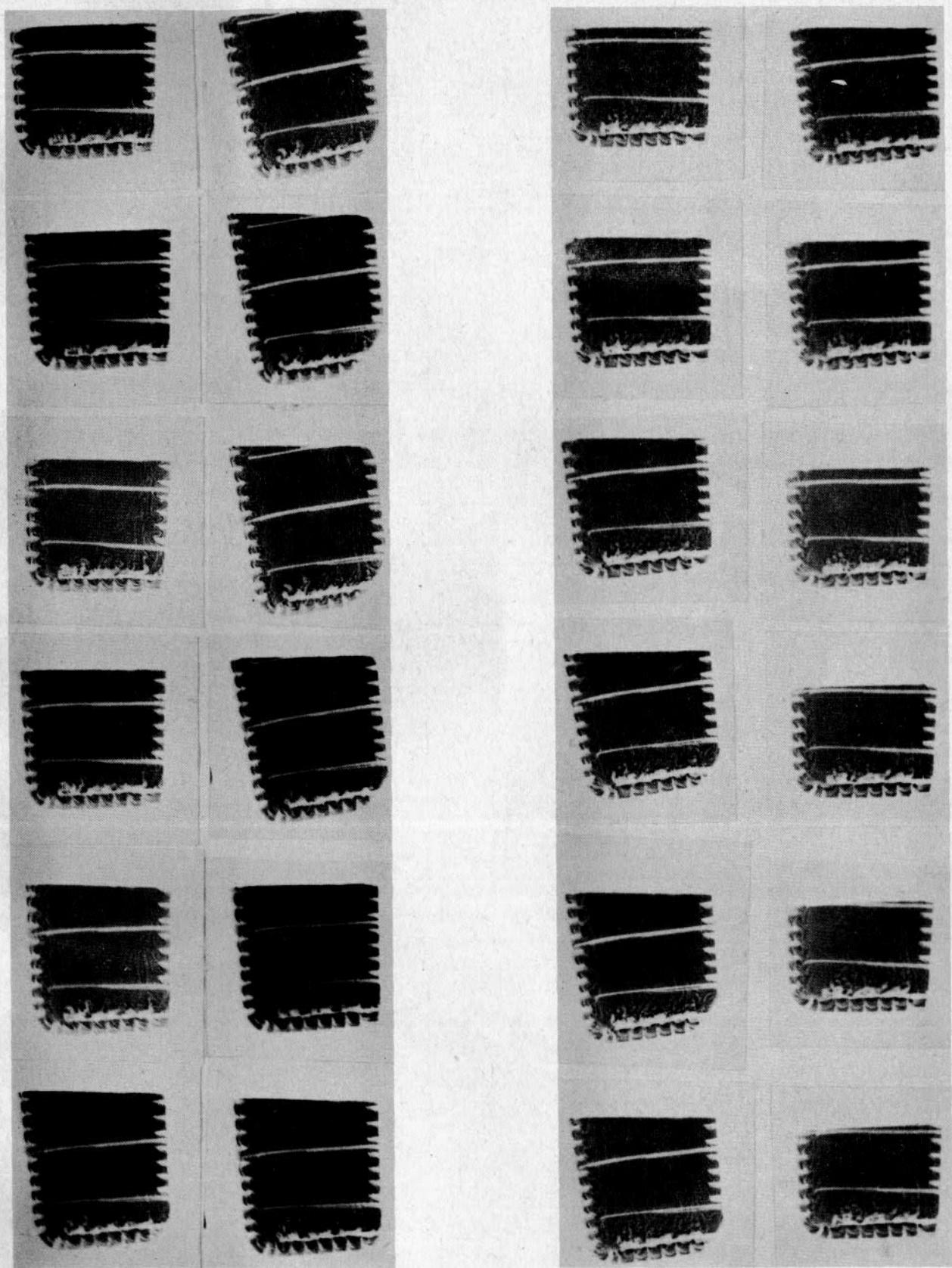


図3.21 タンク内の流れ

$\theta = 5^\circ$ ,  $t = 1.43 \text{ sec}$

(b) 強制動搖(1周期分)

$\theta = 5^\circ$ ,  $t = 2.86 \text{ sec}$

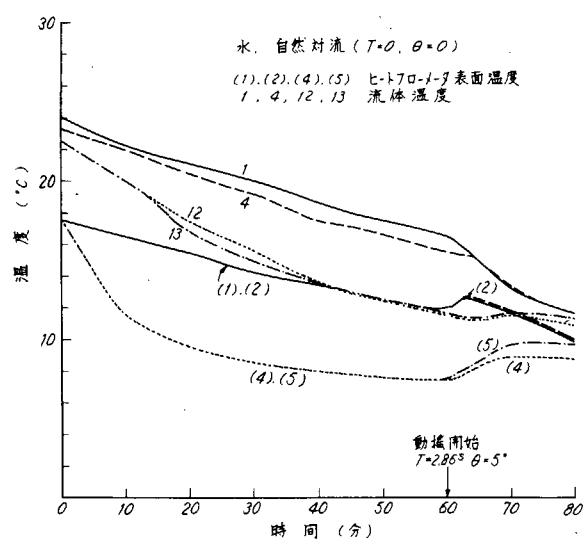


図 3.22

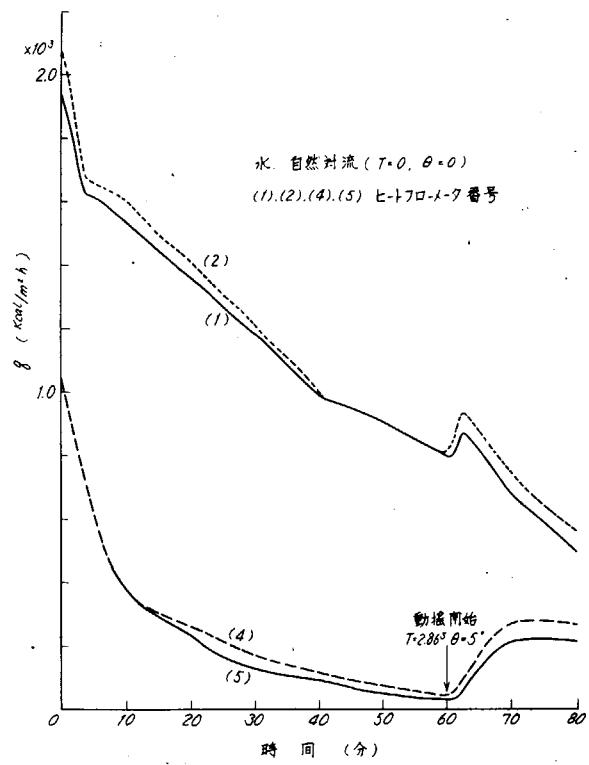


図 3.23

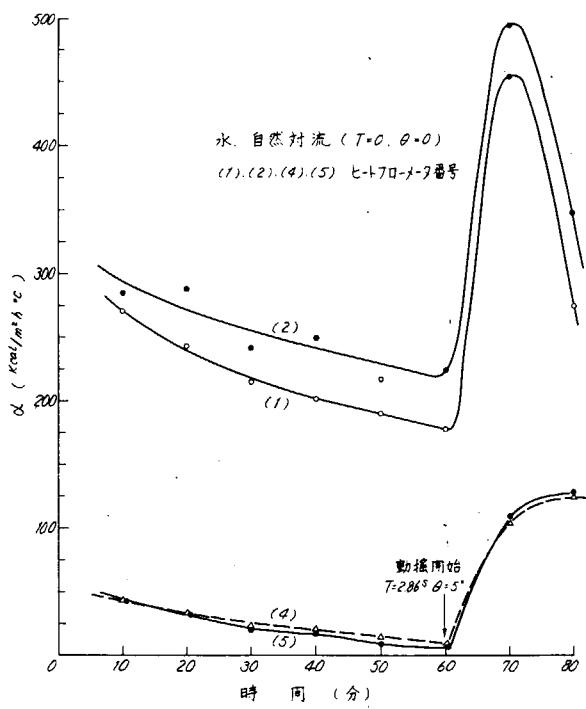


図 3.24

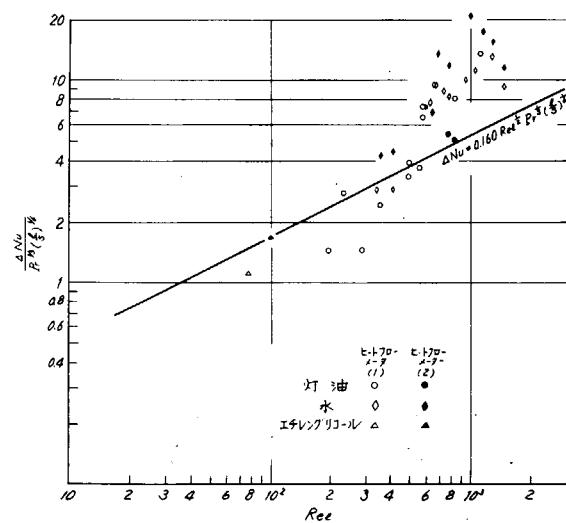


図 3.25

加分としている。結果を図3.2.5に示す。式(3.2.1)に従つて横軸に $Re\ell$ 、縦軸に $\Delta Nu/\Pr^{1/3}(\frac{\ell}{s})^{1/6}$ を取る。

理論式は式(3.1.0)、(3.2.2)より

$$\begin{aligned}\Delta Nu \ell &= 0.135 \times \sqrt[8]{1.68} Re\ell^{1/2} \Pr^{1/3} \left(\frac{\ell}{s}\right)^{1/6} \\ &= 0.160 Re\ell^{1/2} \Pr^{1/3} \left(\frac{\ell}{s}\right)^{1/6} \\ \text{ただし } Re\ell &= \frac{b\theta \ell}{\nu} = \frac{2\pi b\theta \ell}{T\nu}, \quad S = b\theta\end{aligned}\quad (3.2.3)$$

### (ii) 底外板

底外板については自然対流による伝熱がないので、実験値をそのまま無次元表示して図3.2.6に示す。

図中の実線は式(3.1.0)、(3.2.2)より求めたもので、次式で与えられる。

$$\begin{aligned}\Delta Nu \ell &= 0.135 \times \sqrt[8]{1.03} Re\ell^{1/2} \Pr^{1/3} \left(\frac{\ell}{s}\right)^{1/6} \\ &= 0.136 Re\ell^{1/2} \Pr^{1/3} \left(\frac{\ell}{s}\right)^{1/6}\end{aligned}\quad (3.2.4)$$

### (iii) 考察

側外板、底外板とも $Re\ell < 500$

では、実験点は理論式に合っているが、 $Re\ell > 500$ では実験値は急激に大きくなり、理論式の2倍程度になる。この増加の原因は不明であるが、乱れが増加し流れまたは伝熱の様子が変化したとも考えられる。

式(3.2.3)、(3.2.4)の適用範囲を $Re\ell < 500$ として、実船の動揺角度を考えると、表3.3のようになる。

加熱が必要な原油の粘度がかなり高いことを考えると、普通の動揺に対する式(3.2.3)、(3.2.4)が使用できそうである。

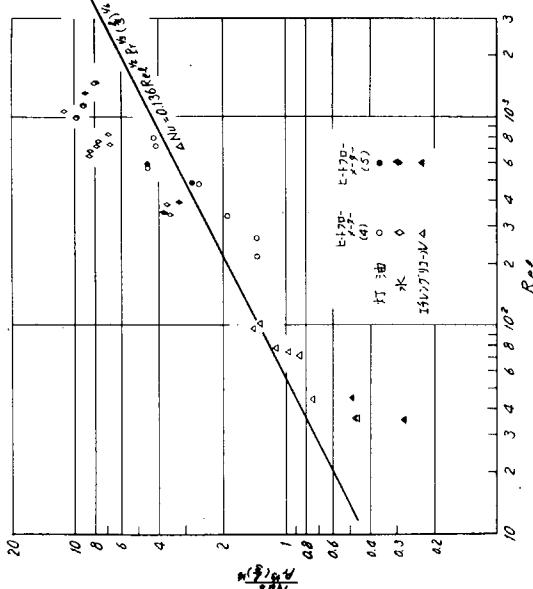


図3.2.6

表3.3

	$\nu \times 10^{-4} \text{ m/s}$	B m	$\ell \text{ m}$	T sec	$\theta \text{ deg}$
B 重油(30°C)	1.40	1.0	1	1.0	1.7
C 重油(40°C)	20.4	1.0	1	♦	18.6
本研究部会研究油(50°C)	2.59	7.41	0.75	♦	4.2

(a) タンク模型実験の実験式

ここでタンク模型実験の結果について実験値全体に合うように実験式を作ると次のようになる。ここでは単純に側外板と底外板で同じ式が使えるものとした。

$$\Delta N_u = 0.34 Re_s^{0.5} Pr^{0.5} \quad (3.25)$$

$$\Delta N_u = \Delta \alpha \ell / \lambda$$

$$Re_s = u_w S / \nu = b \theta S / \nu = 2 \pi b^2 \theta^3 / (T \nu)$$

式(3.25)と実験値の比較を図3.27, 図3.28に示す。

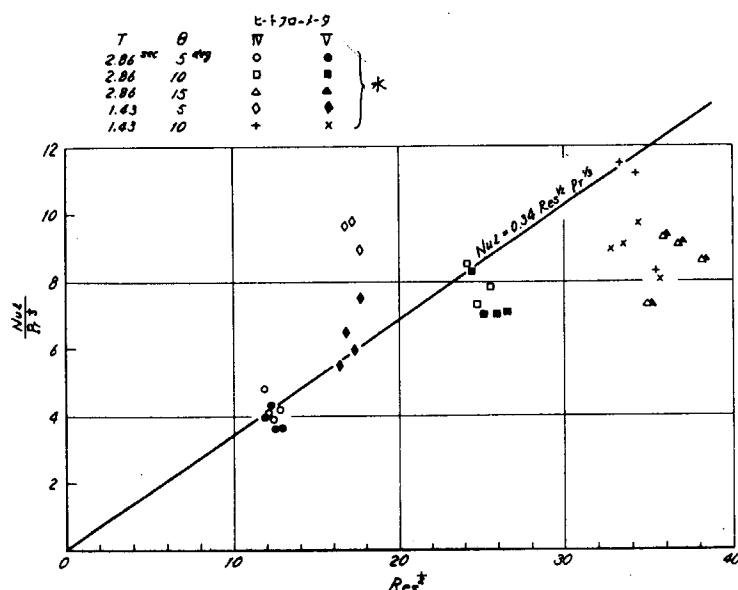


図3.27 側外板の伝熱増加

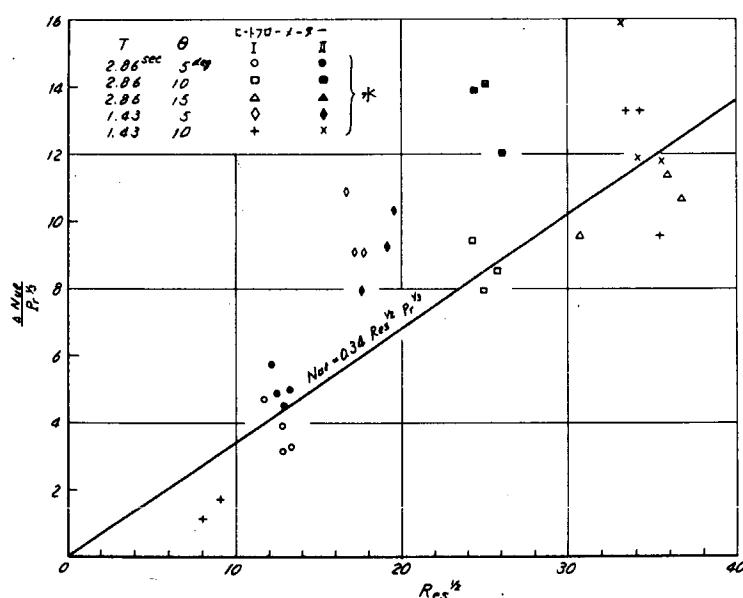


図3.28 底外板の伝熱増加

### 3.5 実船における動揺の影響

#### 3.5.1 実船実験の解析

本報告第4章に日興丸による実船実験の報告がのべられているが、おおよその傾向は模型タンク実験の結果と一致している。ここで底外板からの熱伝達率の増加について解析してみる。まず、原油の物性値として仮に $50^{\circ}\text{C}$ の値をとる。

$$\nu = 25.85 \times 10^{-6} \text{ m/s}, \quad C_p = 0.489 \text{ Kcal/kg}, \quad \tau = 8.69 \text{ kg/m}, \quad \lambda = 0.132 \text{ Kcal/m h}^{\circ}\text{C}, \quad Pr = 2.970$$

とする。

また、動揺片振巾 $2^{\circ}$ 、周期 $10\text{ sec}$  とするとローリングによる動揺距離は、タンク巾 $2b = 7.41\text{m}$  より。

$$S = \frac{\theta}{57.3^{\circ}} \times \frac{b}{2} = \frac{2^{\circ}}{57.3^{\circ}} \times \frac{7.41}{2} = 0.129 \text{ m}$$

$$Re \ell = \frac{2\pi}{T} S \frac{\ell}{\nu} = 234$$

$$Re \ell^{1/2} = 15.3$$

式(3.24)より

$$\Delta Nu = 0.136 \times 15.3 \times 29.70^{1/2} = 40.0$$

$$\Delta \alpha = \frac{40.0 \times 0.132}{0.75} = 7.1 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}^{\circ}\text{C}$$

一方、実船実験に使用した原油は流動点  $\theta_{\text{free}} = 47.5^{\circ}\text{C}$  であるので、外板についた凝固層の表面が真の伝熱面であるとして解析しなければならない。実験結果によると動揺時の熱流束は  $q = 100 \sim 150 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}$  であり、温度差  $\theta_b - 47.5^{\circ} = 5^{\circ} \sim 15^{\circ}$  であるので底外板の熱伝達率は

$$\alpha = \frac{100 \sim 150}{5^{\circ} \sim 15^{\circ}} = 20 \sim 10 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}^{\circ}\text{C}$$

底外板では自然対流の影響はないので $\Delta \alpha$ をそのまま $\alpha$ と考えてよい。

実船実験時の動揺角度は $1^{\circ} \sim 4^{\circ}$  であるので、実船実験時の熱伝達率の増加は動揺による影響であるといつてよさそうである。

なお式(3.25)を使っても、ほぼ同じ数値が得られる。(第4章参照)

#### 3.5.2 動揺による熱伝達率の増加量の推定方法

##### (1) 使用式

式(3.25)より

$$\Delta Nu \ell = 0.34 Re^{1/2} Pr^{1/3}$$

$$\Delta Nu \ell = \frac{\Delta \alpha \ell}{\lambda}, \quad Re = \frac{U_w S}{\nu} = \frac{B \dot{\theta} S}{2 \nu} = \frac{\pi B^2 \dot{\theta}^2}{2 T \nu}$$

$\Delta \alpha$  : 動揺による熱伝達率の増加 ( $\text{Kcal/m}^2 \text{ h}^{\circ}\text{C}$ )

$\ell$  : スチフナ間隔 ( $m$ )

$\lambda$  : 油の熱伝導率 ( $\text{Kcal/m h}^{\circ}\text{C}$ )

$\dot{\theta}$  : 動揺角度 (radian)

$S$  : 動揺振巾 ( $m$ )

$U_w$  : 動搖速度 ( $m/s$ )

$\nu$  : 油の動粘性係数 ( $m^2/s$ )

$B$  : タンク巾 ( $m$ )

$T$  : 動搖周期 ( $s$ )

上式を書きかえると

$$\begin{aligned}\Delta \alpha &= 0.34 \left( \frac{\pi B^2 \Theta^2}{2T\nu} \right)^{1/2} Pr^{1/3} \cdot \frac{\lambda}{\ell} \\ &= 7.42 \times 10^{-3} \frac{Pr^{1/3} \lambda}{(T\nu)^{1/2}} \frac{B \Theta}{\ell} \quad (3.26)\end{aligned}$$

$\Theta$  : 動搖角度 (deg.)

#### (2) 油の物性値

表 3.4

	$\nu$ $m^2/s$	$C_p$ $Kcal/kg^\circ C$	$r$ $kg/m^3$	$\lambda$ $Kcal/m h^\circ C$	Pr
B 重油 (at 30°C)	$1.40 \times 10^{-4}$	0.445	900	0.106	1904
C 重油 (at 30°C)	$2.04 \times 10^{-4}$	✓	✓	✓	27700
本研究部会実船実験油 (at 50°C)	$2.59 \times 10^{-4}$	0.489	869	0.132	2970

#### (3) 計算結果

$$\Delta \alpha = C \cdot \frac{B \Theta}{\ell} \quad \Theta: (\text{deg.}) \quad B, \ell: (m)$$

とした時のCの値 (表 3.5)

表 3.5

	$T = 10 \text{ sec}$	$T = 20 \text{ sec}$
B 重油 (30°C)	0.260	0.184
C 重油 (30°C)	0.172	0.122
本研究部会実船実験油 (50°C)	0.277	0.196

#### (4) 概算値

表 3.5 のCの平均的な値として  $C = 0.2$  をとる。

$$\text{実船の要目を } \begin{cases} B = 10 \text{ m} \\ \ell = 1 \text{ m} \end{cases}$$

として

$\Theta$	$\Delta \alpha$
1°	2 $Kcal/m^2 h^\circ C$
2°	4
5°	10

## 4. 実 船 実 験

実船実験は日興丸(東京タンカー)を供試船として提供いただきインドネシア～横浜間の航路において昭和43年4月に実施し成功裡に終了した。

実験においては熱電対による荷油タンク内各部の温度分布と本研究部会で開発したヒートフローメータによる船体貫流熱量を中心に蒸気流量、海象、気象その他を計測した。

これらの実船計測結果は42年度大型模型実験および43年度の動搖影響の両結果により合理的に解析できることが明らかになつた。

結果をとりまとめると次のとおりである。

なお同表には比較のため他実験結果を一括して示す。

### ◎ 热貫流率 ( $\text{Kcal}/m^2 \text{h}^\circ\text{C}$ )

実験者 項目	本研究部会 結論	本研究部会 実船計測結果	本研究部会 模型実験結果	B.S.R.A (実船計測) (イギリス)	T.N.O.R.S (実船計測) (オランダ)	従来値
油の種類	スマトラ 高流動点原油	C重油 (1,2号相当)	南米ペネズエラ 原油	C重油 (3,4号相当)		
比重 50°C		0.869	0.922	0.956/0.968 (第1回テスト/ 第2回テスト)	0.956	
粘度 stokes 50°C		0.26	1.3	~9.0/~6.2 (第1回テスト/ 第2回テスト)	4.3	
甲板(油-大気)	5	-3~8	—	7.3	1.44/5 (全計測/2晩)	8
船側外板 (油-海水-大気)	1.5	11~16	1.5	16.1	1.5	吃水線上 8 吃水線下 2.5
船底外板 (油-海水)	4	1~6	4	7.3	2.36	2.5
隔壁 (油-倉内空気)	4	2~5	—	3.9	4.05	5
流動点 °C		47.5	10以下	0以下	1.5以下	

タンク内油温は側外板のごく近傍および船底外板附近を除いて一様である。

側外板における熱貫流率は前述のように模型実験で検討した理論式と動搖の影響の研究結果 得られた実験式とかから推定できることが明らかになつた。

搭載原油は流動点が高く海水に接する外板の内面には凝固層が生成しているものと推定できる。

船底外板の熱貫流率はこの凝固層を含む静止油層の熱伝導に支配され、動搖の影響は加熱時に顕著に現われることがわかつた。

タンク内熱収支は冷却時および加熱時ともに計測誤差範囲内で一致する。

## 4.1 実験の概要

### 4.1.1 実験船および実験期間等

(1) 供試船 日興丸 東京タンカー株所属

長さ	192.3 m
巾	26.8 m
深さ	13.7 m
載貨重量	32.847 D/W TON

(2) 実験航路および積油

インドネシアバリックババンから横浜間の東南アジア、太平洋航路、スマトラ高流動点原油

(3) 実験期間

昭和43年4月1日より4月7日まで、7日間

(4) 計測要員

九州大学

日立造船(株) 技術研究所

三菱重工業(株) 長崎造船所

より各1名乗船して計測した。

(5) 計測対象タンク (No.5左舷タンク)

本船タンク配置およびその寸法を図4.1に示す。

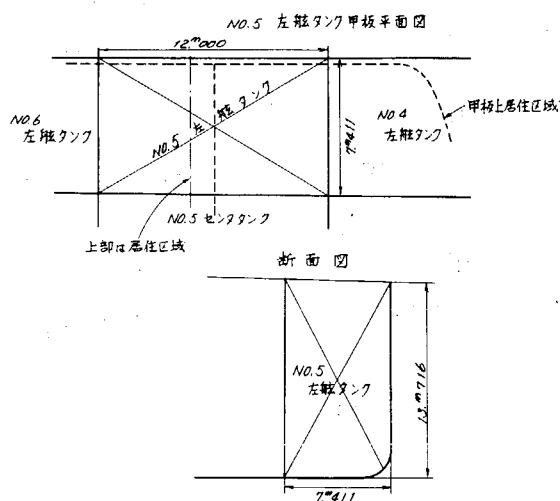
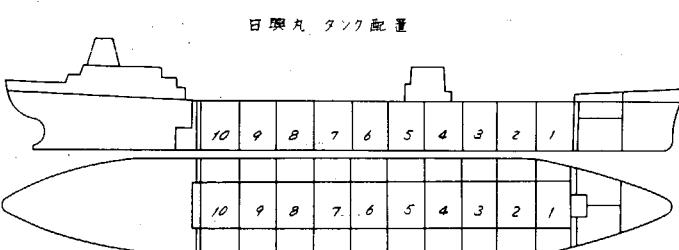


図4.1 日興丸タンク配置およびNo.5左舷タンク概略寸法

#### 4.1.2 計測項目

##### (1) 本船状態および気象

船の速力、針路、位置その他の本船状態はすべて本船側ログブックより転記。日射、風力、風速、天候等の気象状態はすべて目視観測による記録を行なつた。

また、波高、波長、対船波向も参考値として目視観測した。

船の動揺は振子式ローリング計で計測し、ピッチングは周期のみ計測した。

##### (2) 溫度および熱流束

###### (a) タンク内油の温度分布

加熱油のタンク内対流状況、タンク内油温の上昇状況、外板近傍油の温度分布、タンク内平均温度の取り方その他を確認するため、本船 $\#5$ 左舷荷油タンク内に銅-コンスタンタン熱電対 27点を配備して温度変化を計測した。

###### (b) タンク内構造物表面温度

フレーム、その他の船体構造物が伝熱現象に及ぼすフィン効果、その他を確認するため $\#5$ 左舷タンク、船底、船側、油密隔壁、甲板裏のフレーム鋼板に計 21 点の銅-コンスタンタン熱電対を配置した。

###### (c) ヒートフローメータ表面温度

貢流熱量から熱伝達率、熱貢流率を計算するため、 $\#5$ 左舷タンクに配置された計 11 枚のヒートフローメータの表面温度を銅-コンスタンタン熱電対で計測した。

###### (d) ヒーティングコイル表面温度

ヒーティングコイル表面温度の分布をみるために $\#5$ 左舷タンク内の約 200m のコイルに計 8 点の銅-コンスタンタン熱電対を配置した。

###### (e) 外気温度

荷油タンクより、大気へ放出される熱量を解析するため、 $\#5$ 左舷タンク甲板上の温度を銅-コンスタンタン熱電対によつて計測した。なお別途、プリツジデツキのアルコール温度計による目視計測も合せて行なつた。

###### (f) 蒸気およびドレン温度

荷油タンク内の熱収支を確認するために $\#5$ 左舷タンク加熱蒸気入口温度および出口ドレン温度を銅-コンスタンタン熱電対で計測した。

なお、この 2 点は別途バイメタル式温度計を配置して目視計測も行なつた。

また機関室内のタンクヒーティング用蒸気ラインおよびドレンラインにもクロメル-アルメル熱電対を各 1 点配置して、温度計測を行なつた。

###### (g) 海水温度

荷油タンクより海水に放出される熱量を解析するため、本船主機冷却水ポンプ入口海水温度をエンジンモニタに指示される値から読み取り計測した。

なお本温度計検出端は抵抗温度計である。

###### (h) 隣接タンク内温度

本船 $\#6$ 左舷タンクは空タンクであった。

隔壁を通して隣接タンクへ逃げる熱の解析を行うために $\#6$ 左舷タンク内空気温度をアルコール温度計 2 本を配置して計測した。

###### (i) 热流束

船底船側、甲板および隔壁を通して荷油タンクから外部へ逃げる熱量を熱流束として計測するため本部会

で開発したヒートフローメータを計11枚が5左舷タンクに配置した。

以上のタンク内温度計およびヒートフローメータの配置は大きく7グループに分けた。

この実験結果、その他の検討に基いて、限られた点数で最も効果的な計測が行なえるよ、考慮した。

タンク内各グループの配置を図4.2に示す。各グループ内熱電対およびヒートフローメータの配置点を表4.1示す。

図中の記号は次のとおり； T：温度検出端， H：ヒートフローメータ， HT：ヒートフローメータ表面温度検出端。

1.1 グループ 船底外板附近の油温、構造物温度分布と熱流束の計測

各計測点の詳細配置を図4.3に示す。

1.2 グループ 船側外板吃水線下部

詳細配置を図4.4および図4.8に示す。

フレームの表面温度分布および熱流束は主としてロンジフレームを中心で計測しているがエプフレームも確認のため、数点計測した。

1.3 グループ 例外板吃水線上部

詳細配置を図4.5に示す。

1.4 グループ 油密隔壁。1.5 左舷タンクと1.6 左舷タンク(空タンク)の隔壁における熱流束の計測。

詳細配置を図4.6に示す。

1.5 グループ 甲板部

詳細配置を図4.7に示す。

甲板上において計測した蒸気およびドレン温度。

1.7 グループ タンク内平均油温の計測。

詳細配置を図4.8に示す。

ヒーティングコイルグループ  
1.5 左舷タンク内 21.5m 1系統 ヒーティングコイルの蒸気入口から130mの位置より10mごとに熱電対を配置、ヒーティングコイル蒸気のドレン化の状況を計測した。

詳細配置を図4.2に示す。

### (3) 蒸気流量、ドレン流量および圧力

荷油タンクより外部へ逃げる熱量の計測結果の確認のためにはタンク内熱収支を解析する必要がある。

タンク内入熱を正確に知るために、タンク入口蒸気の流量、温度、圧力、と出口ドレンの流量、温度、圧力の計測を行なつた。

### (4) 計測要領

熱電対による温度およびヒートフローメータによる貫流熱量はすべて打点式自記録計による約1分間隔の自動記録、その他の温度、圧力、流量等、目視観測またはゲージ等の目視記録はすべて2時間間隔で計測記録した。

ただし、蒸気、ドレン流量計は積算型であらかじめ瞬間流量値(約10分間)と平均流量値(約2時間)および全流量を計測した。

### (5) 計測装置

本実験に使用した主な計測装置は次のとおりである。

#### (a) 温度検出端

荷温タンク内各部温度、蒸気ドレン温度、大気温度はすべてシースタイブ銅-コンスタンタン熱電対(酸化

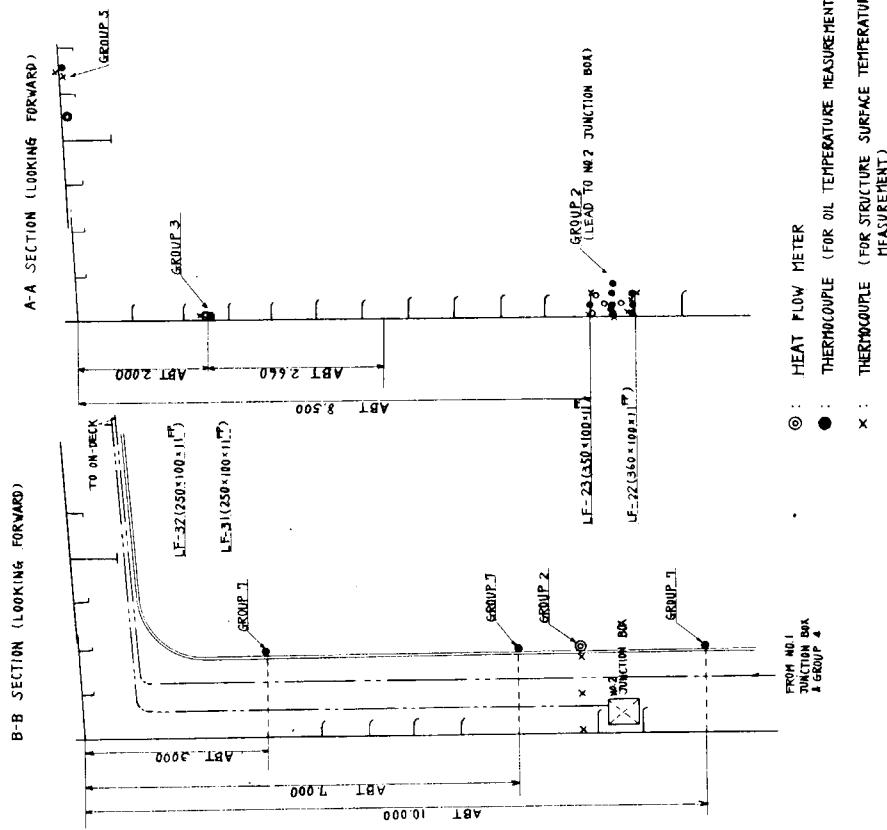
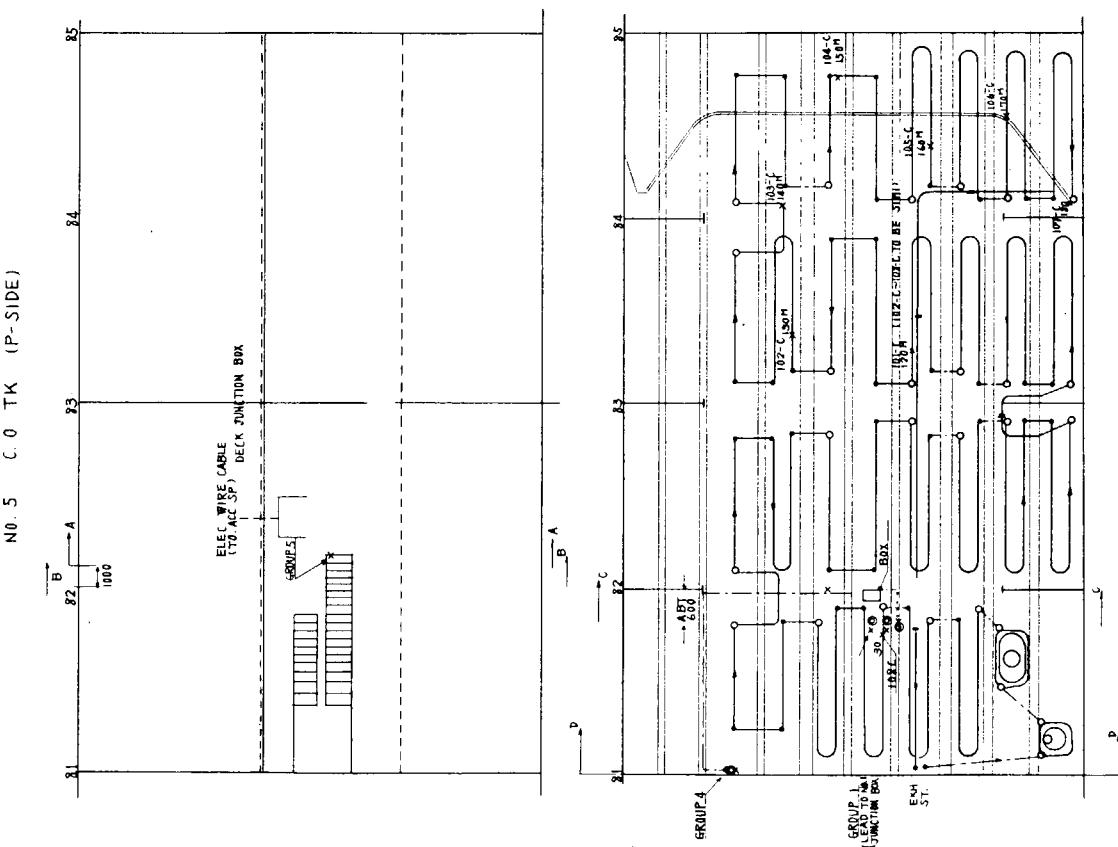


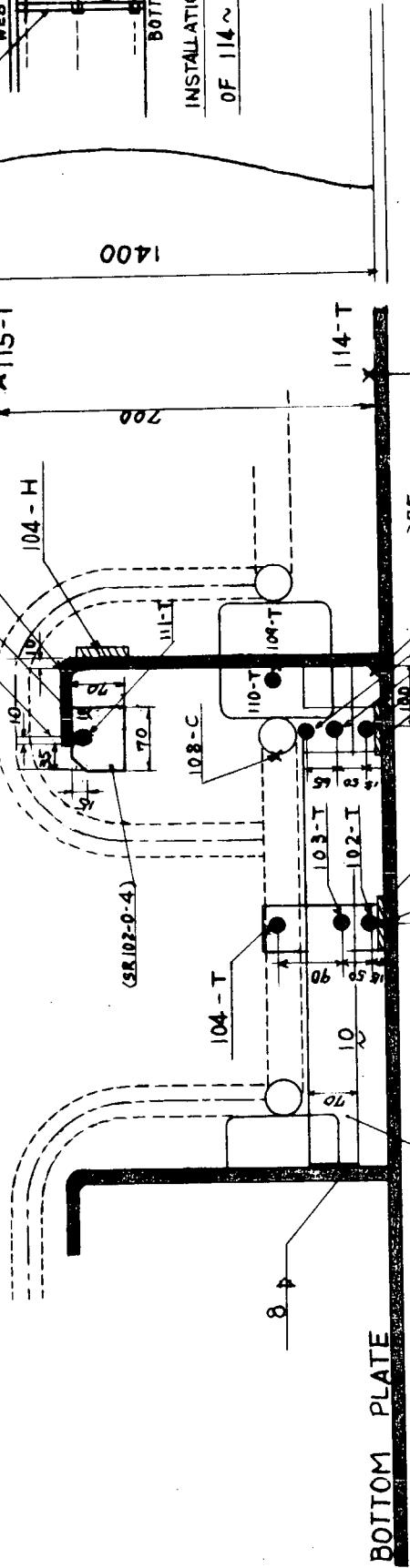
図 4.2 タンク内測定装置の配置

## C-C SECTION

SCALE : 1/10

B-B SECTION  
(BOTTOM)

## **o INSTALLATION DETAIL OF 113-T IS TO BE SIMILAR TO 112-T**



四月號

Technical drawing showing a cross-section of a structural component. The top part is labeled "WEB FACE" and has a dimension of "75 x 75 x 9 ANG". The bottom part is labeled "BOTTOM" and has a dimension of "114 T". A central vertical line is labeled "116 T". To the right, there is a table:

Part	Value
EL	115 T
SRWTF3-2	
EL	114 T

The word "INSTALLATION DETAIL" is written vertically along the right side of the drawing.

OF 114~116-T

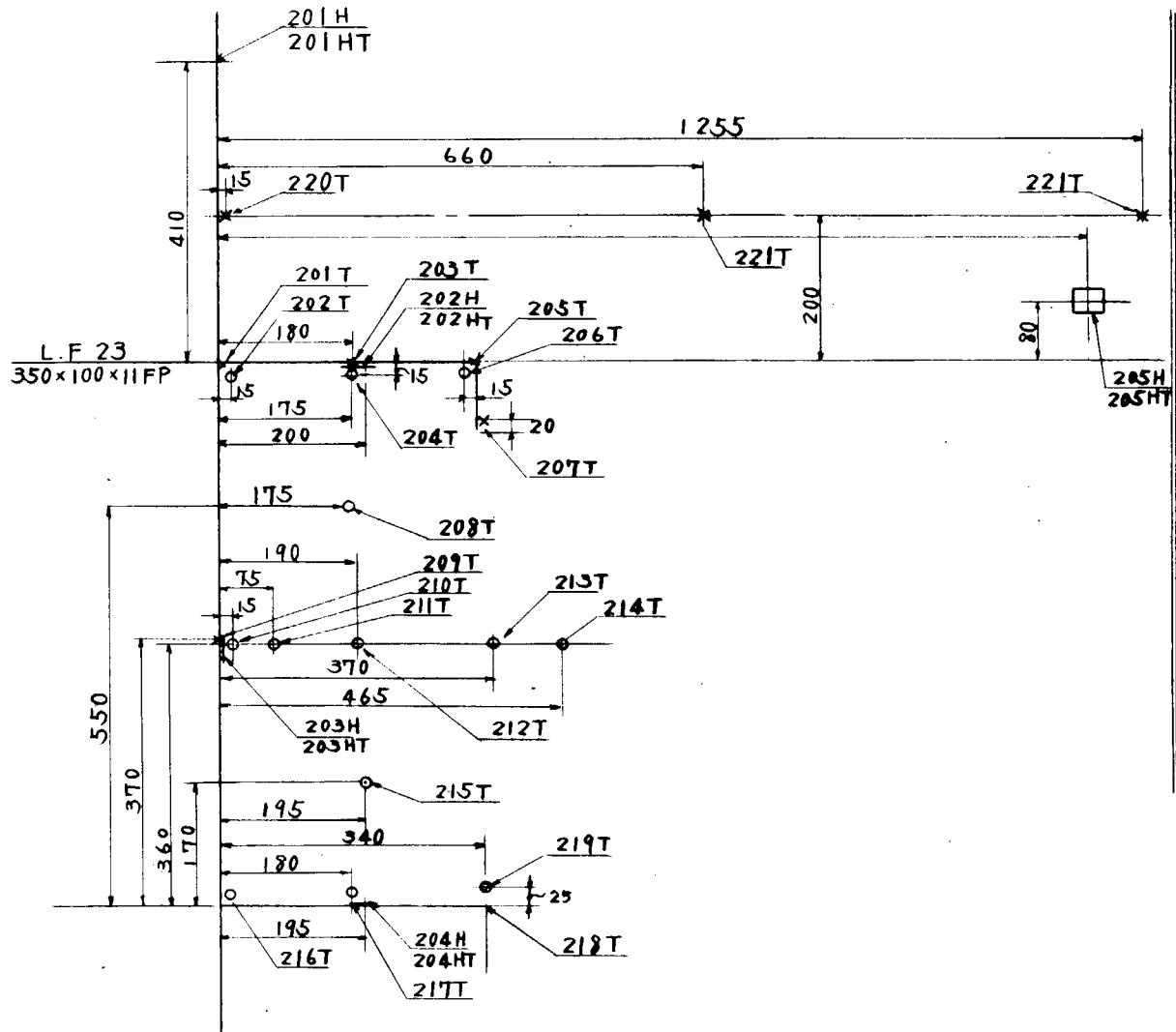


図 4.4 No.2 グループの配置

A-A SECTION  
(SIDE SHELL ABOVE L.W.L)

SCALE : 1/10

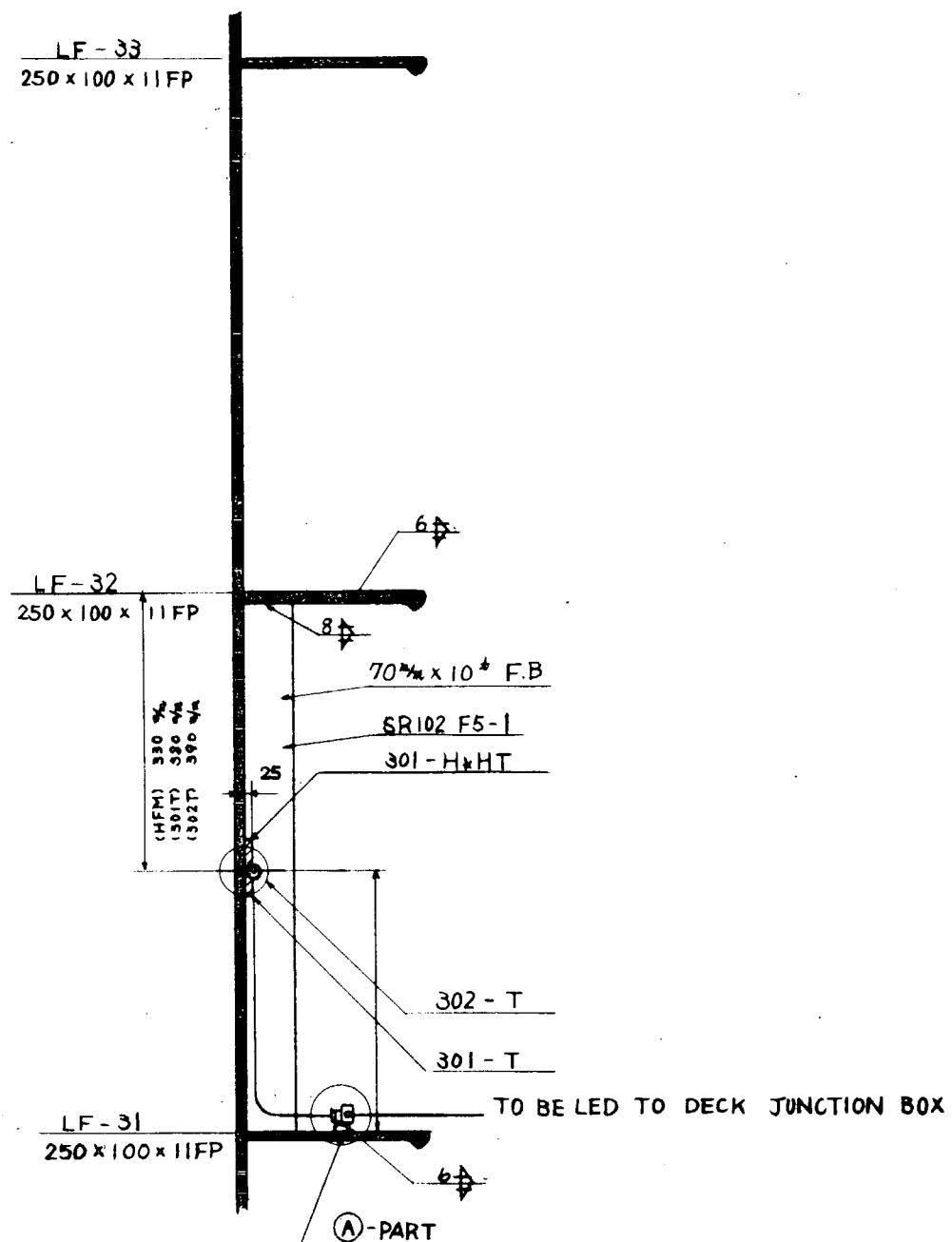
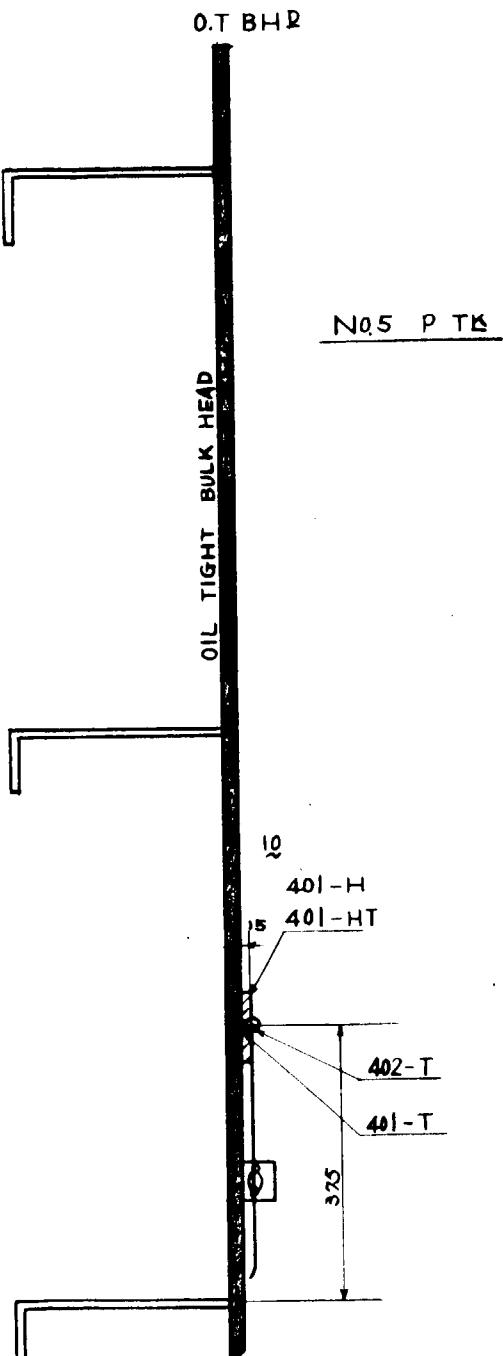


図4.5 №3 グループの配置

D-D SECTION  
(OIL TIGHT BHD.)

SCALE : 1/10



A-A SECTION

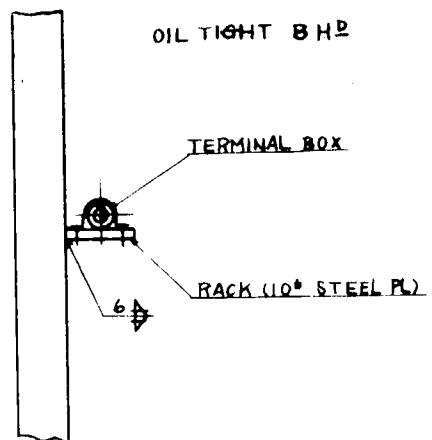
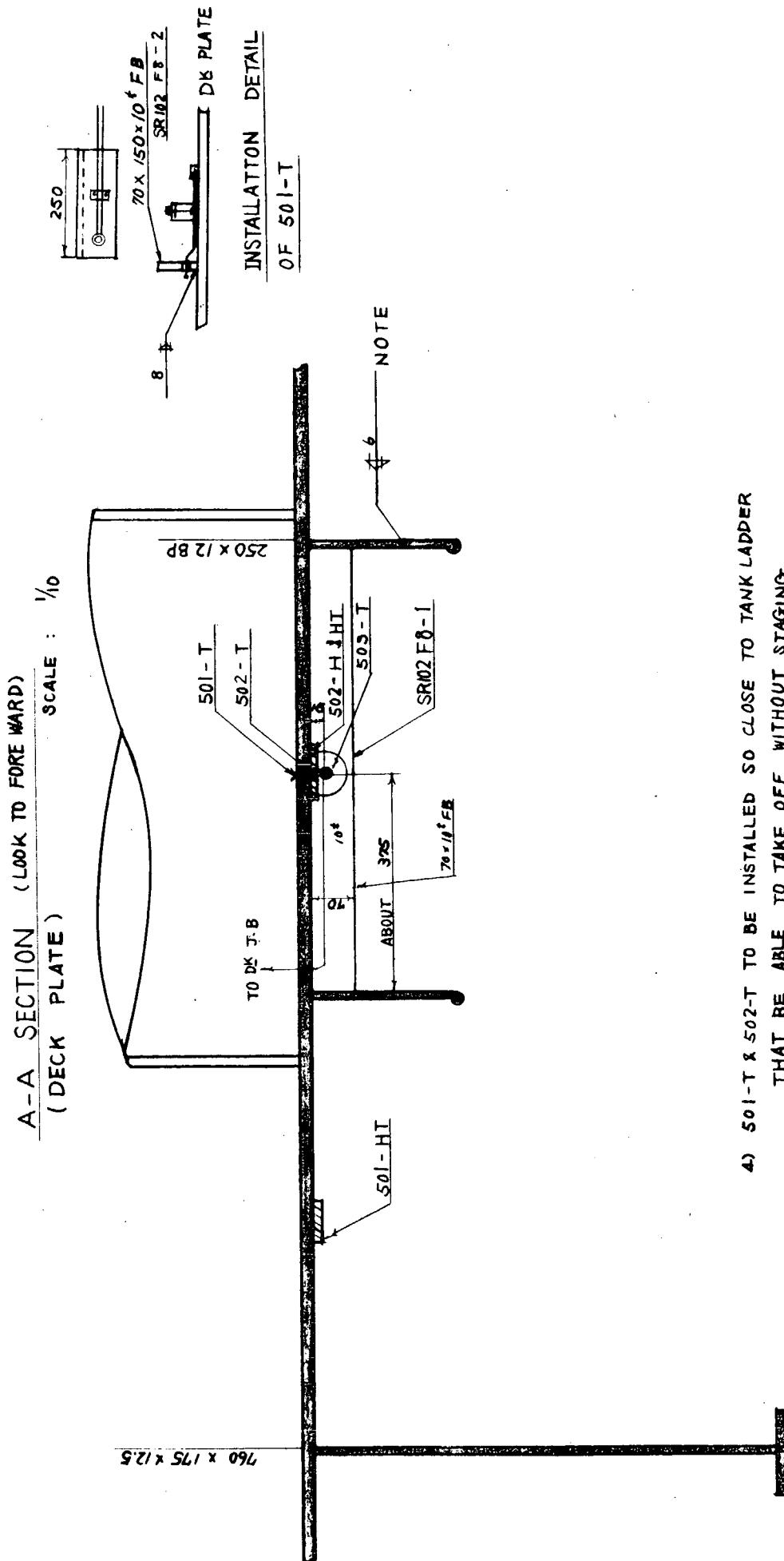


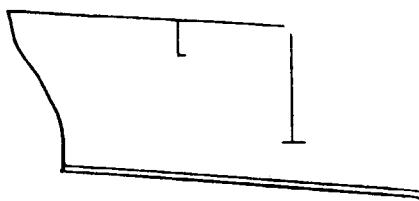
図4.6 №4 グループの配置



- 4) 501-T & 502-T TO BE INSTALLED SO CLOSE TO TANK LADDER THAT BE ABLE TO TAKE OFF WITHOUT STAGING

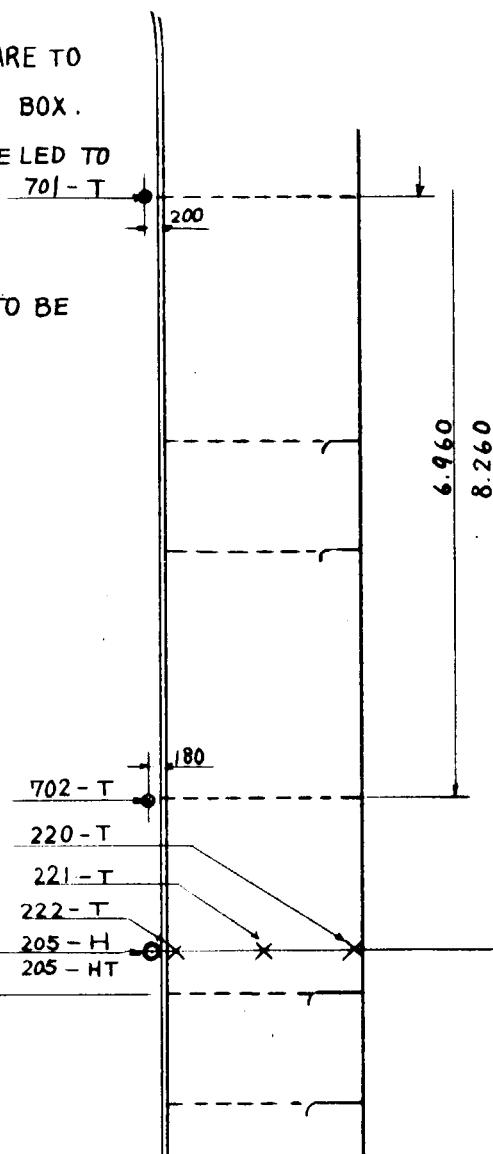
図 4.7 №5 グループの配管

D-D  
(NO. 82 WEB)

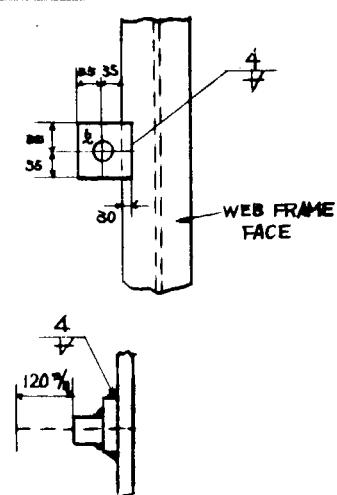


NOTE

- 1) ELECT CABLE FROM 702-T 703-T ARE TO BE LED TO NO.2 JUNCTION BOX.
- 2) ELECT CABLE FROM 701-T IS TO BE LED TO DECK JUNCTION BOX.  
Ⓐ-PART
- 3) INSTALLATION DETAIL IS TO BE SIMILAR TO 114~116-T



INSTALLATION DETAIL OF 701-T, 702-T & 703-T



INSTALLATION DETAIL OF TERMINAL BOX

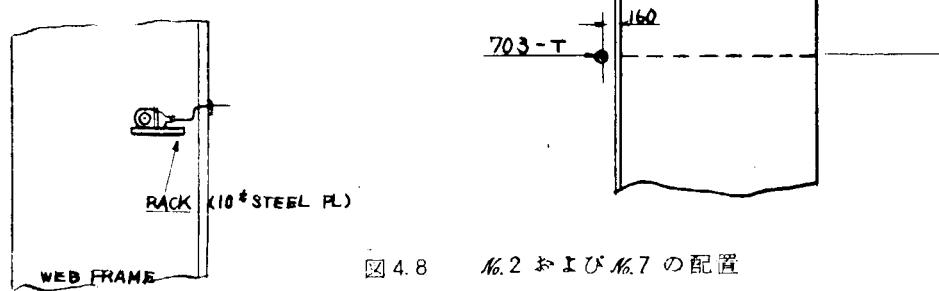


図4.8 №.2 および №.7 の配置

マグネシウム絶縁保護管付)を使用した。

熱電対温度検出端を使用するにいたつた理由は本会42年度研究資料第79号を参照されたい。

(b) ヒートフローメータ

荷油タンク内各部の熱流束は、本研究部会で独自に開発したヒートフローメータを使用した。

ヒートフローメータは大形模型実験に使用したものと同一であり詳細は研究資料79号を参照願いたい。

なお実船実験に使用したヒートフローメータにはフォイルタイプ銅-コンスタンタン熱電対を1点貼付け、フローメータ表面の温度も計測した。

(c) 記録計

荷油タンク内温度、貢流熱量および甲板上その他の熱電対による温度およびヒートフローメータによる熱流束の記録はすべて自動平衡打点アナログ記録方式を採用した。

温度記録計 自動平衡型12打点アナログ温度記録計

メー カ 北辰電機製作所

型 式 E 36 A (12)

入力信号 0~4.1 mVDC 表示0~100°C 7台

0~8.1 mVDC 表示0~200°C 1台

精 度 ± 0.5%

熱流束記録計 自動平衡型12打点アナログ記録計

メー カ 北辰電機製作所

型 式 E 536 A (12)

入力信号 -0.2~1.8 mVDC 表示-0.2~1.8 mV 1台

精 度 ± 0.5%

(d) 蒸気流量計

回転翼車式オーバルスチームメータ(積算型) 1台

型 式 G S O 2 2 B - 1 1 精 度 ± 0.5%

(e) ドレン流量計

オーバルギヤタイプ流量計(積算型)

型 式 L A 553-111 精 度 ± 0.5%

#### 4.1.3 計測上の安全対策

荷油タンク内および甲板上は原油ガスの充満した危険区画である。この区画で、温度、熱流束を電気計器で計測するためには検出端はもちろん組合せ機器としての記録計を含めた装置全体を防爆構造としなければならない。

実船実験には、従来から使用されている温度および電圧計測装置を本質安全防爆構造に改造し、装置一式を本質安全防爆の認定を取得して使用した。

しかしさらに二重、三重の安全を期すためと甲板上、タンク内における防水絶縁の目的で、電線はすべてネオブレンコーティングシース電線(熱電対に関しては補償導線)を使用。タンク内および甲板上のジャンクションボックスは結線完了後ピッチを充填して、水密、気密とした。

またタンク内より甲板上へ、および、甲板上から記録計を置いた計測室(4 th OFFICER'S ROOM)への電線貫通部はグランドをうめ込んだ鋼製、電線貫通ボックスを接続、配線完了後ピッチを充填して気密とした。

さらに計測に際しては横浜国立大学北川教授他の御教示のもとに計測開始時間を積油終了後3時間後として荷油

内静電気の危険性を回避する等、安全、防爆に関しては最大限の注意を払つて実験を進めた。これら計測点その他の装備状況を写真4.1～5に示す。

写真4.1は計測室(4th OFFICER'S ROOM)の状況である。

本質安全防爆記録計と電線貫通ボックス(左下)が見える。

写真4.2は甲板上より荷油タンク内への電線貫通状況を示す。

左端および上部に束になつたネオブレンコーティング導線の布設状況も見える。

写真4.3はタンク内ジャンクションボックスの内部である。

結線後カバーをかぶせビッチを充填した。

写真4.4はタンク内熱電対およびヒートフローメータの装備状況を示す。ジャンクションボックス近傍の温度計測端は写真4.3にも見えるように直接ステンレスシースの熱電対をリードしたが、遠方のものはさらにジャンクションボックスからネオブレンコーティング補償導線をリードして本写真に見えるようなターミナルボックスまでリードした。

これらターミナルボックスもすべて結線後はビッチを充填した。

なおジャンクションボックスと記録計の間は12芯または30芯の多芯線を使用して工事の簡単化を図った。

計測室と計測端までの距離は約60mであった。

写真4.5は蒸気およびドレン流量計の装備状況を示す。

蒸気流量計ドレン流量計とも防波の目的で鋼製保護ボックス内に収めている。

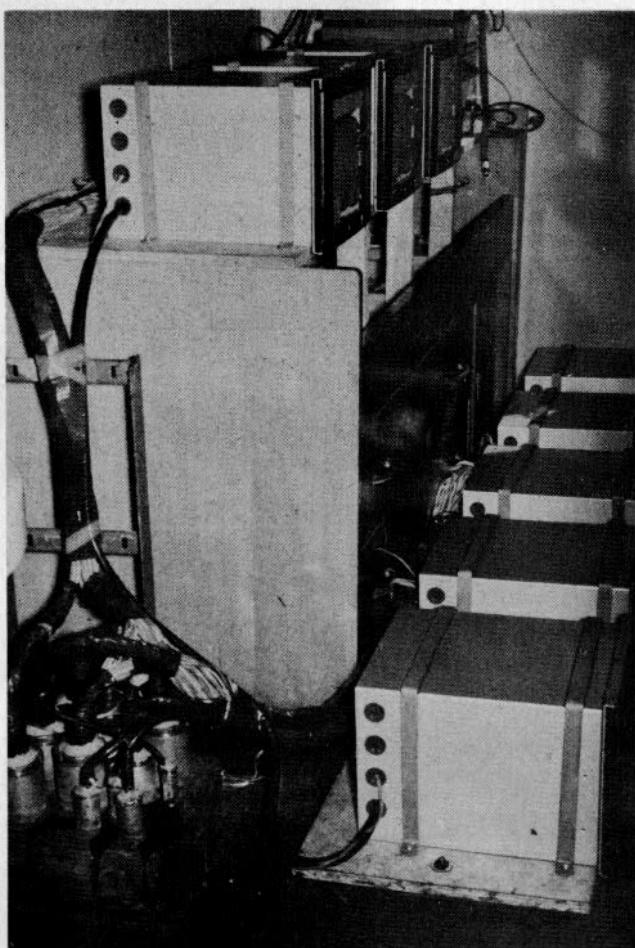


写真4.1 4th OFFICER'S ROOM 内電線引込要領

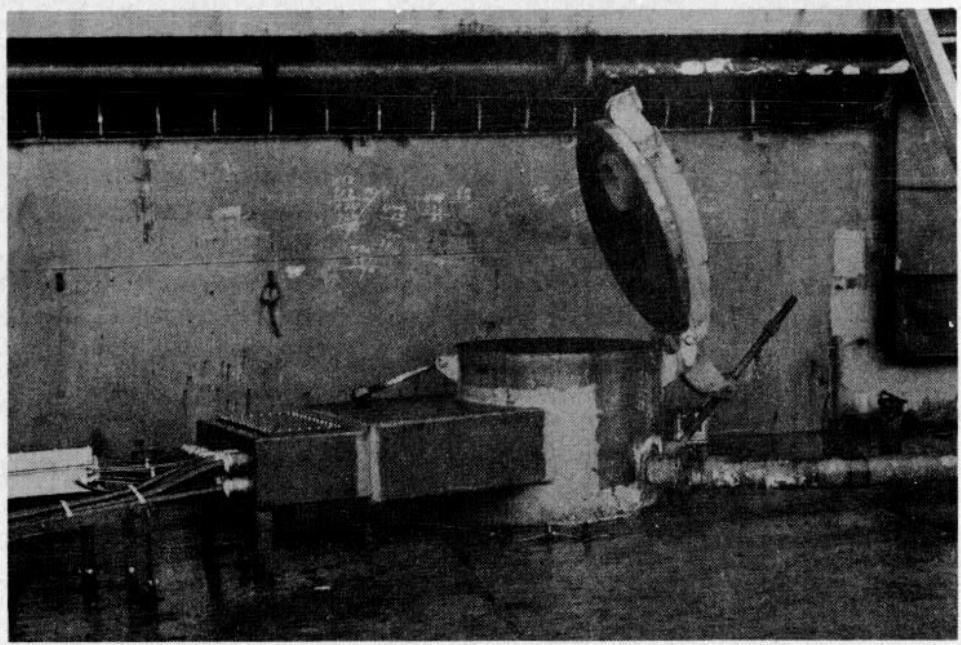


写真4.2 T字内電線引込要領

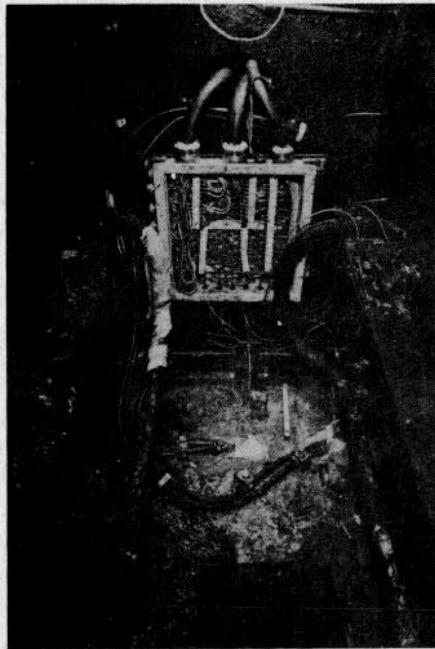


写真4.3 №.1 計測端装備状況およびジャンクションボックス内部

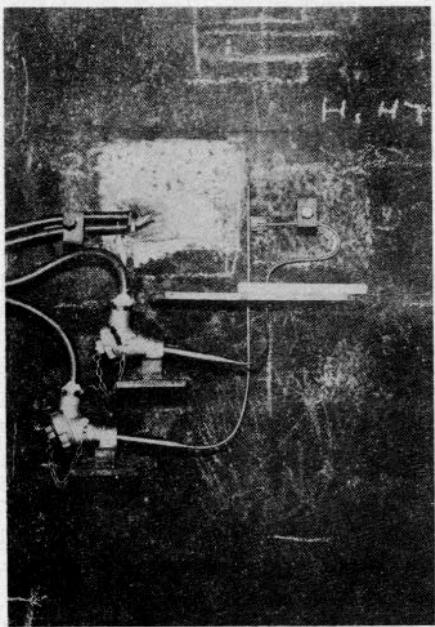


写真4.4 熱電対およびヒートフローメータ装備状況

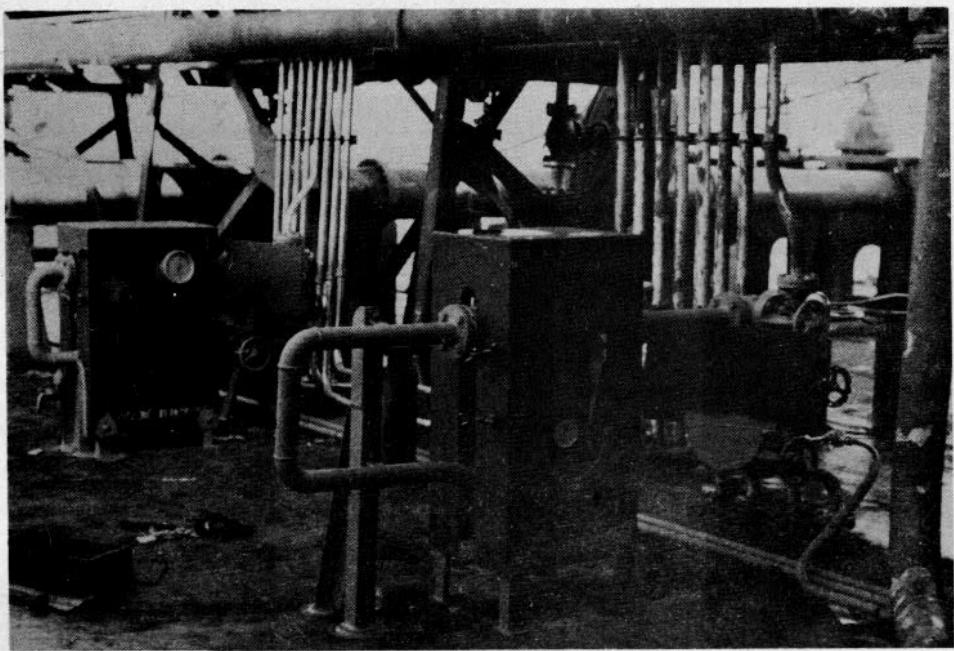


写真4.5 蒸気およびドレン流量計等装備要領

表 4.1 测定位置及点数

Item	Location	In tank				Upper deck	Engine room	Midship house	Total	Remark
		Bottm	Shell under (L.W.L)	Shell above (L.W.L)	Bhd					
<b>1. Temperature</b>										
Cargo oil	8	13	1	1	3				2 7	
Surface of structure	8	9	1	1	2				2 1	
Do. (with heat flow meter)	2	5	1	1	2				1 1	← 10 HT Cut
Surface of heating coil	8								8	
Steam & drain						2	2		4	← 801T(Sea water Temp) Cut
Outside air								1	1	Alcohol thermometer
2. Heat flow Surface of structure	3	5	1	1	1				1 1	← 501-H Cut Heat flow meters and intrinsically safe 12-point recorder
3. Steam flow						1			1	Steam flow meter
4. Drain flow						1	1		2	Drain flow meter
5. Sea water speed								1	1	Instrument in wheel house
6. Wind speed								1	1	
Note : Thermo couple in-tank & on-deck      7 1    & Intrinsicly safe 12-point recorder      7 Thermo couple in engine room      2    & Ordinary 12-point recorder      2 Heat flow meter in-tank      1 1    & Intrinsicly safe 12-point recorder      1										

## 4.2 計測結果

### 4.2.1 気象および海象について

本船ログブックから読取った速力、針路および天候等諸データを一括して表4.2に示す。

大気および海水温度については各甲板上および本船主機冷却水ポンプ入口で計測した値を図4.9等に示す。

### 4.2.2 温度分布とその変化

油は積荷後3日間は加熱せず(自然冷却)、4日目の10時から入港まで加熱した。

タンク内油温分布はこれまでの調査、実験等の結果から推定したように実船の場合も船底近傍および側外板ごく近傍を除いてほぼ一様である。

加熱時において船底近傍では図4.10に示すように船底から65mm程度で平均油温に近づき150mmで平均温度に達する。これが側外板の場合は図4.13から判るように外板から20~30mmではほとんど平均温度と等しくなる。冷却時においては当然のことながら船底附近に温度勾配のある厚い層ができている。

船体構造物の中、船側および船底のフレームの温度は図4.15~18に示すように根元から先端に向かって急速に油温に近づき、フイン効率としては小さな値となる。このことは図4.20からわかるようにウェップフレームについても同様なことがいえる。

計測期間における各部の温度変化は図4.11~12等に示す。

側外板温度は海水よりも2°C前後高く水温に対しあわせて平行に変化している。船底附近の油温は冷却時には15mm以下では水温に等しく、15mm以上では大きな温度勾配が存在しているが、加熱開始とともに15mmの油温は水温と次第に差ができるが、平均油温6.0°Cの場合で水温との差は5°C前後である。15mm以上では加熱開始後1日足らずで一様になり、平均油温に達する。

### 4.2.3 热流束の変化

热流束の変化を図4.25に示す。

全般に変動が大きいが油温および水温の変化に伴ない熱流束は増減する。甲板および吃水線上側外板における熱流束は日照あるいは波等の影響を受け大きく変動しているが、主に日照の有無により昼間は減少、夜間は増加と1日を周期として変化しているのが認められる。また船底における熱流束は比較的滑かな変化をみせているが、これはこの部分の伝熱が熱伝導によって支配されるということ、これに関与する凝固層を含む静止油層が比較的安定した状態で存在しているためと思われる。

### 4.2.4 热貫流率(フレームのフイン効果による修正をしていない値)の変化

図4.26に船側外板(吃水線下)と船底外板における熱貫流率(いずれもフレームのフイン効果の修正を含んでいない)の変化を示した。

側外板についていえば計測値は9~14kcal/m<sup>2</sup>h°Cに分布し、冷却時の3日目に一時増加しているのが認められる。船底では冷却時には約1kcal/m<sup>2</sup>h°Cに保たれ、加熱時には3~4kcal/m<sup>2</sup>h°Cの間で変化している。

その他吃水線上側外板、甲板および隔壁における熱貫流率は油一大気、油-隣接タンク内気温の温度差に対する値を図4.27~29に示す。

吃水線上の外板の熱貫流率は外部の状態に大きく左右されて変動も大きい。側外板(吃水線上)では7~15kcal/m<sup>2</sup>h°C、甲板では-3~8kcal/m<sup>2</sup>h°Cの範囲に計測値が分布している。

表 4.2 航海記録（その1）

日時	浪力	航路	對船風向	風對 速船	對船海象		水溫	日照 (對 向 船)	動 搖	航 時 間	航 水	正午位置	
					DK波浪 (底5P)	底 波 高 度 (m)							
11.12	45°	NNE	2	$\frac{1}{2}=0.3m$ $L=2.0m$	なし	11時50分	c	1006.5	28	△	90°	なし	1-193 117-03E
11.16	9.5	050°	NNE	$\frac{1}{2}$ $\frac{1}{2}=0.2m$ $L=2.0m$	なし	なし	bc	1003.5	28.5	△	△	△	894
12.0	14.5/2	↗ 50°	NNE	5	3~4	△	△	1004.5	27	29	△	△	
12.4	16.5/4	↗ 50°	ENE	△	—	△	c	1007.5	27.5	29	△	△	
12.2	4.76.5/4	↗ 70°	NNE	5	—	△	b	1005.0	26.0	28.5	△	△	
12.8	5.2	60°	NNE	4	3	△	bc	1006.5	26.0	28	△	△	
12.12	↗	60°	ENE	△	$\frac{2}{3}=0.3m$ $L=5.0m$	△	△	1007	30.0	28.5	△	△	2-38N 122-03E
12.16	5.3	60°	ENE	△	$\frac{3}{4}=0.3m$ $L=5.0m$	△	bc	1005	28.5	△	20°	△	1-02-15 (8.5sec)
12.20	↗	60°	ENE	△	4	△	b	1007	27.0	28.0	△	△	
12.24	↗	60°	ENE	△	4	△	△	1008	27.0	28.0	△	△	
13.3	4	6.4	ENE	4	4	△	b	1006	26.5	28	△	△	
13.8	4.2	20°	NNNE	5	3	△	bc	1008.5	27.0	28	△	40°	右1.5左1.0 2.3sec 7.1sec
13.12	↗ 4.3	40°	NNNE	△	3	△	△	1007.5	28.0	28.5	△	90°	△ 9.0sec 7.0sec
13.16	16.0	2.3	NNNE	4	5	△	△	1006.5	29.0	28	△	△	3° 2-01-57 12.6-30E
13.20	↗ 2.3	40°	NNE	△	5	△	△	1008.5	27.0	△	△	△	± 4° 9.4sec

表 4.2 航海記録（その2）

日 時	過力	船階	対船風向	対船	対船海象 DK波浪 (.5P)	天候 スコール	日 照		航海時間	沈 水	正午位置
							(対 船)	ローリング			
3 24	16.3	23	▷ NE	4	3 なし	c	1010.0	280 28 なし	±2° 94sec	7sec	
4 4	16.0	2	40° ▷ N	5	3 なし	bc	1009.0	265 28 なし			
5	φ	φ	▷ ENE	6	3 なし	φ	1011	27	25° 左1°		
6 2	15	2	40° ▷ ENE	7	3 なし	φ	1010.5	295	左3° 104sec	82sec	3-01-45 12°04N 129°05E
7 16	15.4	2	▷ ENE	8	3 なし	φ	1009	29	90° 40°	3-01-45	
8 20	φ	φ	DK 漂	9	3 なし	3	1009.5	27	40°	φ	
9 21	φ	φ	52° ▷ ENE	10	3 なし	φ	1010.5	265	±3° 98sec	少々 79sec	
10 5	15.4	φ	▷ ENE	11	3 なし	φ	1009.5	25	27.5		
11 6	φ	φ	3	12	3 なし	c	1011.5	27			
12 7	φ	φ	50° ▷ ← S	13	3 なし	c	1010.5	29	90° ±1.5° 12sec	10sec	4-01-36 18°04N 131°32E
13 8	15.2	φ	▷ ENE	2	3 なし	φ	bc	1009.0	29	26.5	
14 20	φ	φ	▷ ENE	3	3 なし	8時 雨	c	1011.0	265 25 なし	±2° 12.5sec	11.0sec
15 24	15.4	2	▷ ← N	4	3 なし	2	1011.5	265 25 なし	±4.5° 10.5sec	9.5sec	
16 5	φ	φ	▷ ENE	5	3 なし	bc	1011.4	22 23 なし	なし		

表 4.2 航海記録(その3)

日	時	風力	風向	天候	対船	航海 D <sub>5</sub> 波浪 ( <sub>5</sub> P)	気圧	水温	日 照		動 摆	航 游時間	乾 水	正午位置
									天候	気温				
6 8 15 ½		40°	NNE	5			c	1013.5	22.5	24	▷	暴		
12 "			NNE	3	な し	な し	"	1014.5	23.0	23	▷	暴		
16 15 ½		40°	NE	3	な し	な し	b.c	1015	24.5	22	▷	暴		
20 "		50°	ENE	3	な し	な し	"	1016.5	20.5	21	▷	暴		
24 "		50°	ENE	3	な し	な し	"	1017.5	20.0	21	▷	暴		
7 4	"	40°	ENE	3	な し	な し	b.c	1018.0	19.0	20	▷	暴		
8 "			ENE	3	な し	な し	"	1020.5	19.0	12.0	▷	暴		
12 "							"	1021.5	"	18.5				
16 15 ½	24						"	1020.0	12.0	18.0				
20 "							c	"	17	"				
24 "							0	"	17	19				
8 4	"							"	"	16				
8 "	23							"	14	18				
12 "								"	17.0	15.0				

天候記号

b ; 快晴      o ; 晴  
 bc; 晴薄雲    r ; 雨  
 c ; 薄雲

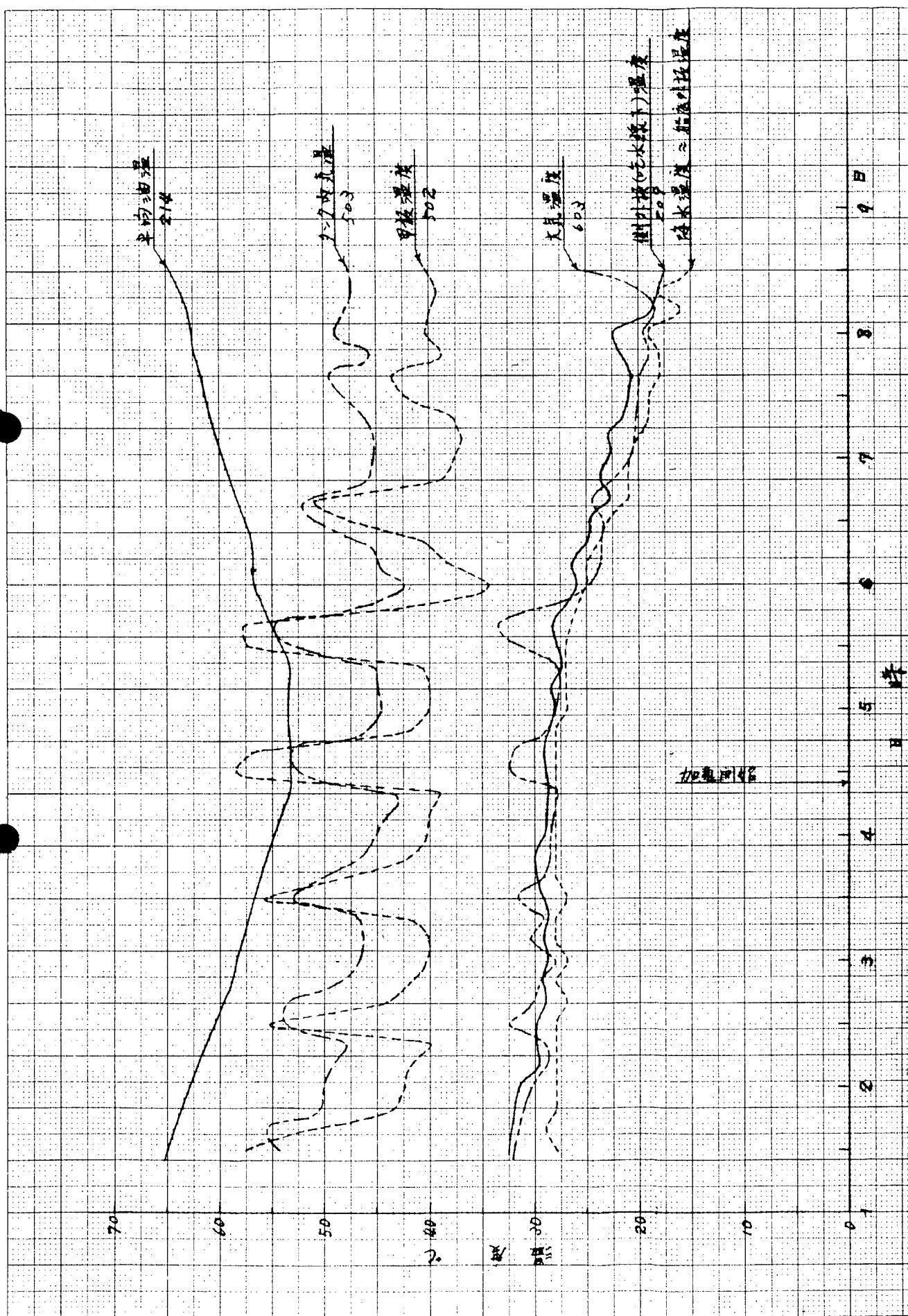


图4.9 温度变化

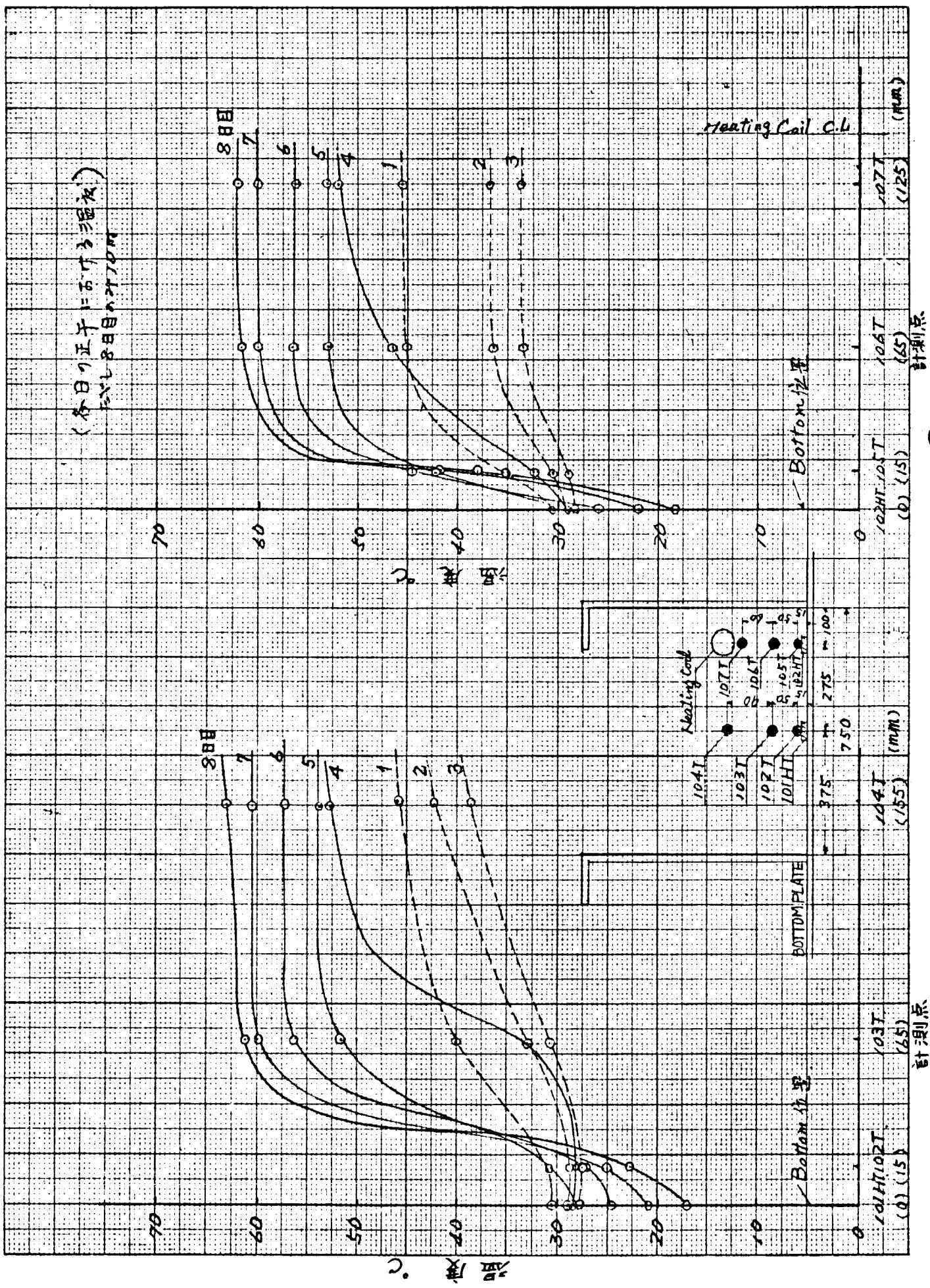
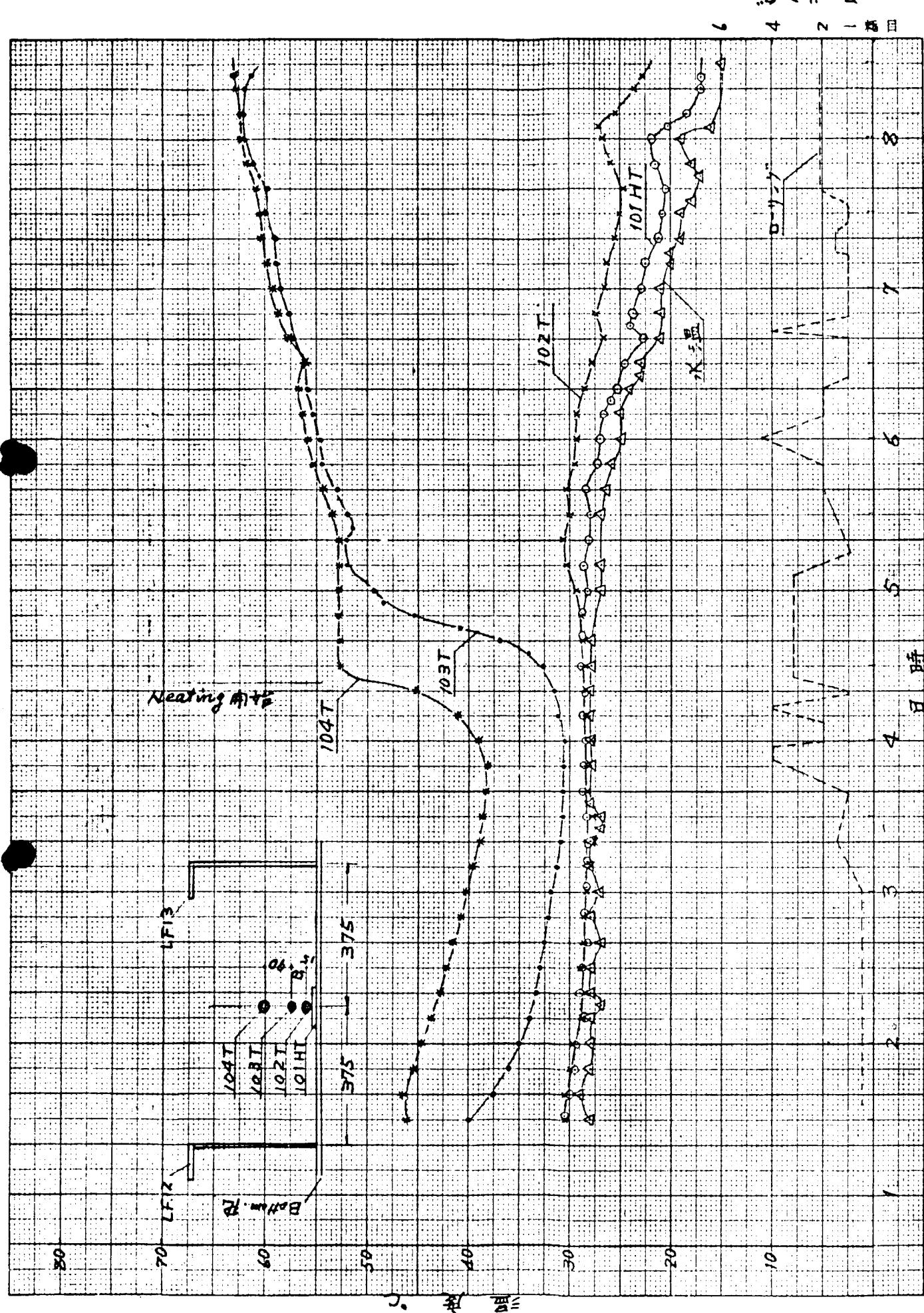


図4.10 船底附近の温度変化

図 4.11 船底附近の温度変化



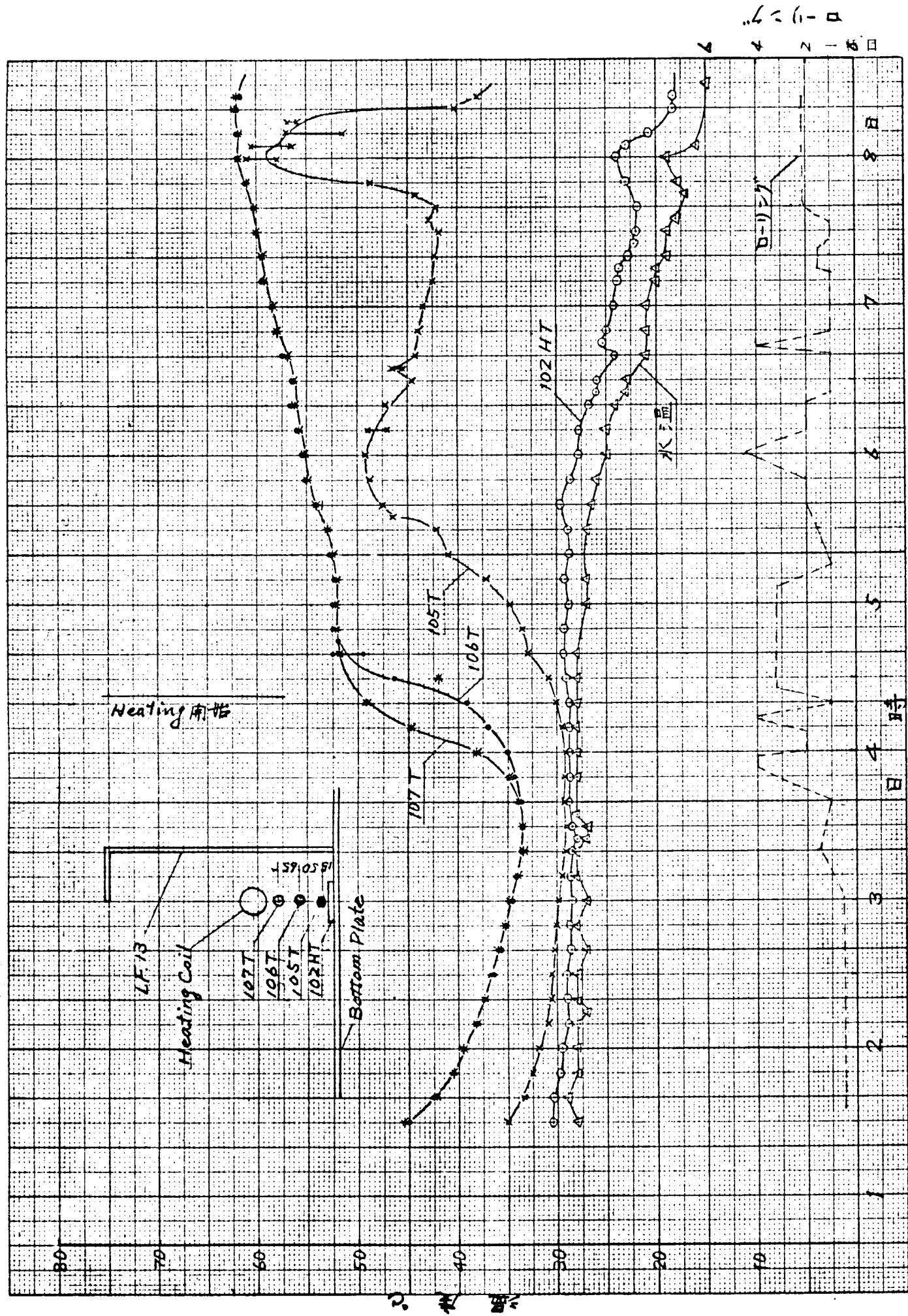


図 4.1.2 船底附近の温度

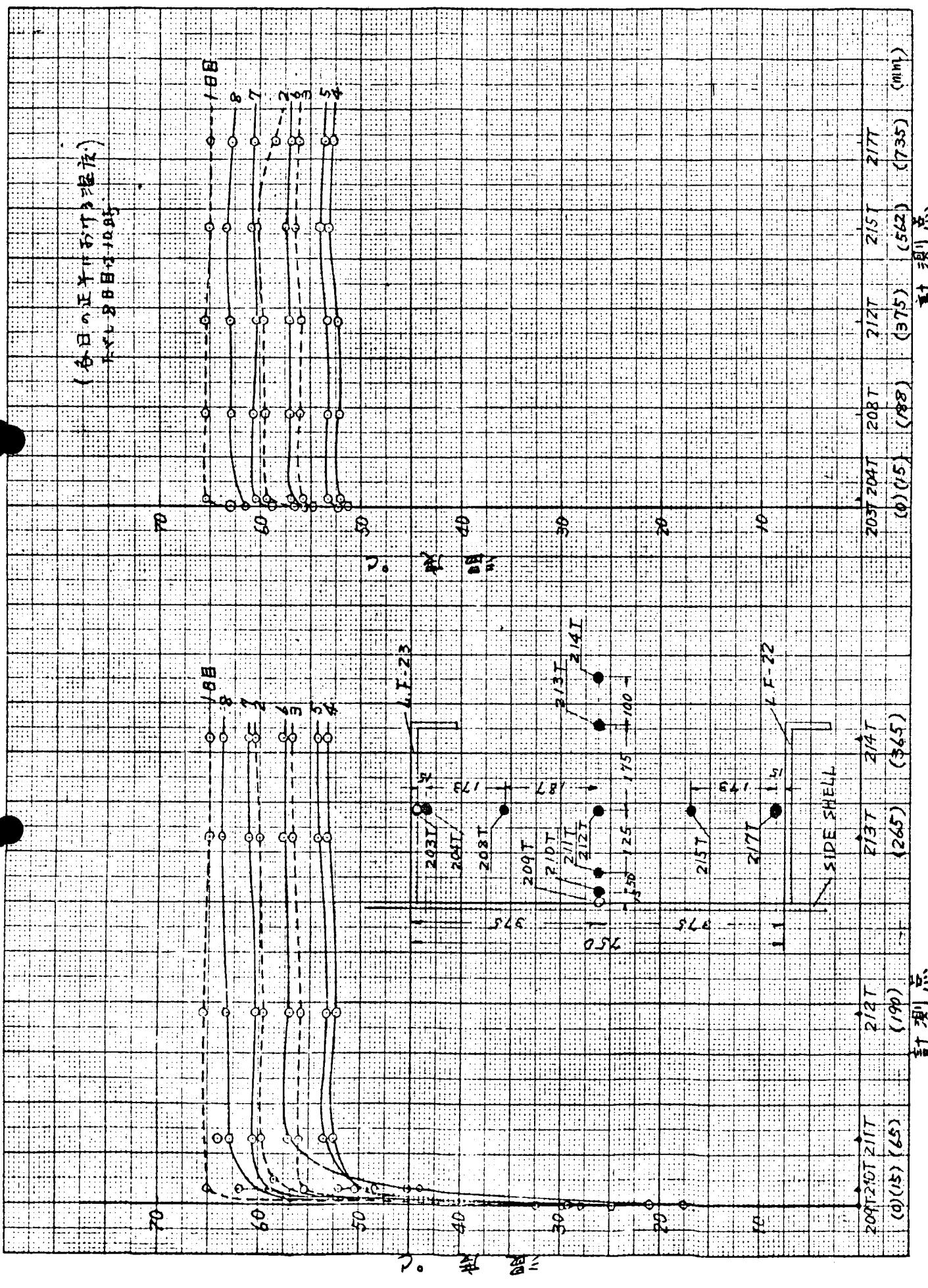


図 4.13 Side Shell 附近の温度変化

図4.14 側外板附近の温度変化

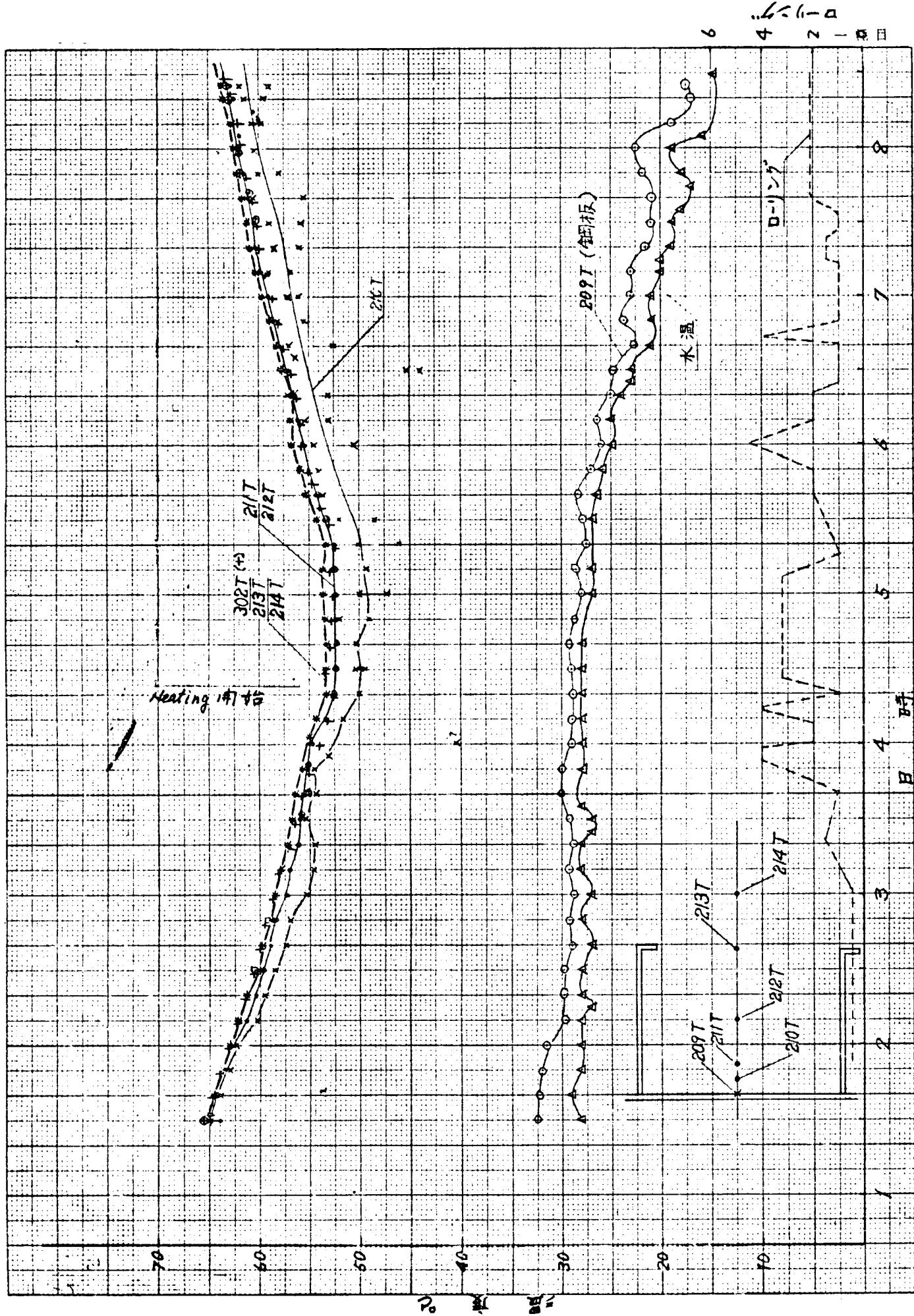


図 4.15 側外板フレームおよびフレーム附近の温度

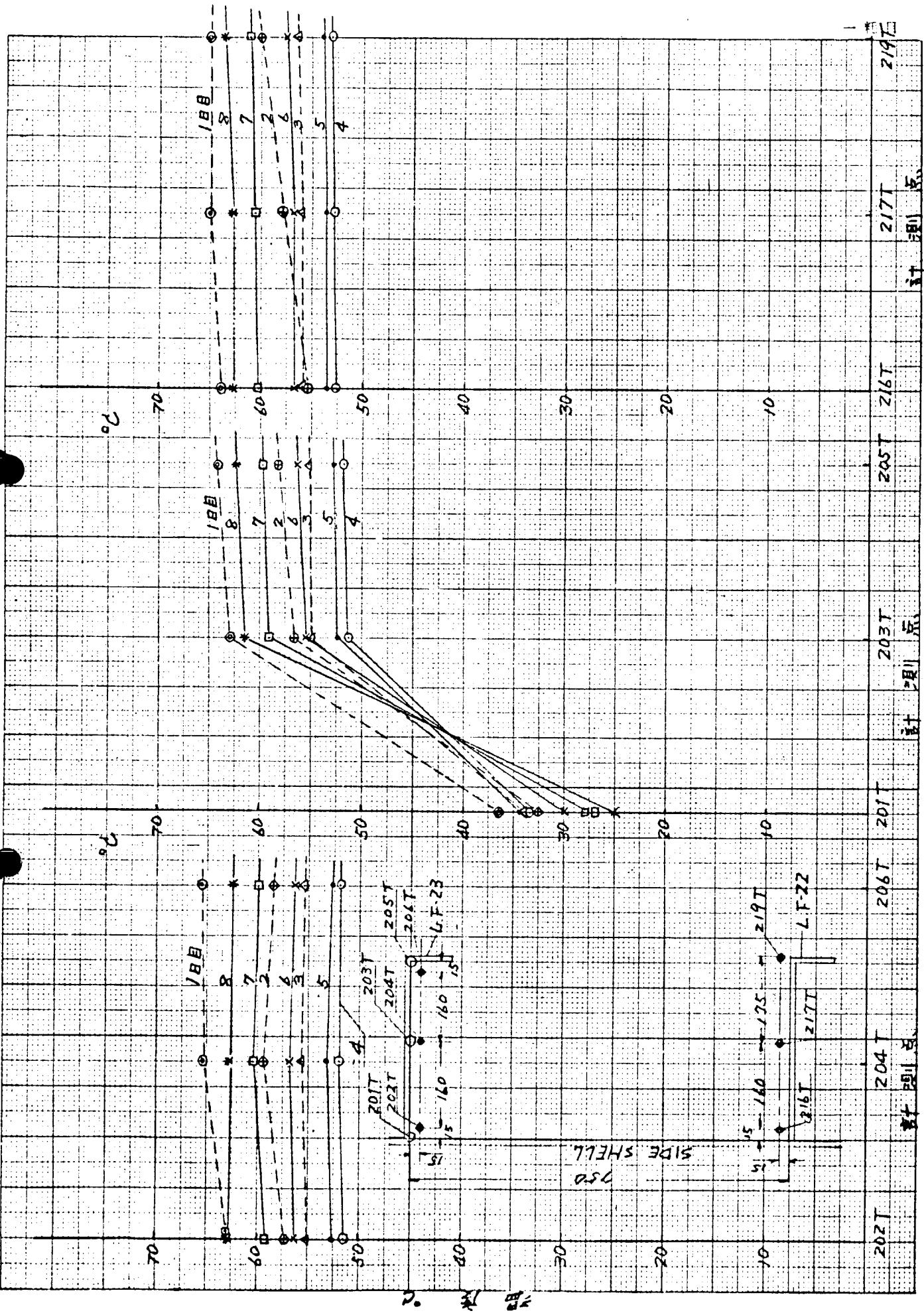


図 4.16 側外板フレーム上部附近の温度変化

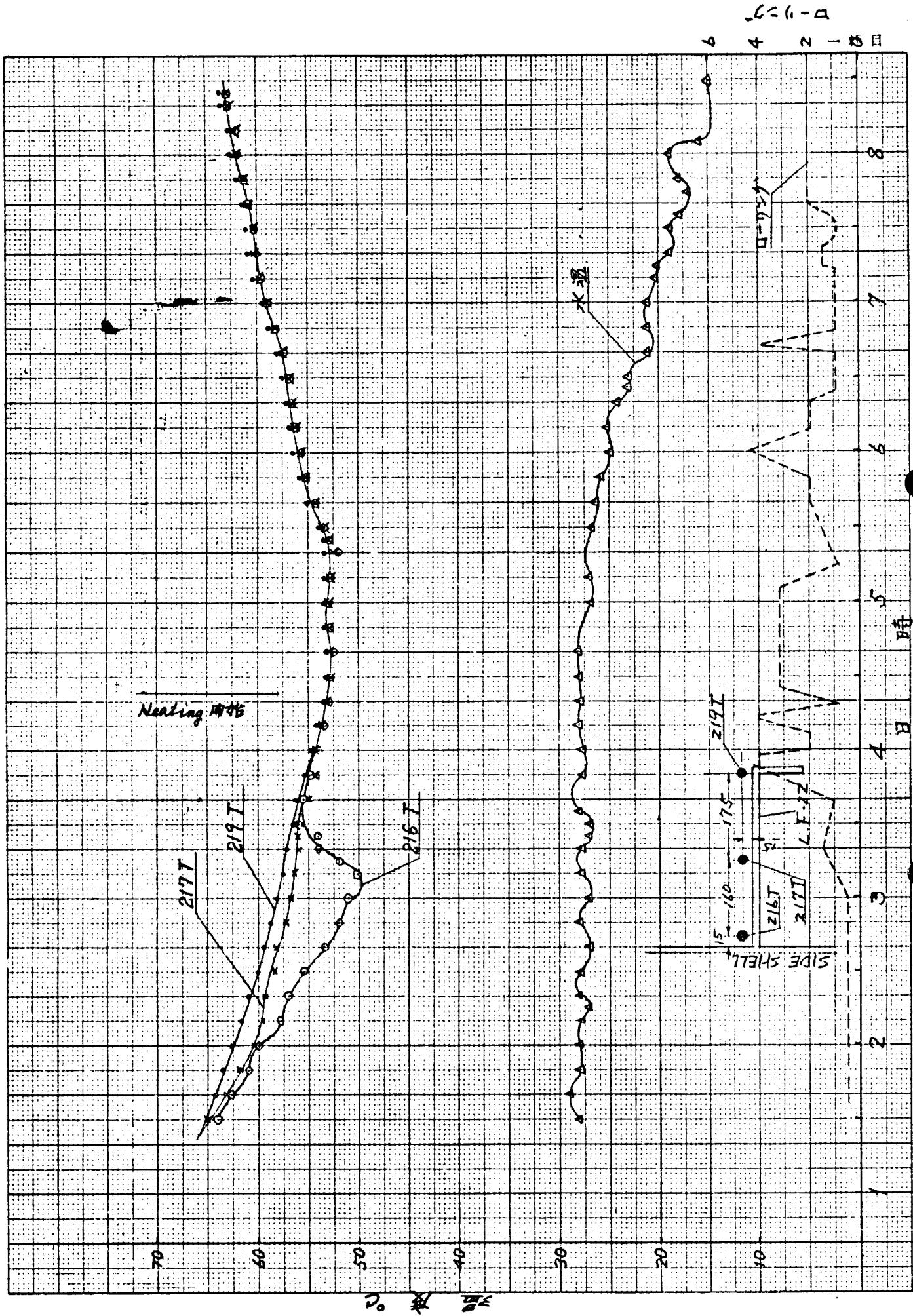
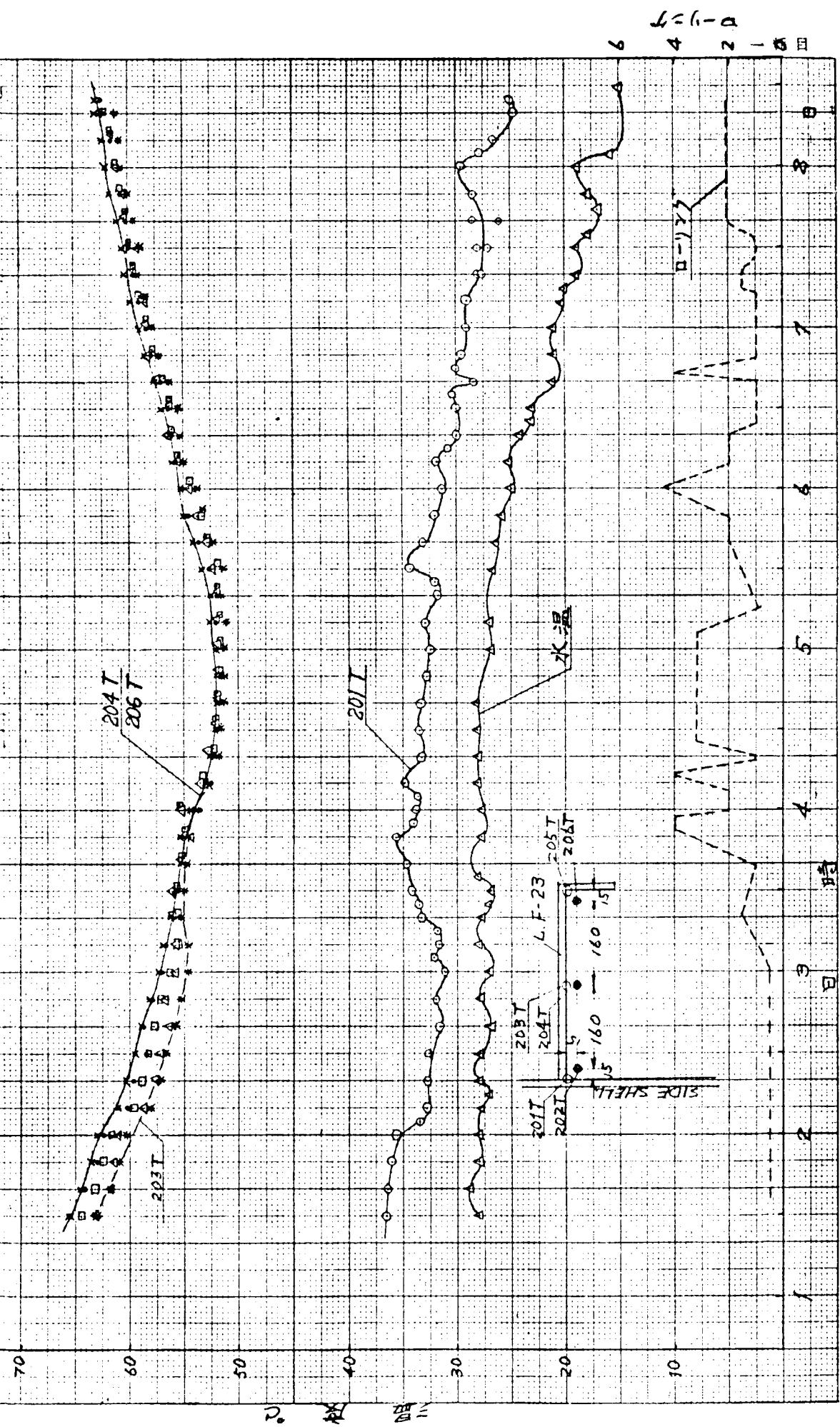


図4.17 側外板下部附近の温度変化



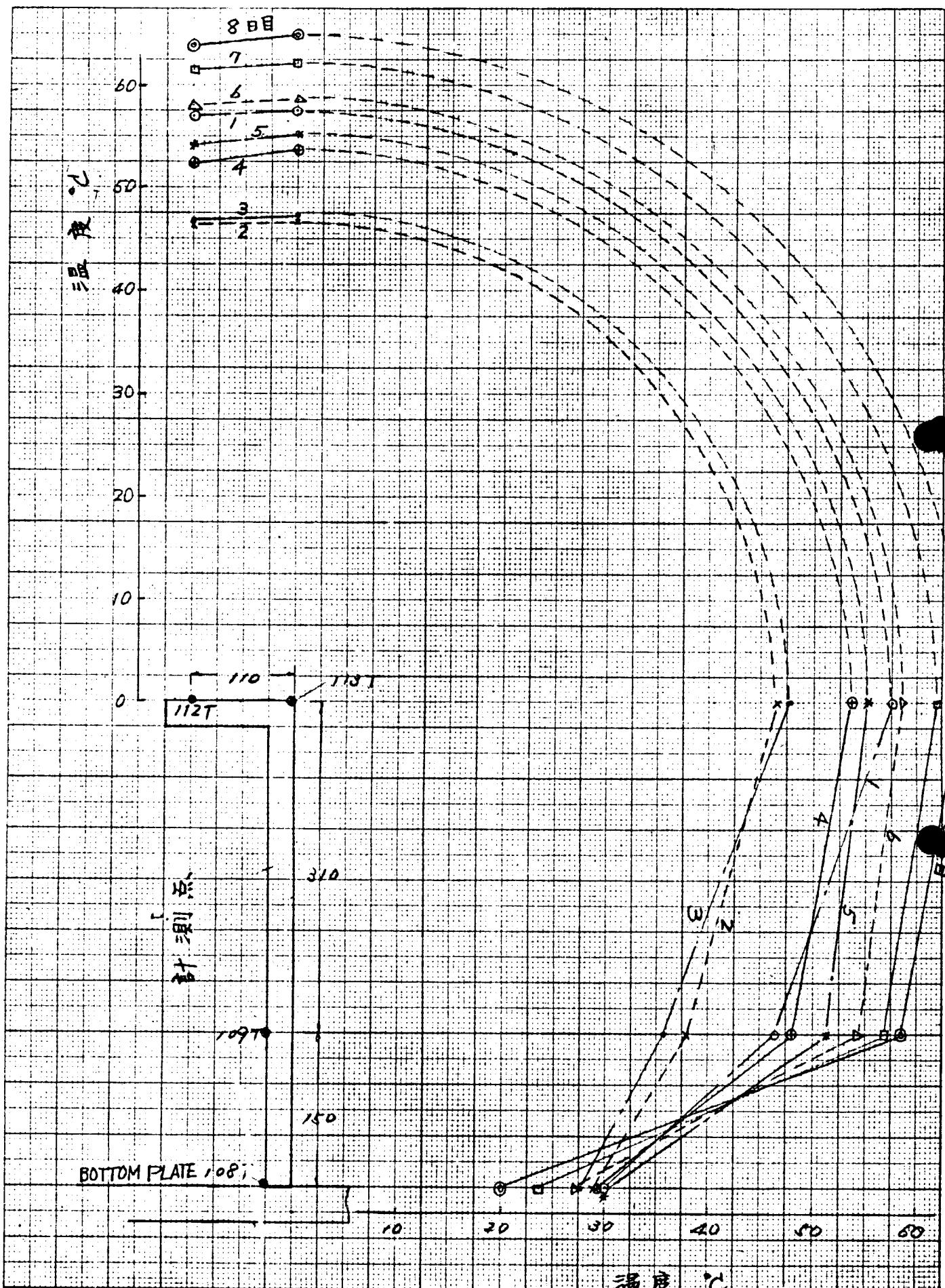


図4.18 船底外板フレームの温度分布

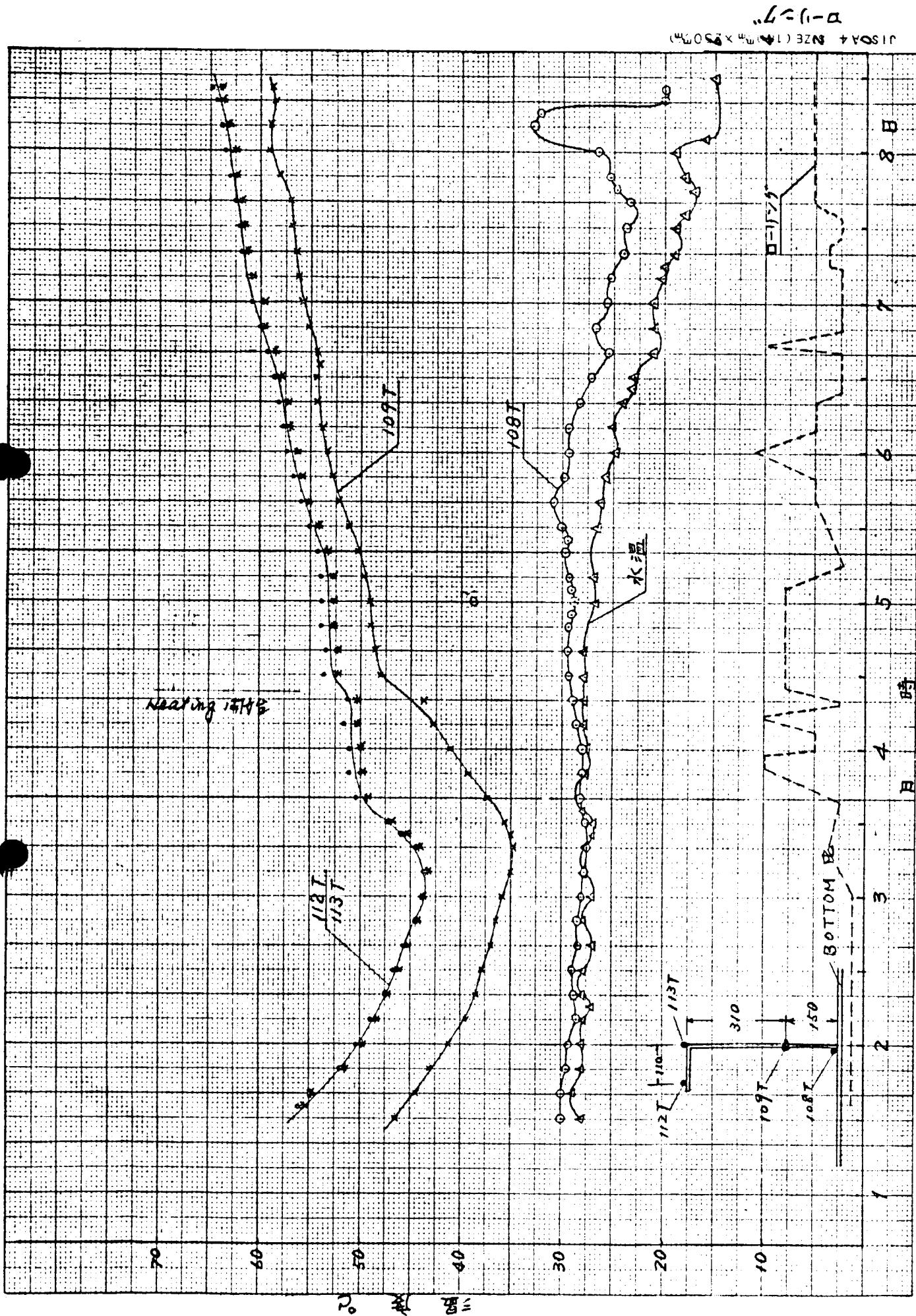


図4.19 船底外板フレームの温度変化

(各日の正午における温度)  
正午 8日目は10時)

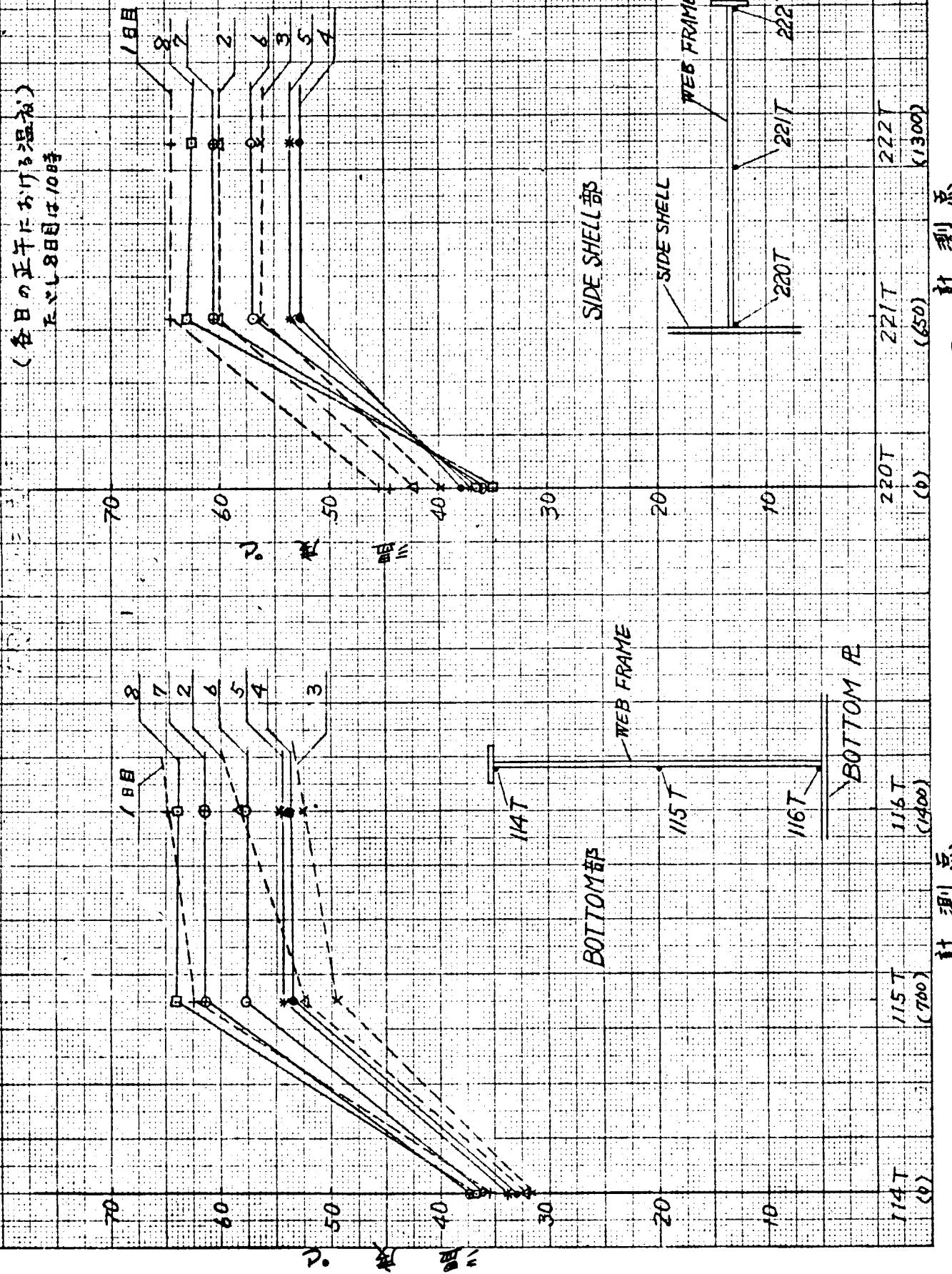
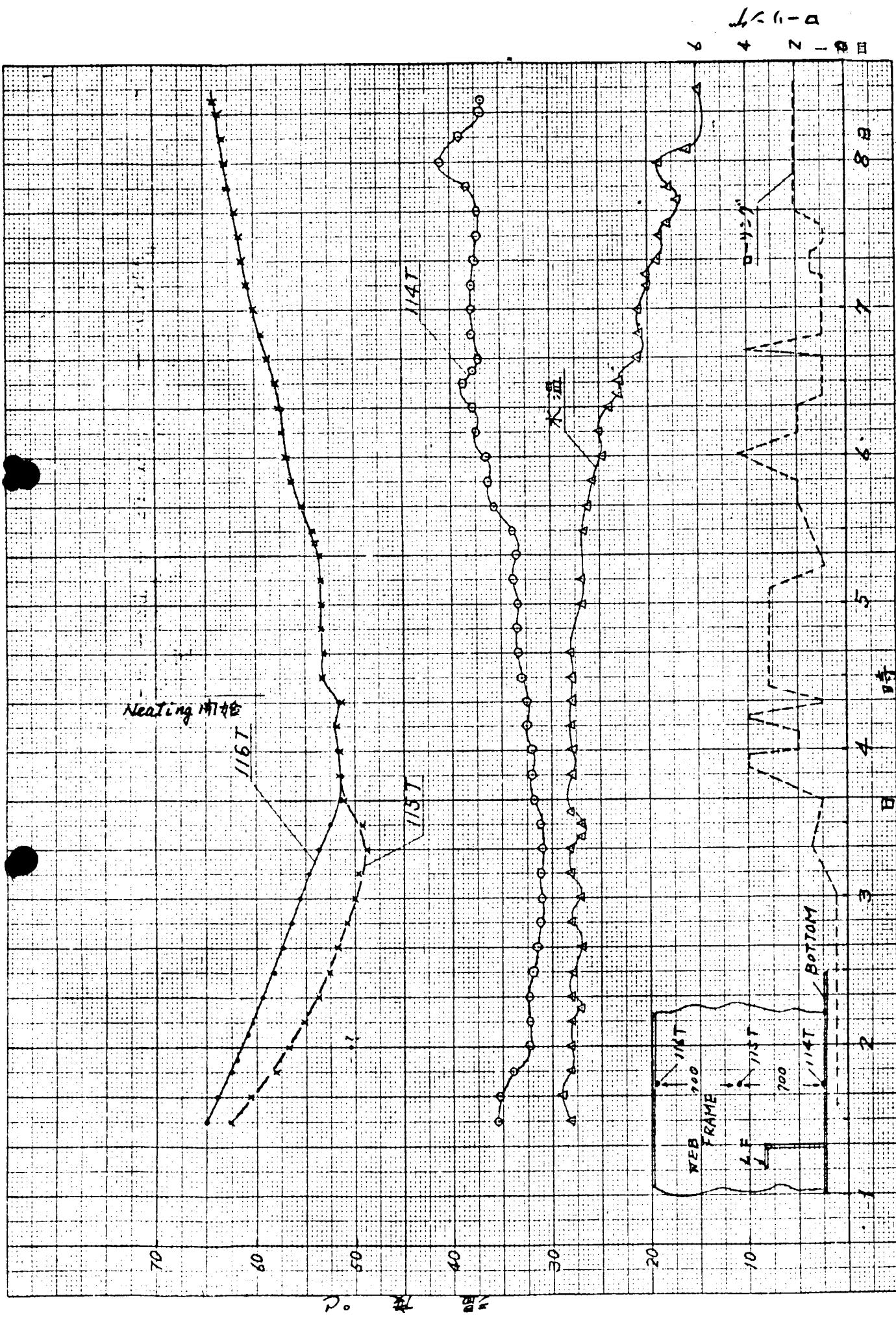


図4.21 ウエッシャーフレームの温度変化（船底）



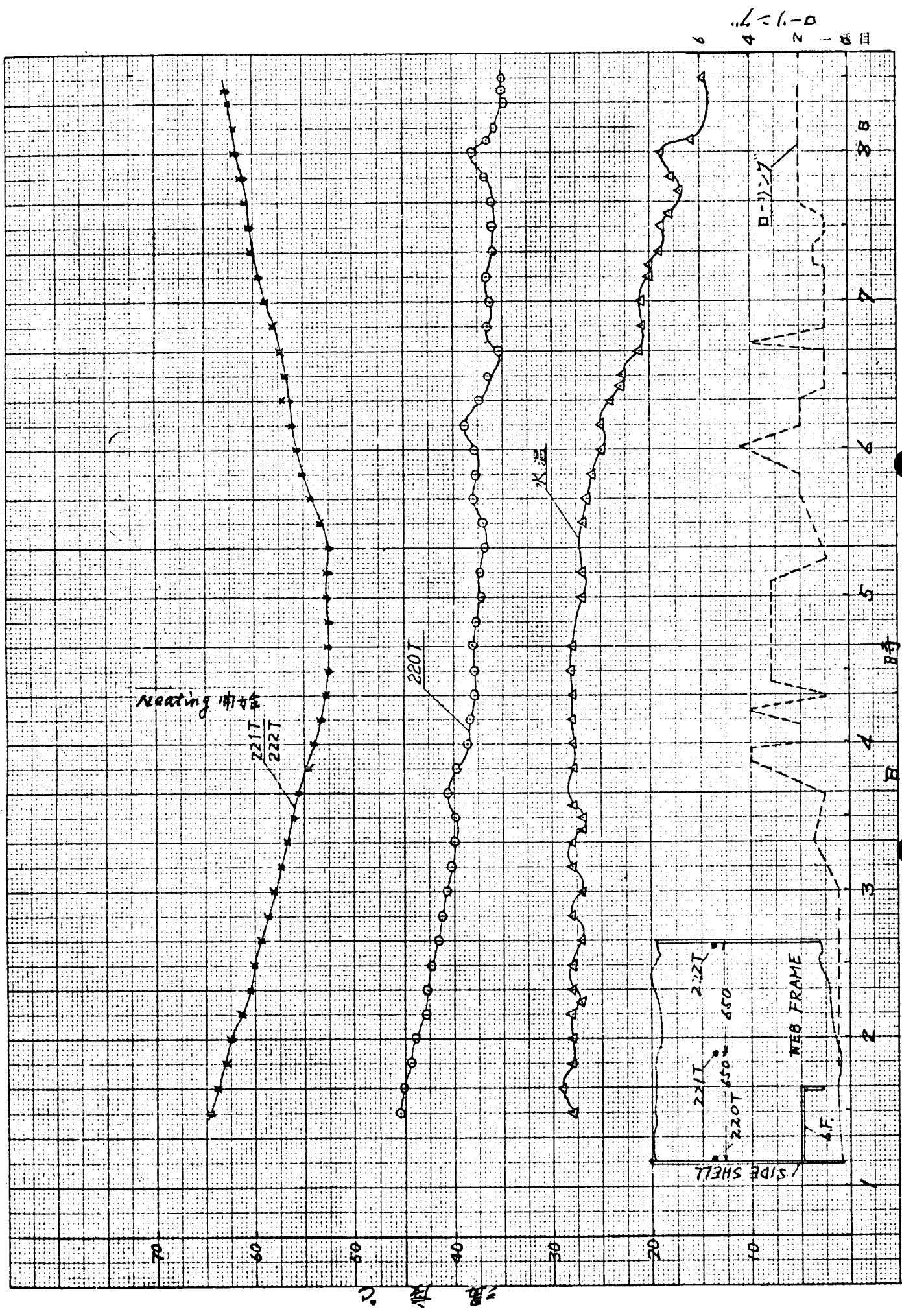
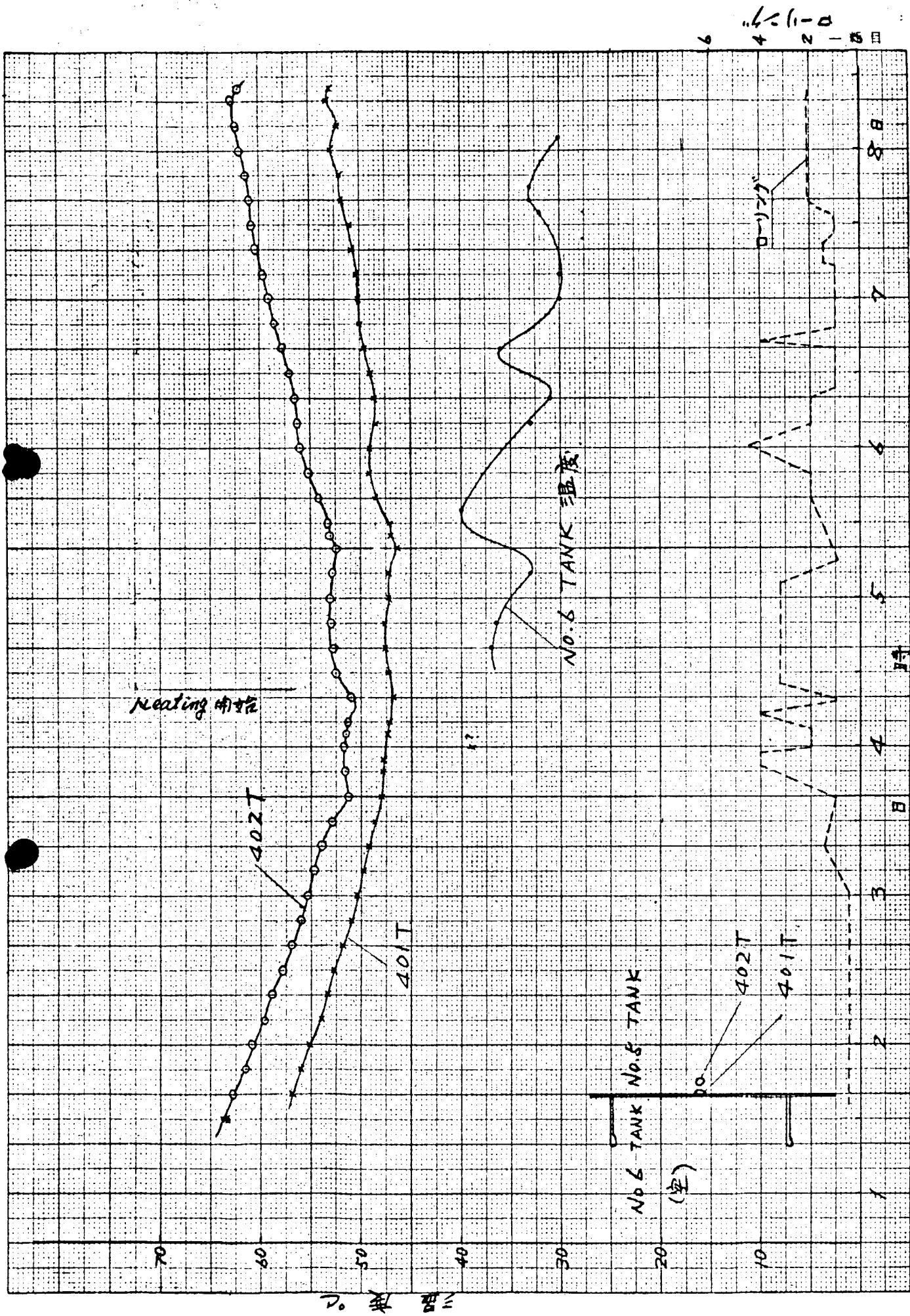


図4.22 ウエツブフレームの温度変化(船側)

図4.23 隔壁(No.5およびNo.6間)附近とNo.6タンクの温度変化



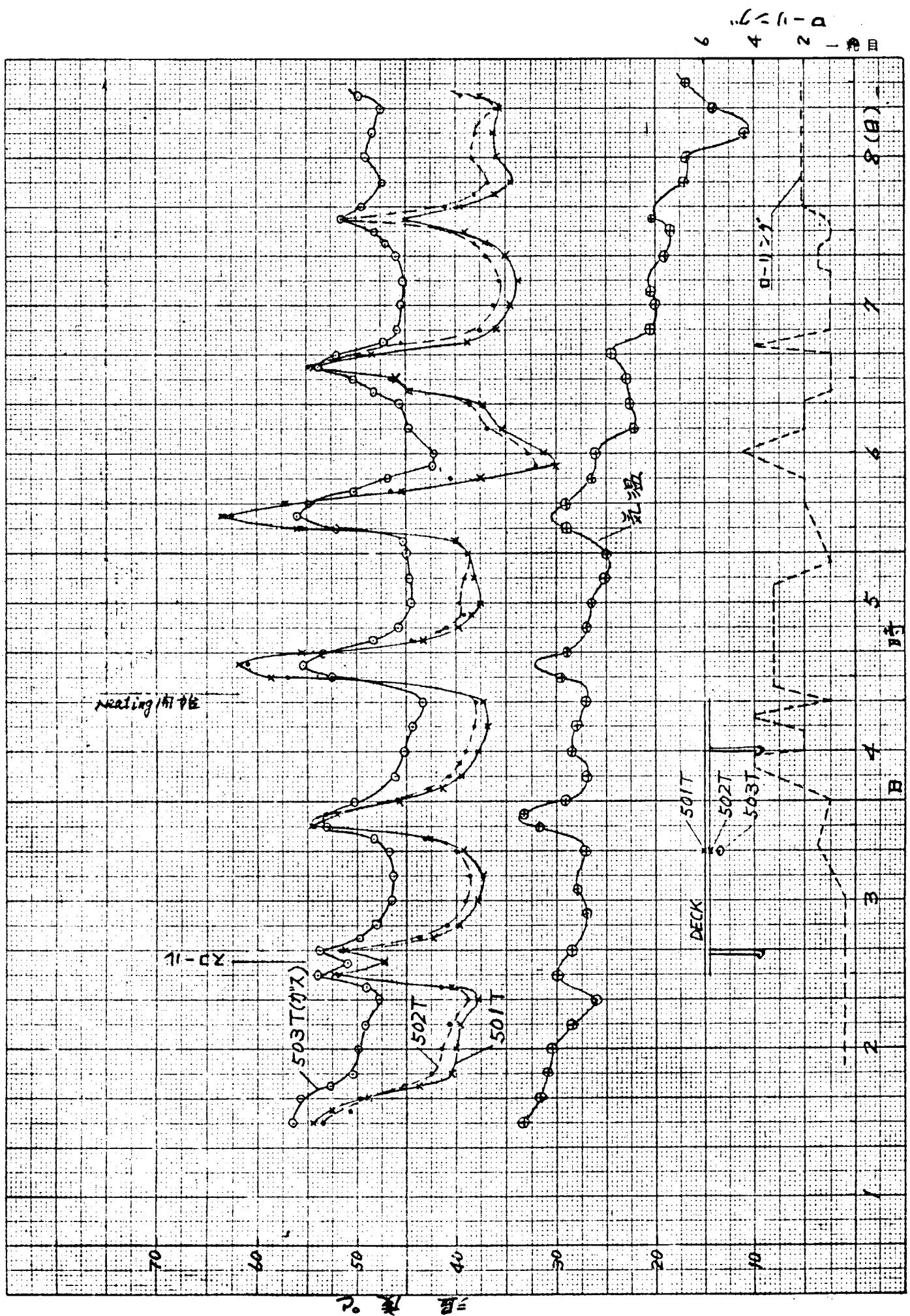


図4. 24 甲板と油面側のガスおよび甲板の温度

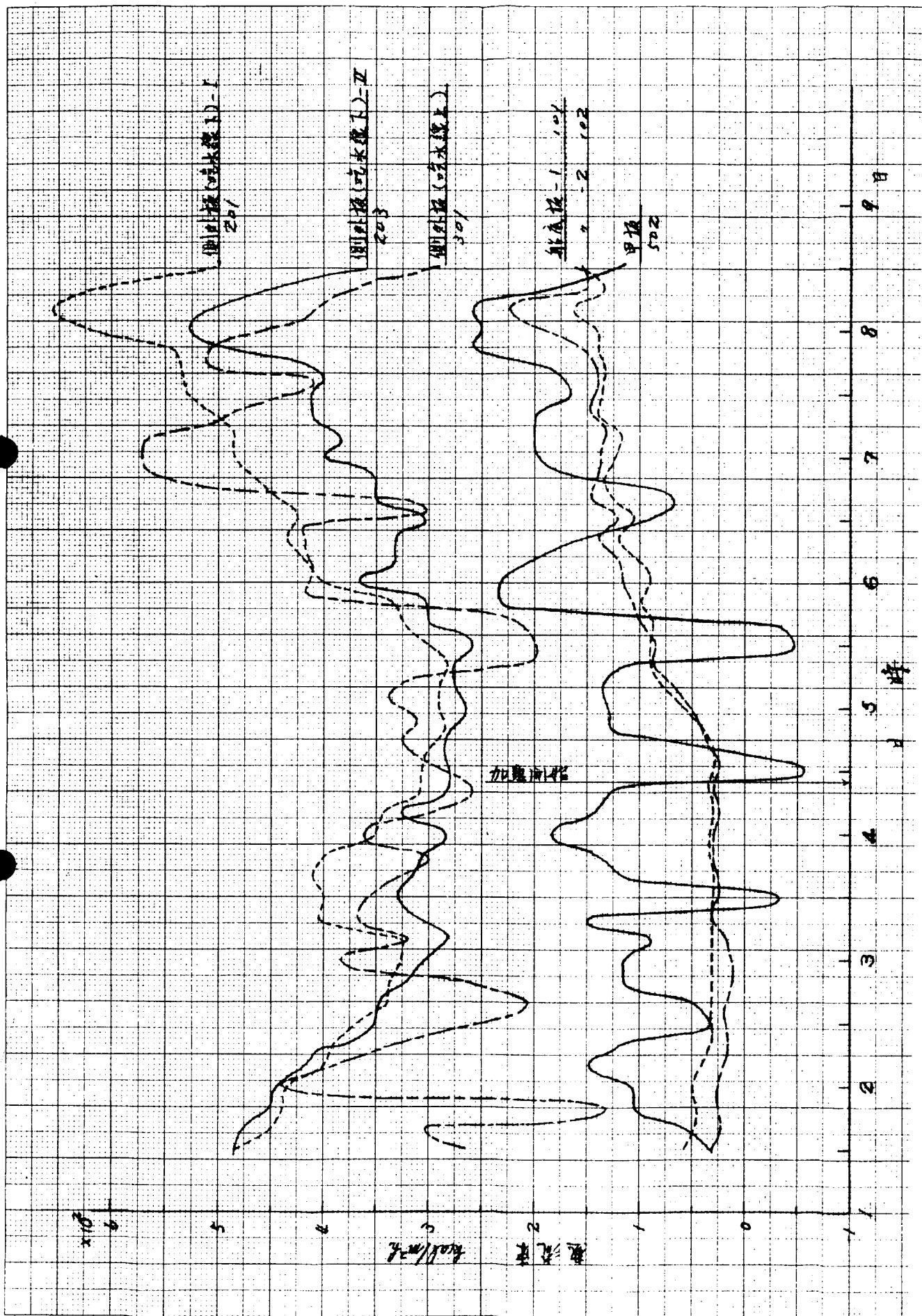


図4.25 热流束の変化

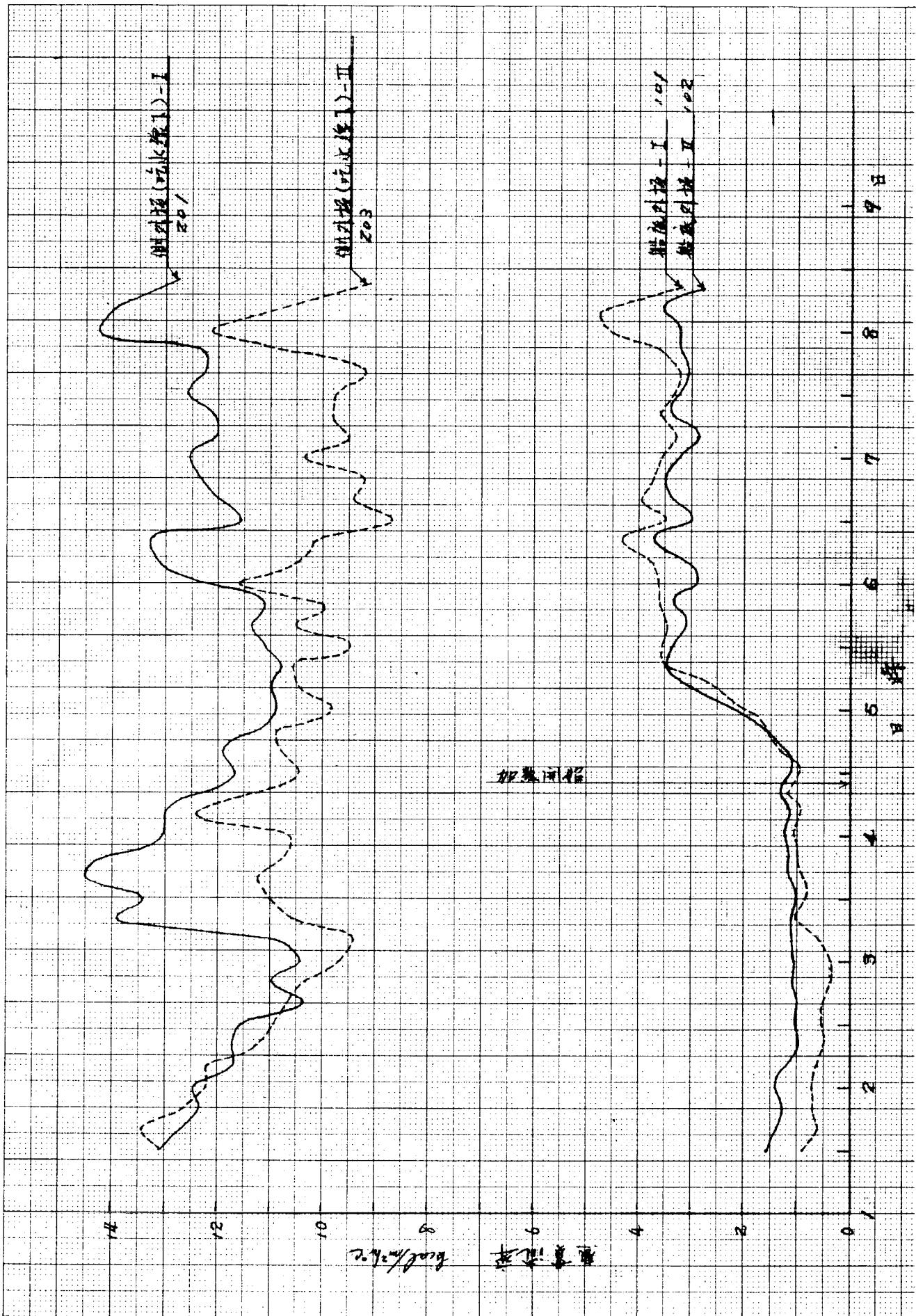


図4.26 热質流率(フレームの影響を含まない)の変化

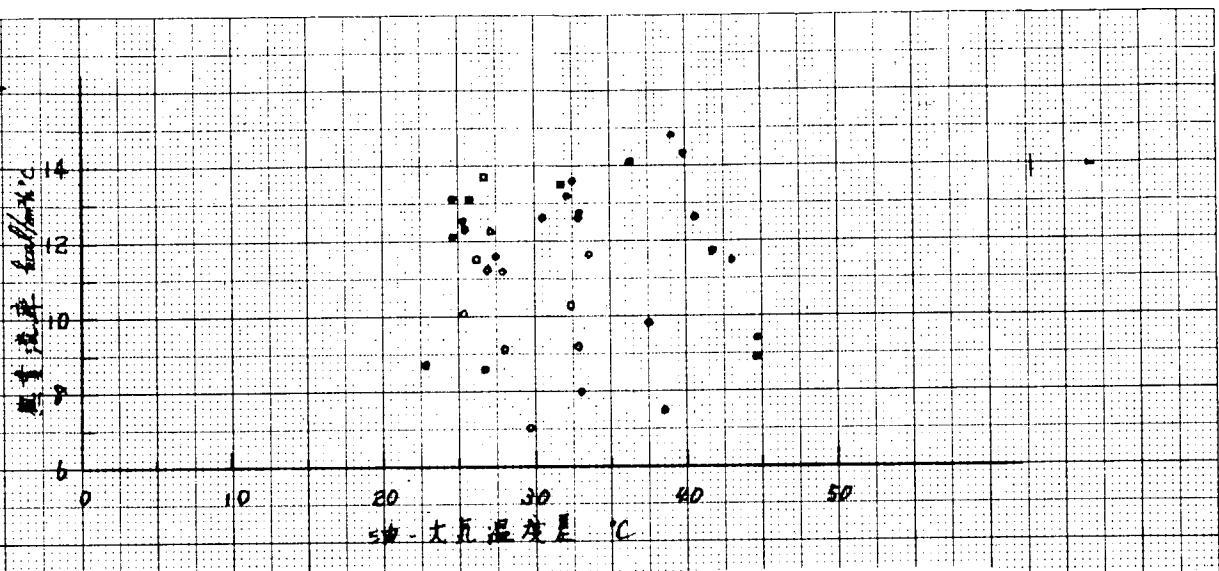


図4.27 側外板(吃水線上)における熱貫流率(グループ3)

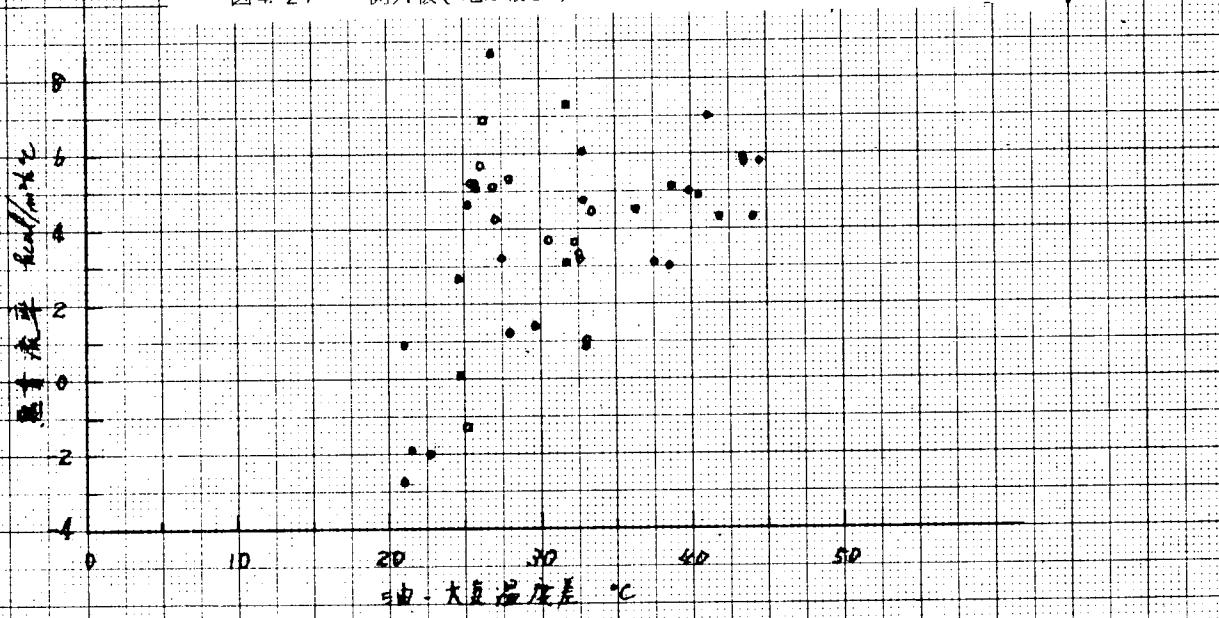


図4.28 甲板における熱貫流率(グループ5)

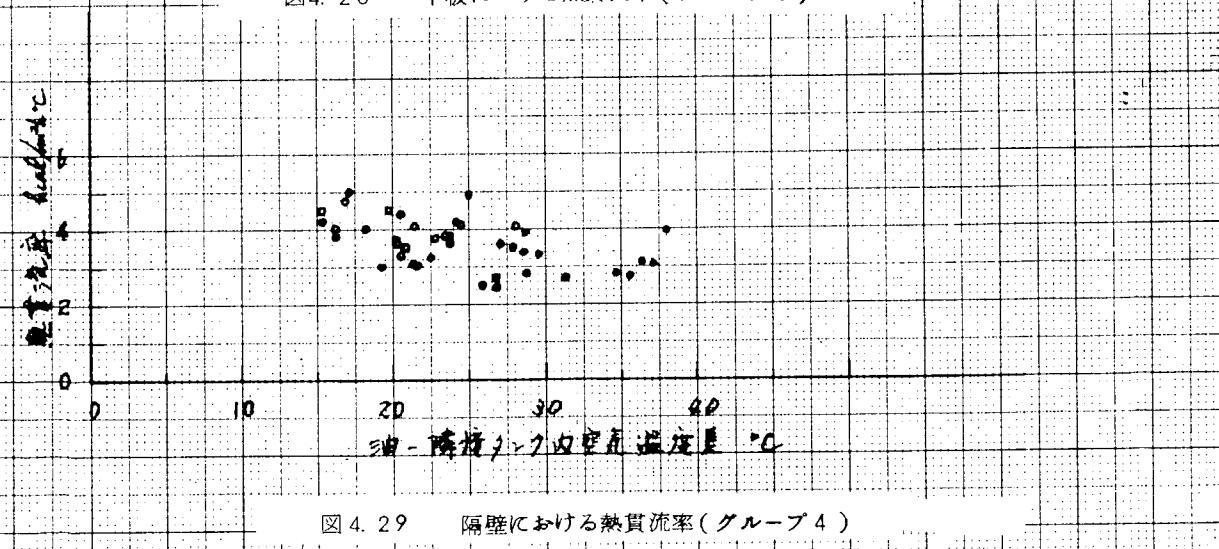


図4.29 隔壁における熱貫流率(グループ4)

隔壁では温度差に関係なく  $2 \sim 5 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$  なる結果が得られている。

#### 4.2.5 フレームのフイン効果

船側と船底アフレーム上の温度分布および熱流束を測定したが、これらのデータに基づきフイン効率を算出した結果を図4.3.0に示す。側外板のフレームでは  $5 \sim 20\%$ 、船底外板では冷却時と加熱時でフレーム近傍の流動が異なり、熱伝達率も大きく変化するので、冷却時では  $30\%$  前後、加熱時では  $5 \sim 15\%$  程度となる。

#### 4.2.6 ヒーティングコイルの温度分布

図4.3.1にコイル表面の温度分布を示す。

この計測データだけではコイルの有効長が定量的にどの程度になるかを判断することはできないが、少なくとも従来考えられていた長さよりもかなり短いものであることは推定できる。このコイルの有効長については第2章を参照されたい。

### 4.3 考 察

#### 4.3.1 溫度分布

タンク内温度は各伝熱面近傍を除いてほぼ一様であり、タンク内は完全に発達した乱流領域にある。各伝熱面の熱伝達は船底を除いては各独立に扱うことができる。

船底附近の油温(たとえば  $106, 107$  等)は加熱開始前から立上りをみせているが、これらはおそらく動揺の影響で周囲の比較的温い油が流れ込んだためと思われる。

しかしこの温度も流動点附近の値であるため凝固層の厚さはほとんど変わっていないものと推定される。

#### 4.3.2 船体の熱貫流率

フレームのフイン効率と外板面における熱伝達率からフレームが伝熱面としての実質的効果を示す形状影響係数を算出し、図4.2.6の熱貫流率を修正した結果を図4.3.2～3.5に示す(附録1参照)

これらは油一海水温度差、平均油温および海水温度に対する関係として図示したものであるが、いずれの場合もその傾向が判然としない。

この形状影響係数は船側で  $1.15 \sim 1.25$ 、船底では  $1.10 \sim 1.30$  の範囲にあるが、設計基準としては加熱時のみを対象とするならば、船側、船底いずれの場合も  $1.15$  程度を見込んでおけばよさそうである。しかしこれらのデータから他の伝熱面(甲板および隔壁等)におけるフレームの影響を推定することはかなり無理であること等形状影響については今後検討を要する問題として残されている。

以下に各伝熱面における熱貫流率について、外板内外の熱伝達率および動揺の影響等を考慮して検討してみる。

##### (1) 船側外板

垂直平板における自然対流熱伝達として扱える。今回の計測では凝固の問題および動揺の影響が入り、計算過程での誤差が大きく入りがちであるが、模型実験結果と同様式(4.1)で算出できる。ただし油温が流動点附近になると精度が悪くなることは避けられない(推定値と実測値との比較は4.3.3参照)。

ここで附録2のようにして概略吃水線下の熱貫流率を算定してみると、平均的には凝固層表面熱伝達率  $24 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$  に動揺の影響による増加分  $10 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$  および凝固層の抵抗  $0.008 / 0.137 (\text{Kcal}/\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C})^{-1}$  を考慮すると、約  $1.15 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$  となり実測値と略一致する。

吃水線上では熱貫流率は外部の状態に大きく左右される。海面近くでは波の影響が大きいので、熱伝達率は吃

水線下のそれとほとんど変わらないと思われるが、上部の方では附録2に示されているように $7 \sim 19 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$ とかなり小さくなる。しかし外板の温度が高くなるため、内面の凝固層が薄く熱抵抗は小さくなるため、結局みかけの熱貫流率は吃水線下と同程度の値となると思われる。

測定位置201と203とには差が認められるが、これは203の検出端は外板との接着部分が厚くなり過ぎて熱抵抗が増し、熱流束の測定誤差が大きく入っているものと考えられ、位置によるというよりもむしろヒートフローメータの取付状態の差異によるものといえよう。

冷却時と加熱時とでは顕著な差は認められないが、油温の下降あるいは上昇に伴い、熱貫流率は減少あるいは増加の傾向にある。

### (2) 船底外板

この部分の伝熱は外板附近に静止油層が存在し、大部分熱伝導によるものと推定できるが、実船実験では凝固および動搖の影響が入り、多少問題を複雑にしている。

加熱時にはヒーティングコイルの下の部分に附録3.1に示すような凝固層と流動層とから成る静止油層が在ると考えると、本来熱伝導が支配的である流動層も動搖の対流効果によって、この層が薄くなり熱伝達率が増加し、 $3.5 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$ となる。

冷却時では附録3.2に示すように、無限平板の非定常熱伝導の問題としてモデル化が考えられるが、熱伝達率は約 $0.8 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$ となり実測値と略合う。現象的には加熱時と同様外板附近に境界層とみなしうる比較的温度勾配の大きい層が存在し（高さがコイルの位置と同程度）、この点からいっても熱伝達率は（油の熱伝導率 $0.137$ ）/（油の静止層の厚さ $0.085$ ） $= 1.6 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$ と実測値と合う。

動搖の影響は前述（4.3.1）のようして現われているが、温度範囲が流動点附近なので対流効果は少なく、みかけの熱貫流率の増加として認められない。

### (3) 甲 板

甲板に関しては外部の状況による不確定要素が多いので、ここではタンク内の油から甲板裏への熱伝達について検討してみる（一般に甲板上の熱伝達率はタンク内のそれに比較してかなり大きいので、油から大気への熱貫流率は後者で抑えられるとしてよい）。この場合でも必ずしも適用できる式があるわけではないが、自然対流に対する水平平板に関するFishendenの実験式で概算してみると

$$\alpha v d = 2.4 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$$

となる。

ここに  $\theta_d = 30^\circ\text{C}$ ,  $\theta_v = 40^\circ\text{C}$ , 代表長さにスチフナー間隔  $\ell = 0.8 \text{ m}$  をとる。

放射伝達に関しては約 $4.6 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$ （附録4参照）となり熱伝達率は $7 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$ 程度となる。

油から大気への熱貫流率はこれに前述の甲板上面の熱貫流率が加わり条件によって多少変動する。

### (4) 隔 壁

隣接タンクが空の場合は、空タンク側の熱伝達は対流によるものと、外板および隔壁間の放射伝熱によるものとがあるが、附録5に示すように対流熱伝達率（Jakobの式）および放射熱伝達率を算出してみると約 $4.6 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$ 程度となる。

#### 4.3.3 大形模型実験結果との比較

今回の実験油は4.3.7に示されているように流動点が高いが、流動点以上では粘性が非常に小さくモデルタンクによる計測の場合の使用油（O重油）とは著しく物性の異ったものである。

したがって外板内面に凝固層ができていることおよび動搖の影響があることなど、モデルタンク計測結果と直接

比較することはできない。ここではかなりの誤差が入り込むのを認め、モデル実験で検討した垂直平板の自然対流熱伝達および動搖の効果による熱伝達率の増加に関する次の2式を凝固層表面(固体表面とみなして)の熱伝達に適用してみる。

$$Nu_x = 0.497 (Gr_x Pr)^{\frac{1}{4}} (\nu_f/\nu_h)^{0.17} \quad (4.3.1)^*$$

ここに物性値は境界層外の油温で評価する。

$$\Delta Nu = 0.34 Re_s^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4.3.2)$$

ここに物性値は塗膜温度で評価する。

なお、この式(4.3.2)は動搖の実験結果において平均的に実験値をカバーしているということで提案されたものである。

以下の表は凝固層表面熱伝達率および油から海水への熱貫流率に関して式(4.3.1)および式(4.3.2)で算出した値と実験値の一部とを比較したものである。

#### (1) 測定位置 201 の例

タンク内 平均油温 °C	凝固層表面熱伝達率 Kcal/m <sup>2</sup> h°C			熱貫流率 Kcal/m <sup>2</sup> h°C	
	実験値	計算値 (動搖の効果 を含まない)	計算値 (動搖の効果 を含む)	実験値	計算値 (動搖の効果 を含む)
61.3	27.3	25.8	25.8	11.7	11.4
58.7	28.8	24.2	24.2	11.0	10.3
57.2	39.7	23.2	30.8	13.9	12.6
55.5	47.0	22.0	47.2	14.0	14.0
53.2	49.6	19.8	29.3	12.2	10.4
53.4	44.5	19.9	44.8	11.2	11.3
53.2	45.6	22.0	31.5	10.8	9.8
55.9	37.4	22.2	31.7	11.1	11.8
56.5	45.8	23.7	36.3	13.4	12.5
53.8	39.6	24.4	31.3	12.4	11.5
60.8	36.6	25.6	35.9	12.4	12.3
62.2	35.5	26.3	26.3	12.2	10.9
63.5	37.6	27.1	27.1	12.3	10.9

\* 赤木の式 (文献5参照)

(2) 油定位203の例(測定誤差が大きいので参考値程度にとどめる)

タンク内 平均油温 °C	凝固層表面熱伝達率 $K_{\text{cal}}/m^2 \text{h}^\circ\text{C}$			熱貫流率 $K_{\text{cal}}/m^2 \text{h}^\circ\text{C}$	
	実験値	計算値 (動搖の効果 を含まない)	計算値 (動搖の効果 を含む)	実験値	計算値 (動搖の効果 を含む)
63.0	27.8	26.8	26.8	12.2	12.0
60.5	26.0	25.4	25.4	10.9	10.8
58.5	26.4	24.0	24.0	9.7	9.4
56.8	33.5	22.9	29.2	11.0	10.5
54.8	36.3	21.5	34.1	10.6	10.4
54.1	36.2	20.8	30.3	9.5	10.0
56.7	37.8	22.9	51.3	11.6	12.6
57.6	28.3	23.5	29.8	8.7	8.8
59.6	31.0	25.0	31.9	10.4	10.4
61.1	22.0	26.2	36.5	9.7	10.4

注) 計算値は理論式  $N_{\text{ux}} = 0.497 (G_{\text{rx}} P_r)^{\frac{1}{2}} (\nu_f / \nu_h)^{0.17}$  による。

動搖の効果は  $\Delta N_{\text{u}} = 0.34 \text{Re}^{-\frac{1}{2}} P_r^{-\frac{1}{3}}$  (3章参照) による。

周期は表4.2から  $T = 10 \text{ sec}$  とし、油温を  $55^\circ, 60^\circ \text{C}$  附近の2とおりに分けて計算した。

以上の計算例からわかるようにみかけの熱貫流率は理論式(4.1)および(4.2)によって算出した値と実験値とかなりよい一致を示しているが、凝固層表面の熱伝達率は比較的偏差が大きくなっている。これは流动点近傍の物性値の評価が適当でないと思われる所以、この点は今後検討を要する問題である。

また一方この凝固層表面の熱伝達率における計算値と実験値との偏差の割合に対して、熱貫流率では両者の差が小さくなっているのは凝固層の熱抵抗が比較的大きいため、みかけの熱貫流率は凝固層表面の熱伝達率に大きく左右されないからと思われる。

また船底における伝熱は熱伝導が支配的であることが確認できたが、O重油に比べてこの原油の粘性は非常に低いため、加熱時における船底外板近傍の流动層は動搖による対流効果が大きく、したがって実船計測の場合はモデルタンクによる計測の場合と異なって船底外板における熱貫流率は冷却時と加熱時とでは差が生じている。

#### 4.3.4 凝固層の厚さの推定

今回の実験油は後述のように流动点の高い( $47.5^\circ\text{C}$ )原油である。そのため外板には油の凝固層が生成しているものと推定される。

図4.3.6はこの凝固層の厚さを次式で算出した結果である。

$$\delta = \lambda \cdot \frac{47.5 - \theta_h}{q}$$

ここで  $\theta_h$  は外板内表面温度

冷却に伴ない船側、船底いずれの場合も凝固層の厚さは増加し、加熱が開始されると船底では急激に減少するが、

海水温度の低下の影響をうけて約30mmになった後は大体一定に保たれている。

船側でも同様の傾向があるが、船底ほど顕著な変化は認められない。

#### 4.3.5 热収支

タンク内の熱収支を冷却時には油温度降下と熱流束計による放熱量の計測値、また、加熱時には油温度上昇と蒸気消費量および熱流束計による計測値との関係から検討してみる。

##### (1) 冷却時

2日目0時から3日目0時までの24時間で算出してみる。

温度降下 63.0°C から 58.5°C に相当する熱量（重量 × 比熱 × 温度差）：

$$1.05 \times 10^6 \times 0.489 (63.0 - 58.5) = 2.3 \times 10^6 \text{ Kcal}$$

熱流束計による放熱量（面積 × 時間 × 熱流束）：

甲板から  $8.9 \times 2.4 \times 7.6.5 = 1.64 \times 10^6 \text{ Kcal}$

船側から  $1.68 \times 2.4 \times 4.6.5.7 = 2.14 \times 10^6 \text{ Kcal}$

船底から  $8.9 \times 2.4 \times 8.2.7 = 1.77 \times 10^6 \text{ Kcal}$

隔壁から  $1.04 \times 2.4 \times 9.4.0 = 2.35 \times 10^6 \text{ Kcal}$

したがって放熱量は

$$(0.164 + 2.14 + 0.177 + 0.235) \times 10^6 = 2.72 \times 10^6 \text{ Kcal}$$

両者には約 1.7% の差があるが凝固（船側において 0.5mm、船底において 3.0mm の変化）の潜熱を考慮すると  
温度降下に相当する熱量は  $2.46 \times 10^6 \text{ Kcal}$  となり、差は 9.5% となり測定誤差範囲に入る。

##### (2) 加熱時

蒸気およびドレン圧力が比較的安定している 6日目 16時から 7日目 16時までの 24時間で算出してみる；

温度上昇 58.1°C から 61.6°C に相当する熱量（重量 × 比熱 × 温度差）：

$$1.05 \times 10^6 \times 0.489 (61.6 - 58.1) = 1.8 \times 10^6 \text{ Kcal}$$

熱流束計による放熱量（熱流束 × 時間 × 面積）：

甲板から  $8.9 \times 2.4 \times 1.6.2.7 = 3.48 \times 10^5 \text{ Kcal}$

船側から  $1.68 \times 2.4 \times 5.3.4.3 = 2.54 \times 10^6 \text{ Kcal}$

船底から  $8.9 \times 2.4 \times 1.5.8.5 = 3.39 \times 10^5 \text{ Kcal}$

隔壁から  $1.04 \times 2.4 \times 8.3.0 = 2.07 \times 10^6 \text{ Kcal}$

したがって温度上昇所要熱量および放熱量の合計は

$$(1.8 + 0.348 + 2.54 + 0.339 + 0.207) \times 10^6 = 5.23 \times 10^6 \text{ Kcal}$$

一方この間の蒸気消費量、すなわち入熱量：

$$4.53 \times 51.7.1 \times 2.4 = 5.62 \times 10^6 \text{ Kcal}$$

この期間では凝固層の厚さの変化はほとんどないから凝固潜熱を考慮する必要はない。

冷却時と同様、熱収支は 8% 程度であっており、測定値の妥当性が裏付けられる。

#### 4.3.6 動揺の影響

図 4.2.6 の計測点 201 からわかるように側外板における熱貫流率は加熱開始前から著しく増加している。

今回のデータから判断するとこの要因としては動揺があげられるが、1/50 モデルタンクによる動揺伝熱実験結果でも動揺によって側外板および船底外板の熱貫流率が増加することが明らかとなり（詳細は 3 章参照），上記の

実船実験における現象は動搖の影響と考えてよさそうである。また自然冷却時、船底外板に関してはみかけの熱貫流率に対するその影響は認められなかつたが、加熱時には動搖の対流効果による熱伝達率の増加が認められた。

(4.3.2 (2) 参照)

#### 4.3.7 実船油の物性値\*

実船計測データを解析する際必要な物性値を測定した結果をとりまとめ以下に示す。

(1) 比重 <sup>1)</sup>

温 度 ℃	比 重 $\gamma$
500	0.869
60	0.862
70	0.854

50°～70°C の平均値  $\bar{\gamma} = 0.862$

(2) 热伝導率  $\lambda$  <sup>1)</sup>

流动層 59.4°C  $\lambda = 0.132 \pm 5\%$  Kcal/m h°C

凝固層 39.5°C  $\lambda = 0.137 \pm 5\%$  ◊

(3) 比熱  $C_p$  <sup>2)</sup>

比熱に関してのみ次式を用いて計算した。

$$C_p = 0.415 \sqrt{T} + 0.0009 (\theta - 15)$$

50°～70°C の平均値  $\bar{C}_p = 0.489$  Kcal/kg°C

(4) 静粘性係数  $\eta$  および動粘性係数  $\nu$  <sup>1)</sup> (図4.3.8 参照)

温 度 ℃	静粘性係数 $\eta$ kg s/m <sup>2</sup> × 10 <sup>4</sup>	動粘性係数 $\nu$ m <sup>2</sup> /s × 10 <sup>6</sup>
50	2.29	2.58.5
60	5.01	5.7
70	2.90	3.3.25

(5) プラントル数  $Pr$  (図4.3.8 参照)

温 度 ℃	Pr
50	2.970
60	6.55
70	3.82

1) 比重、粘性係数および工業分析は三菱重工長崎研究所にて測定。

熱伝導率は九州大学生産科学研究所にて測定した。

なお、熱伝導率測定に関しては「線熱源非定常法による液体の熱伝導率の測定、藤井哲、森岡義、生産科学研究所報告第47号、昭和43.6.25」を参照。

2) 日本造船研究協会研究資料第79号7.9頁比熱の項

(6) 膨張係数  $\beta$

$$50^{\circ}\text{C} \sim 70^{\circ}\text{C} \text{ の平均値 } \bar{\beta} = 0.874 \times 10^{-3} \text{ } ^{\circ}\text{C}^{-1}$$

(7) 流動点  $\theta_{\text{fre}}$

$$\theta_{\text{fre}} = 47.5^{\circ}\text{C}$$

(8) 工業分析値

項目		測定値
灰 分 %		0.035
残 留 炭 素 %		5.06
成 分	炭 素 %	12.97
	水 素 %	84.12
	硫 黃 %	0.14

#### 4. まとめ

実船計測結果を他の模型あるいは実船実験の結果を従来の設計値とあわせて次表に示す。

##### ◎ 熱貫流率 ( $\text{Kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$ )

項目 実験者	本研究部会 結論	本研究部会 実船計測結果	本研究部会 模型実験結果	B.S.R.A (実船計測) (イギリス)	T.N.O.R.S (実船計測) (オランダ)	従来値
油 の 種 類		スマトラ高流 流动点原油	C 重油 (1, 2号相当)	南米 ペネズエラ原油	C 重油 (3, 4号相当)	
比 重 $50^{\circ}\text{C}$		0.869	0.922	0.956/0.968 (第1回テスト/ 第2回テスト)	0.956	
粘 度 Stokes $50^{\circ}\text{C}$		0.26	1.3	~9.0/~6.2 (第1回テスト/ 第2回テスト)	4.3	
流動点 $^{\circ}\text{C}$		47.5	10以下	0以下	1.5以下	
甲板(油, 大気)	5	-3~8	—	7.3	1.44/5 (全計測/2晚)	8
船 側 外 板 (油, 海水/大気)	1.5	11~16	1.5	1.6.1	1.5	吃水線上 8 吃水線下 25
船 底 外 板 (油, 海 水)	4	1~3	4	7.3	2.3.6	2.5
隔 離 壁 (油, 倉内空気)	4	2~5	—	3.9	4.0.5	5

実船計測と模型実験との大きさを差は実験油の性状が異なることと、前者においては動搖の影響が入っていることがある。結果としてはほぼ同様な値が得られたが、熱計算に際しては油の物性を一応チェックし、動搖の対流効果による熱伝達率の増加分を考慮に入れておく必要がある。しかしいずれにせよヒーティングの対象になるのは流動点の高い油か高粘性油であって、本研究部会の一連の実験に使用した油に当てはめることができるし、本研究部会の実験結

果はイギリス、オランダのそれと概略一致しているので、本研究部会としては結論の欄に示した値を設計値として推奨する。

なおこの結論は安全側として比較的条件の悪い場合を考慮している。また上表の値はすべてフレームの形状影響係数により修正されたものである。

熱収支に関しては測定誤差範囲内でよい一致をみ、今回の計測の妥当性を裏付けるものである。

#### [参考文献]

1. Heat losses from oil-tanker cargoes. R.J. Saunders. BSRA, 1965.
2. Heat-transfer in cargotanks of a 50,000 DWT tanker, D.J. Van Der Heeden & I.R.L.L. Mulder, Inter. Shipbuilding progress, 1965.
3. Natural convection in viscous oil, R.G.S. Skipper, J.S.C. Balt. & O.A. Saunders, international Development in Heat Transfer 1961-2.
4. 高粘度油中における自然対流熱伝達 赤木新介 日本機械学会論文集(第2部)  
vol. 30, No. 213 (昭39.5)
5. タンク加熱に関する伝熱の諸問題 赤木新介 J.M.E.S. J.a., vol. 1 No. 1 April 1966.
6. 伝熱概論 甲藤好郎 養賢堂 昭42.
7. SR102 「タンクヒーティングに関する研究」, 日本造船研究協会昭和42年度研究資料 第79号。

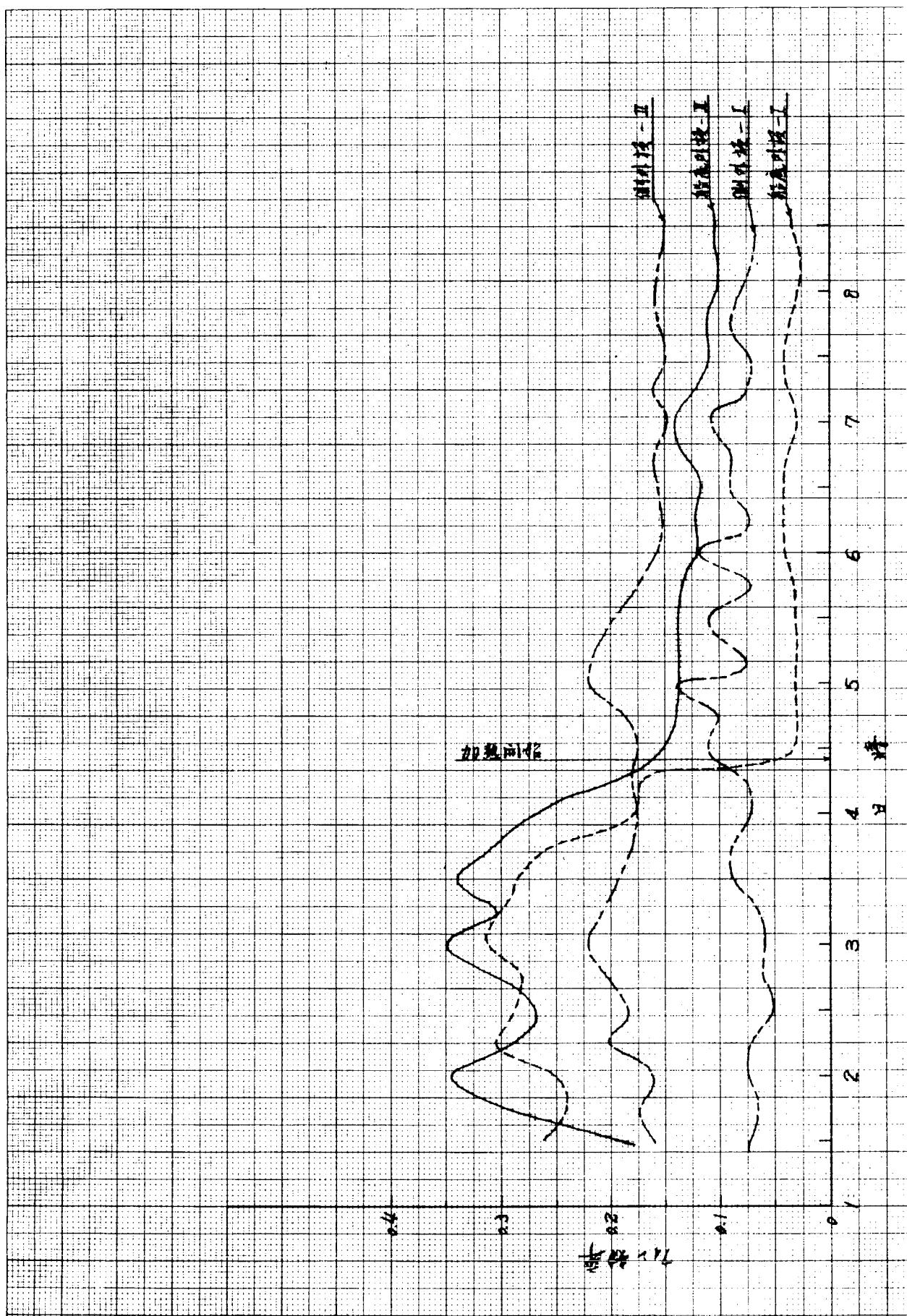
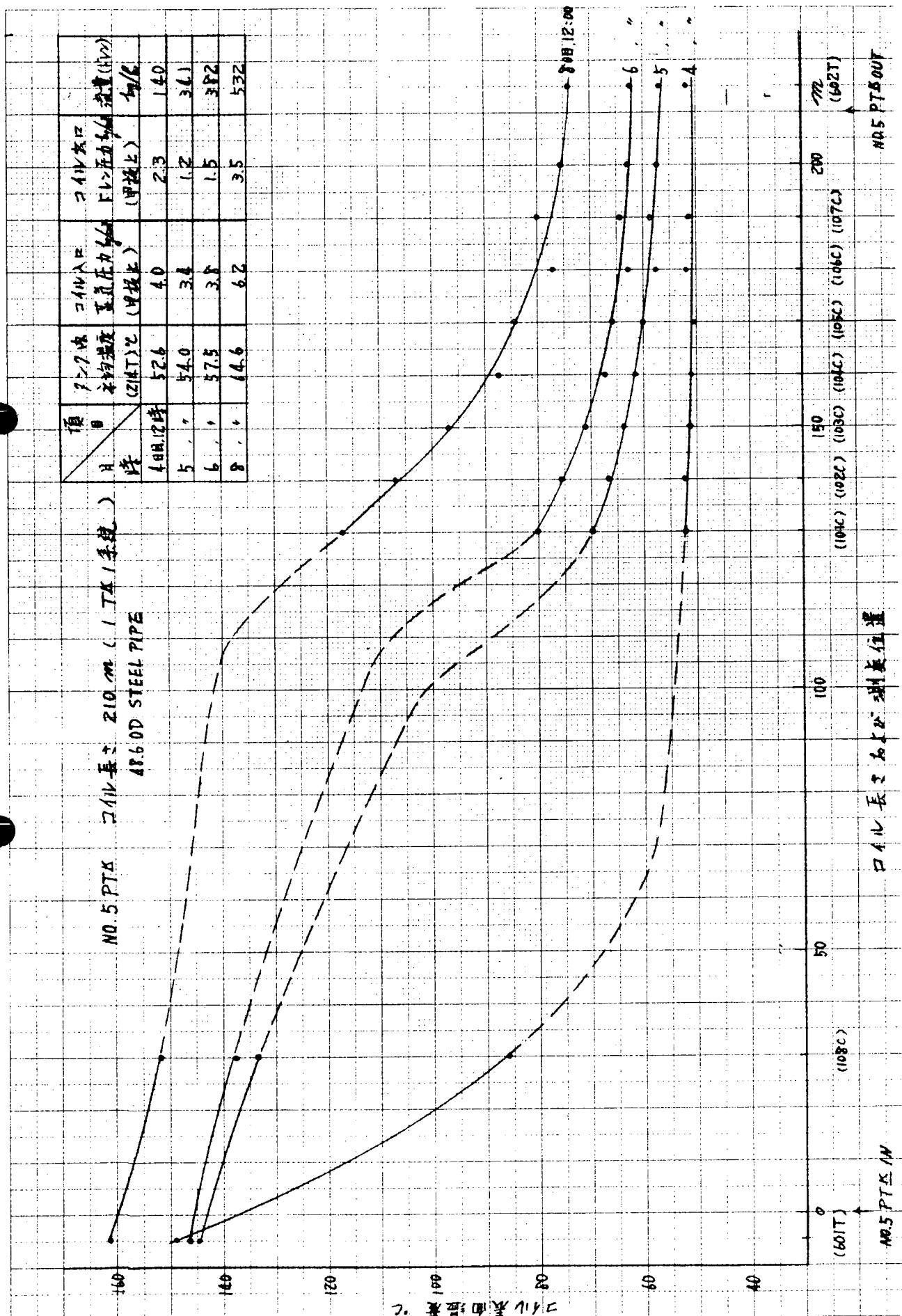


図4.30 フレームのフレームの変化 フレーム

図4.3.1 ヒートエイシングコイル温度分布



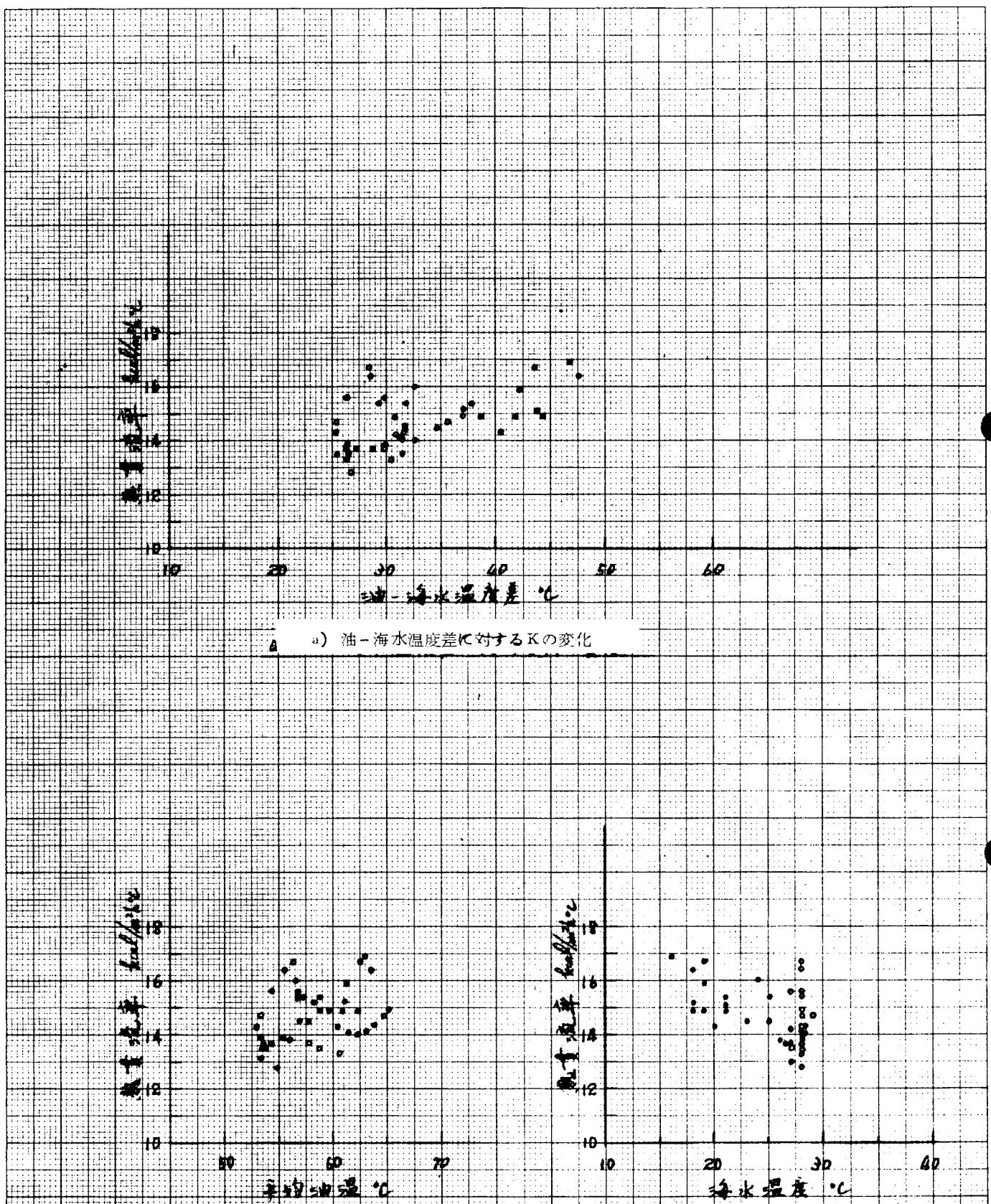
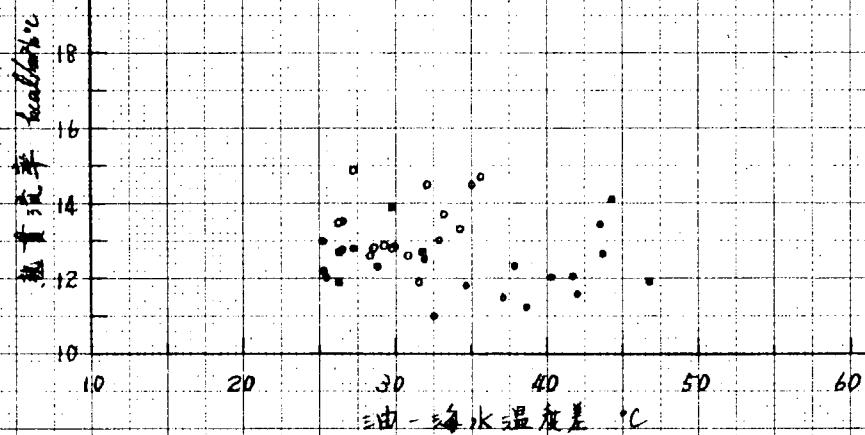
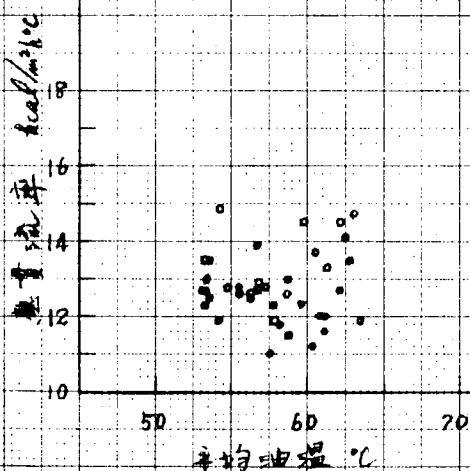


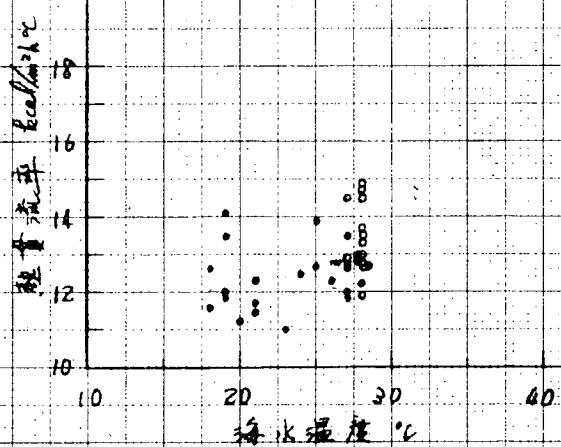
図4.32 側外板(吃水線下)における熱貫流率  $K$  - I (201)



a) 油-海水温度差に対する  $K$  の変化

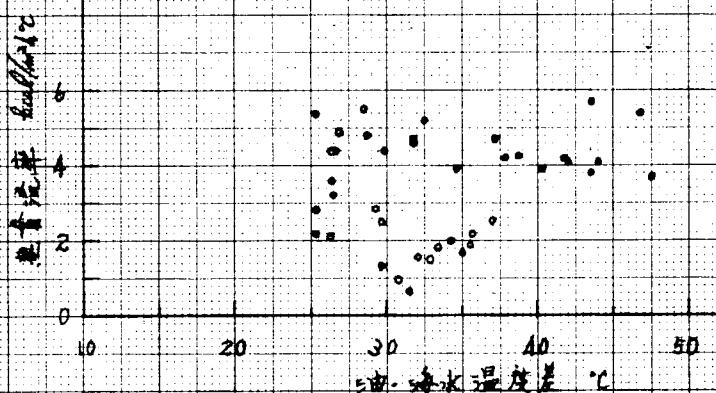


b) 平均油温に対する  $K$  の変化

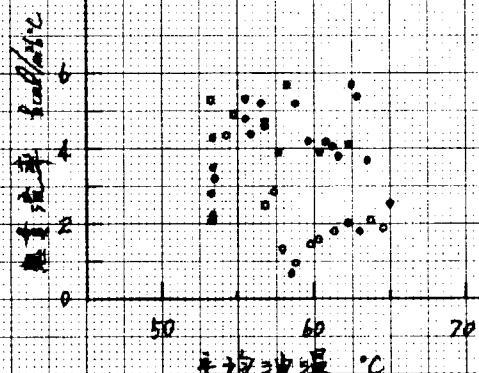


c) 海水温度に対する  $K$  の変化

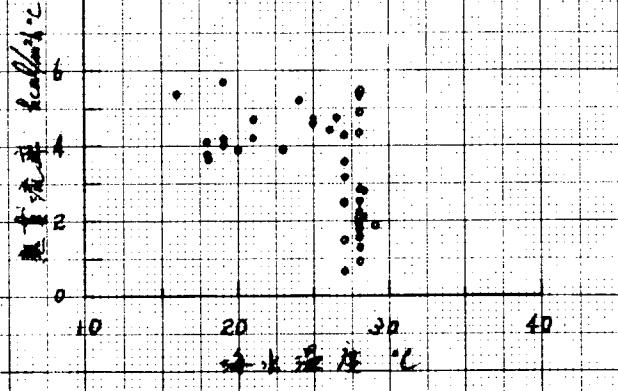
図4.33 側外板(吃水線下)における熱貫流率  $K$  - II (203)



a) 油-海水温度差に対するKの変化



b) 平均油温に対するKの変化



c) 海水温度に対するKの変化

図4.34 船底外底における熱貫流率K-I(101)

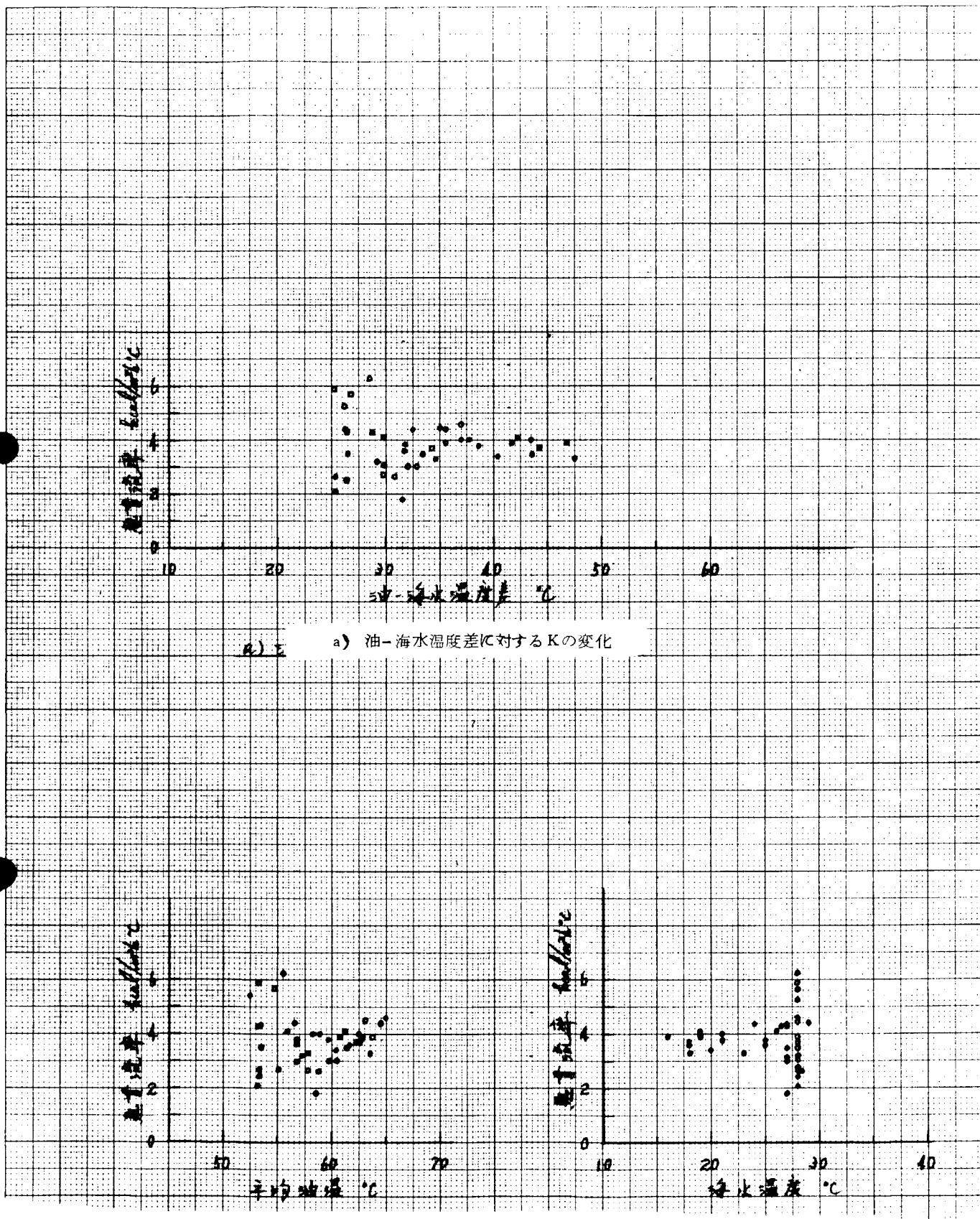


図4.35 船底外底における熱貫流率  $K$ -II (102)

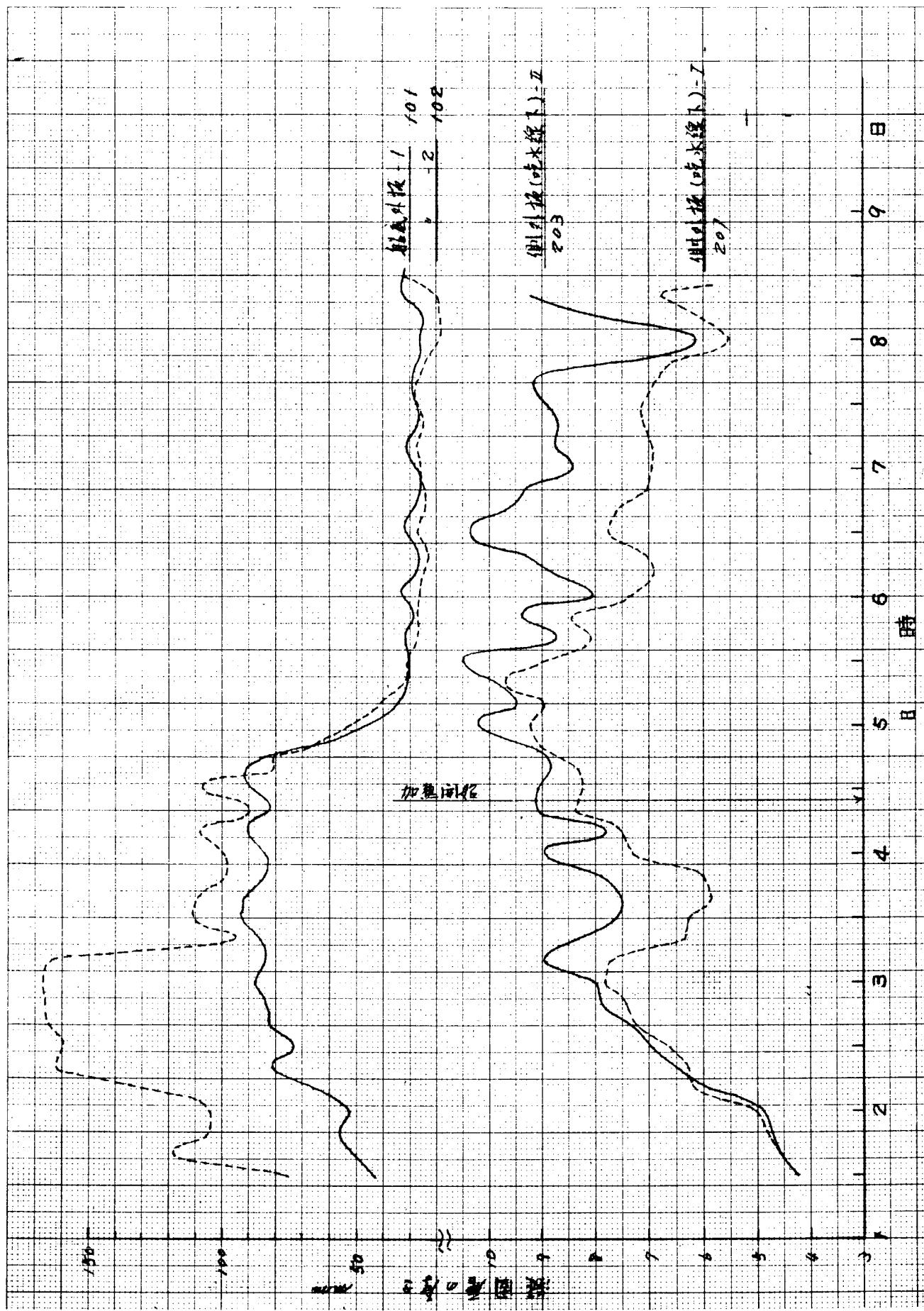
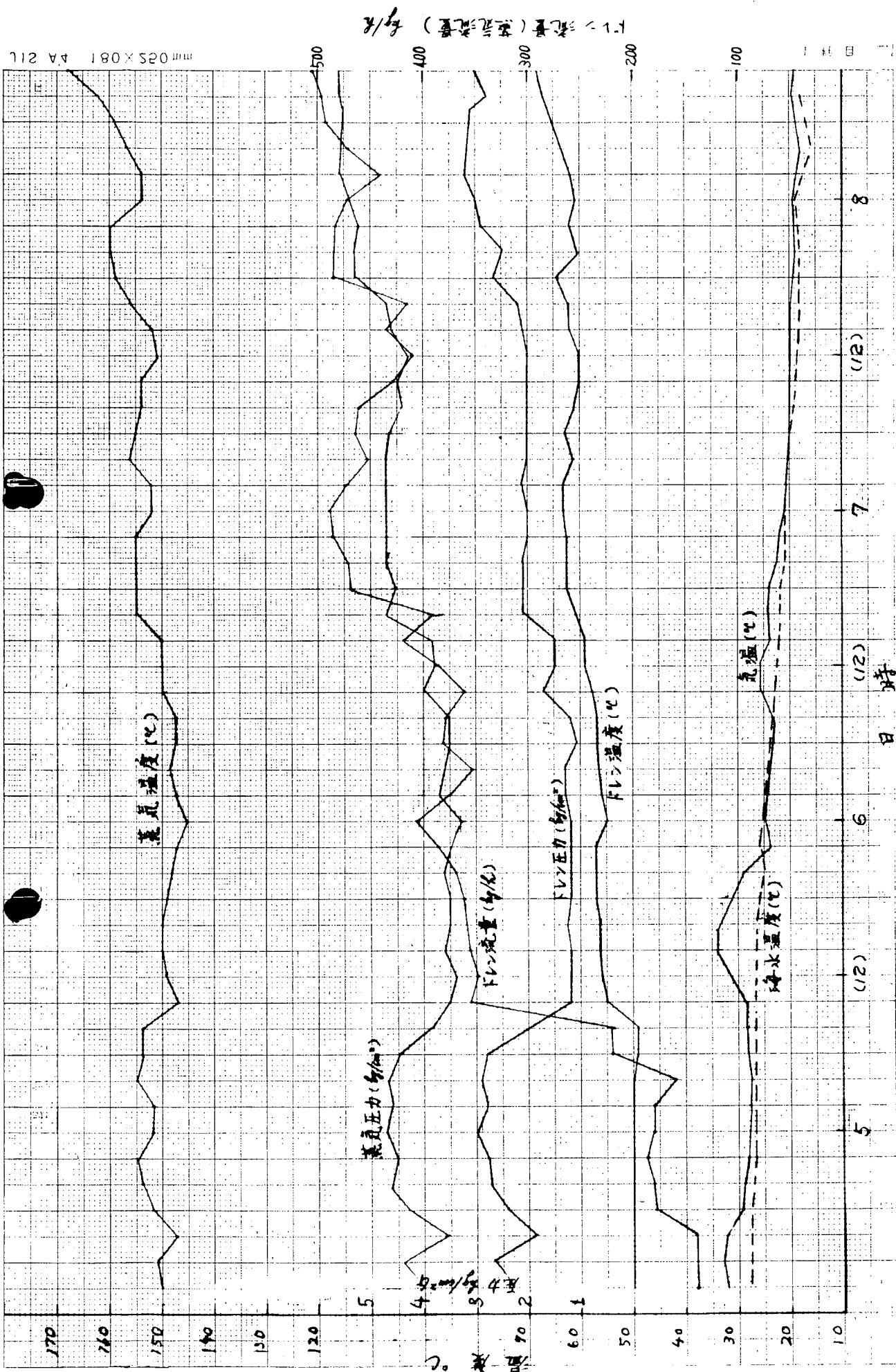


図4.37 蒸気およびドレンの圧力、温度、流量と気温および海水温度(船5左舷タンク)



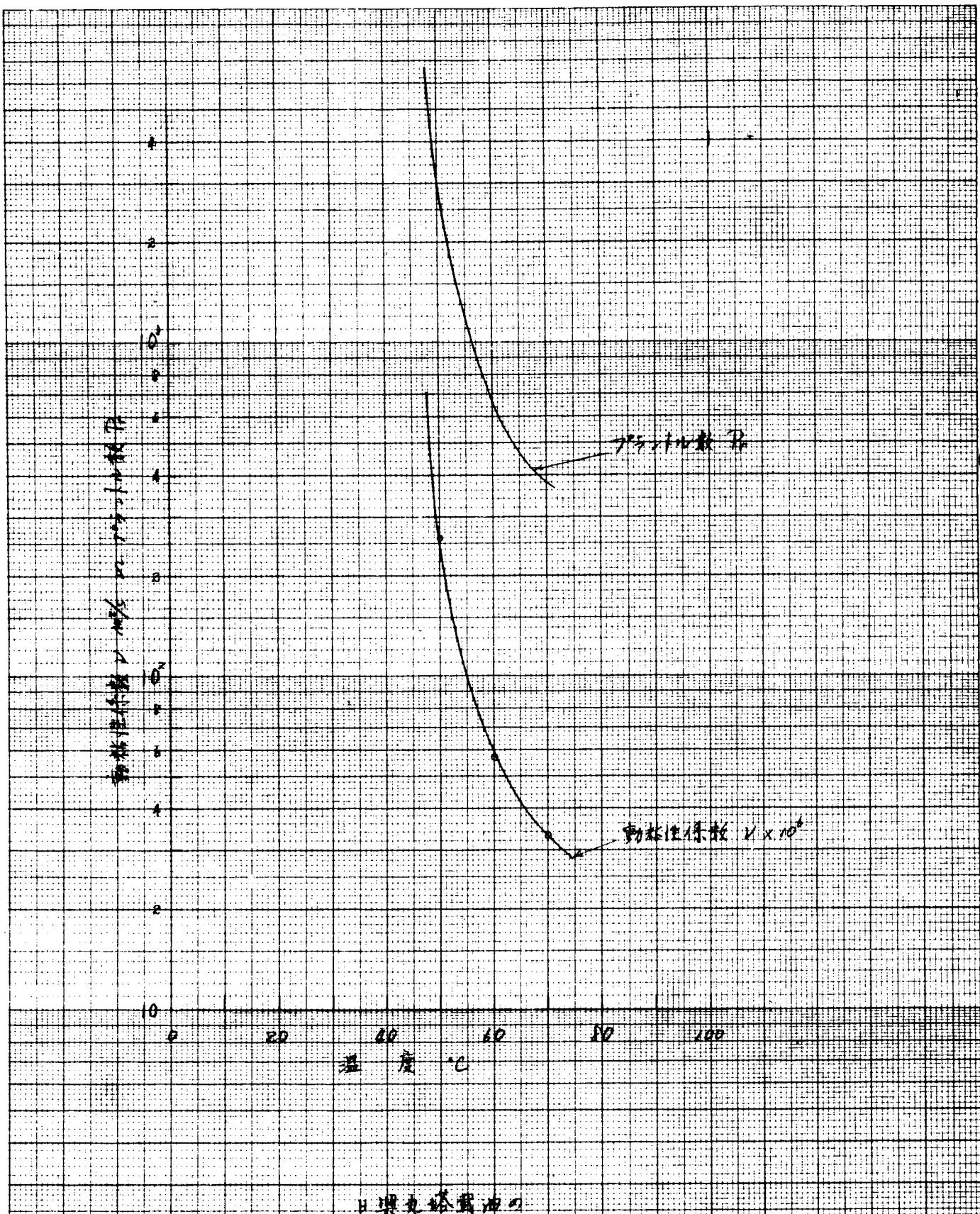


図4.38 日興丸塔載油の動粘性係数およびプラントル数

## [附録 1] 船体の熱貫流率の算出方法

未修正の熱貫流率は熱流束および油と船外界開気の温度差から

$$K = q / (\theta_f - \theta_a) \quad (\text{附. 1})$$

また外板内面の熱伝達率は

$$\alpha_h = q / (\theta_f - \theta_h) \quad (\text{附. 2})$$

熱貫流率Kは

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_w} + R_h + \frac{1}{\alpha_h}, \quad \left( \frac{1}{\alpha_h} = R_{fre} + \frac{1}{\alpha_{fre}} \right) \quad (\text{附. 3})$$

したがって外板を含む外側の熱抵抗は

$$\frac{1}{\alpha_w} + R_h = \frac{1}{K} - \frac{1}{\alpha_h} \quad (\text{附. 3})$$

一方フレームのフイン効率 $\zeta$ は温度分布あるいはフレーム面上の熱伝達率から次式で求められる：

$$\zeta = \frac{\int (\theta_f - \theta_{frame}) dx}{\ell_{frame}} = \frac{\tan k \ell_{frame} \sqrt{\frac{2 \alpha_{frame}}{\lambda h_{frame}}}}{(\theta_f - \theta_h) \ell_{frame}} \quad (\text{附. 4})$$

次にフレーム形状影響係数 $\psi$ は

$$\psi = 1 + \frac{2 \ell_{frame} \zeta}{\ell} \cdot \frac{\alpha_{frame}}{\alpha_h} \quad (\text{附. 5})$$

したがってフレームのフイン効果による修正をした熱伝達率 $\alpha'_h$ は

$$\alpha'_h = \psi \alpha_h \quad (\text{附. 6})$$

Kの修正値 $K'$ は(附. 3')式から次のように求められる。

$$\frac{1}{K'} = \frac{1}{\alpha'_h} + \left( \frac{1}{\alpha_w} + R_h \right) \quad (\text{附. 7})$$

なお、フイン効果の修正は等角写像を応用して算出できるが、結果は同じである。

記号	添字
$\alpha$ : 热伝達率	a : 海水あるいは大気等船外界開気
$\zeta$ : フイン効率	f : 油
$\theta$ : 温度	fre : 熱界面または熱界面層
$h$ : 板厚	h : 外板
K : 热貫流率	w : 外板外面
$\lambda$ : 热伝導率	
$\ell$ : 長さ	
$\alpha_f$ : 伝熱系数	
R : 热抵抗	
$\psi$ : フイン効果実効係数	

## [附録 2] 船側外板における熱貫流率

(1) 船側外板と海水との間の熱伝達率:  $\alpha_{hs}$  および船側外板と大気との間の熱伝達率:  $\alpha_{ha}$

いずれも船艤の航行中を対象とすれば、平板面の強制対流熱伝達の形態をとる。船速15ノット、船の長さ200mとして、 $R_e$  数を概算すると、海水に対しては  $1.5 \times 10^9$ 、大気に対しては、 $10^8$ 程度のオーダになり、いずれの場合も乱流域にあると考えられる。したがって、Colburn の実験式が適用できるように思われる。すなわち、

$$N_u = 0.036 R_e^{\frac{1}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (\text{附. 8})$$

式(附. 8)により熱伝達率を概算すると、

$$\alpha_{hs} = 4 \times 10^8 \text{ Kcal}/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C, \quad \alpha_{ha} = 7.7 \text{ Kcal}/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C \text{ となる。}$$

$\alpha_{ha}$  は船との相対風速によりかなり変動し、たとえば相対風速20 m/S では  $19 \text{ Kcal}/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$  と概算される。

(2) 船側外板より大気へのふく射による熱伝達率:  $\alpha_{har}$

無限に広がる大気は完全黒体とみなせるので、射出熱量  $q$  は Stefan Boltzmann の法則により次式で表わされる。

$$q = 4.96 \varepsilon_r \left( \frac{T_h}{100} \right)^4 \quad (\text{附. 9})$$

したがって、これを外板より大気への熱伝達率の形で書くとつぎのようにかける。

$$\alpha_{har} = \frac{4.96 \varepsilon_r}{T_h - T_a} \left( \frac{T_h}{100} \right)^4 \quad (\text{附. 10})$$

外板温度  $40^\circ C$ 、大気温度  $20^\circ C$ 、 $\varepsilon_r = 0.8$  として計算すると  $\alpha_{har} = 19.0 \text{ Kcal}/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$  が得られる。

(3) 船側外板の熱貫流率

熱貫流率  $K$  は次式で定義される。

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{h}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (\text{附. 11})$$

ただし、 $\alpha_1, \alpha_2$ : 外板面の熱伝達率 ( $\text{Kcal}/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ )

$h$ : 外板の厚さ (m)

$\lambda$ : 外板の熱伝導率 ( $\text{Kcal}/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ )

ところで、外板の熱抵抗  $h/\lambda$  は通常  $4 \times 10^{-4} m^2 \cdot h \cdot ^\circ C / \text{Kcal}$  程度であるから、表面の熱抵抗  $1/\alpha$  に比べて、省略できる。

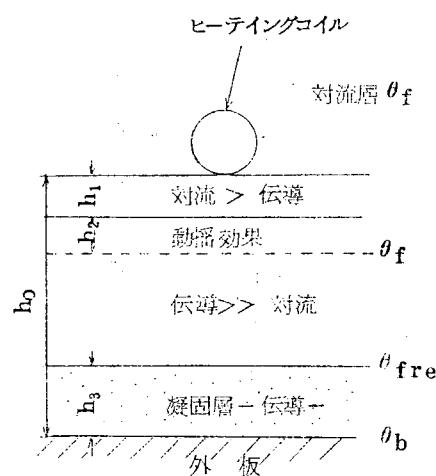
## [附録 3] 船底外板における熱貫流率

実船試験および模型試験における加熱および自然冷却時の船底外板の熱貫流率について検討してみる。

(1) 加熱時

船底外板とヒーティングコイル附近の伝熱機構を説明するための概念図を描くと右図のようになる。コイルの下面近傍のある厚さ ( $h_1$ ) はまだ対流がかなりあるので平均油温  $\theta_f$  にはほぼ等しい。

$h_2$ : 動揺によってさらにこの深さまで  $\theta_f$  になりうる



る。

$h_3$  : 凝固層、厚さ(熱伝導率  $\lambda_{fre}$ )

$h_0 - (h_1 + h_2 + h_3)$  : 热伝導率が支配的である静止層(熱伝導率  $\lambda_f \neq \lambda_{fre}$ )

船底外板の熱貫流率(=油側熱伝達率)  $K_b$  を次のように定義する。

$$q = K_b (\theta_f - \theta_b) \quad \theta_b \neq \theta_s \text{ (海水温度)} \quad (\text{附. 12})$$

この  $K_b$  は一般的に

$$K_b = \frac{1}{\frac{1}{\frac{\lambda_f}{h_0 - (h_1 + h_2 + h_3)}} + \frac{1}{\frac{\lambda_{fre}}{h_3}}} \quad (\text{附. 13})$$

ここに  $\Delta\alpha$  は動搖による対流効果にもとづく熱伝達率の増加分である。

また

$$h_3 = \frac{q}{\lambda_{fre} (\theta_{fre} - \theta_b)} \quad (\text{附. 14})$$

(a) 突船実験の場合(動搖、凝固あり)

(i) 動搖なしの場合  $h_2 = 0, \Delta\alpha = 0$

$$K_b = \frac{1}{\frac{1}{\frac{\lambda_f}{h_0 - (h_1 + h_3)}} + \frac{1}{\frac{\lambda_{fre}}{h_3}}} = \frac{\lambda_f}{h_0 - h_1}$$

(ii) 動搖がある場合

$$K_b' = \frac{1}{\frac{1}{\frac{\lambda_f}{h_0 - (h_1 + h_2 + h_3)}} + \frac{1}{\frac{\lambda_{fre}}{h_3}}} + \Delta\alpha > K_b$$

(b) 模型実験の場合(動搖、凝固なし)

$$|K_b| = \frac{1}{\frac{1}{\frac{\lambda_f}{h_0 - h_1}}} = \frac{\lambda_f}{h_0 - h_1}$$

したがって

$$K_b' > K_b = |K_b|$$

(2) 自然冷却時

油を自然冷却させる場合は船側外板面で冷却による対流が生ずるが、これをタンク全体から見た場合局所的で無視しうるものと仮定し、視野を船底に限るならばタンク内の油は固体と見なすことによって、船底外板面を境界面とする平無限体でモデル化することが考えられる。

最初、温度が一様に  $\theta_f$  である油が境界面で  $0^\circ$  に保持される場合の非定常状態における油から外板への熱伝達率  $\alpha_{fh}$  を求める。

$$\text{基礎式} \quad -\frac{\partial \theta_f}{\partial t} = \alpha_f \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial x^2} \quad (\text{附. 15})$$

境界条件  $x = 0$  で  $\theta_f = 0$  (附. 16)

初期条件  $t = 0$  で  $\theta_f \rightarrow \theta_f$  (一定) (附. 17)

上式を解くと

$$\theta_f = \theta_f \operatorname{erf} \left\{ \frac{x}{2\sqrt{a_f t}} \right\} \quad (\text{附. 18})$$

$x$  方向の温度勾配は

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial x} = -\frac{\theta_f}{\sqrt{\pi a_f t}} e^{-\frac{x^2}{4 a_f t}} \quad (\text{附. 19})$$

であるから油から船底外板への熱伝達率  $\alpha_{fh}$  を次式で定義すると

$$q = \alpha_{fh} \theta_f \quad (\text{附. 20})$$

$$\begin{aligned} \alpha_{fh} &= \frac{\lambda_f}{\theta_f} \left( \frac{\partial \theta_f}{\partial x} \right)_{x=0} \\ &= \sqrt{\frac{\lambda_f C_p \rho_f}{\pi t}} \quad (\text{附. 21}) \end{aligned}$$

物性値  $(\lambda_f C_p \rho_f)$  は油の種類によって大きな差はないから、模型実験あるいは実船実験では冷却後 24 時間程度で  $\alpha_{fh} = 0.8 \text{ Kcal}/m^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$  となる。

これを実船実験に関して数値的にあたってみると、

冷却時では

$$K_b = 0.8 \text{ Kcal}/m^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

加熱時では

動揺が持続しているとして

$$T = 10 \text{ sec. } \theta = 2^\circ\text{C} \rightarrow \Delta \alpha = 7 \text{ Kcal}/m^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

静止層は実測値から

$$h_0 - (h_1 + h_2 + h_3) = 60 \text{ mm}$$

$$K_b = \frac{1}{\frac{1}{0.132} + \frac{1}{0.06} + \frac{1}{0.137} + \frac{1}{0.025}} = 3.5 \text{ Kcal}/m^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

すなわち各実測値に動揺の影響を与える実験式  $\Delta Nu = 0.34 Re^{1/2} Pr^{1/3}$  (3章参照) から算出される熱伝達率の増加分を考慮すると、測定された熱貫流率とよく合う。

#### [附録 4] 甲板の熱貫流率

この場所の伝熱様式はつきの 2 通りが考えられる。

(a) タンク内蒸気  $\rightarrow$  甲板  $\rightarrow$  大気

(b) 甲板  $\rightarrow$  タンク内蒸気および油

(b) は昼間太陽の直射を受けて甲板が熱くなっている場合に対応する。この場合はふく射により熱がタンク内に流入することになり、ヒーティングコイル設計の観点からは安全側になるので特に熱貫流率を云々する必要はないが、実船実験データの解析の都合上簡単な考察を行なうこととする。

この他、実際問題として、満載状態のタンクでは船体動揺により荷油が流動し甲板面に接触することが当然考えられる。

(1) 甲板面の自然対流熱伝達率:  $\alpha_{vd}$

甲板温度が油の蒸気温度よりも高い場合は自然対流は生じないので、これによる熱伝達は無視してさしつかえないであろう。他方、甲板の温度が低いときは自然対流が生ずるが、この場合は水平板上の自然対流伝達に関する、Fishenden の実験式が適用できるであろう。

$$N_u = 0.54 (Gr Fr)^{1/4}, \quad (10^5 < Gr Fr < 10^7) \quad (\text{附. 22})$$

例として、 $\theta_d = 30^\circ\text{C}$ ,  $\theta_v = 40^\circ\text{C}$ , 代表長さにスチフナ間隔  $\ell = 0.8m$  をとって概算すると  $\alpha_{vd} = 2.4 \text{ Kcal}/m^2 \cdot h^\circ\text{C}$  が得られる。

(2) 油面より甲板へふく射による熱伝達率:  $\alpha_{fd}\alpha_r$

油面の射出率  $\epsilon_r$ , 甲板の吸収率  $\alpha_r$  とすれば、Stefan Boltzmann の式より

$$\alpha_{fd}\alpha_r = \frac{4.96 \epsilon_r \alpha_r}{T_f - T_d} \left[ \left( \frac{T_f}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_d}{100} \right)^4 \right] \quad (\text{附. 23})$$

油温  $60^\circ\text{C}$ , 甲板温度  $30^\circ\text{C}$ ,  $\epsilon_r = 0.9$  (推定),  $\alpha_r = 0.8$  として概算すると  $4.6 \text{ Kcal}/m^2 \cdot h^\circ\text{C}$  が得られる。

(3) 甲板より大気への対流熱伝達率:  $\alpha_{da}$

これは附録 2 の(1)の  $\alpha_{ha}$  と同値とみなせる。

(4) 甲板より大気へのふく射による熱伝達率:  $\alpha_{dar}$

これは附録 2 の(2)の  $\alpha_{har}$  と同じ考え方ができる。甲板温度  $35^\circ\text{C}$ , 外気温度  $20^\circ\text{C}$ ,  $\epsilon_r = 0.8$  の場合を計算すると  $\alpha_{dar} = 2.38 \text{ Kcal}/m^2 \cdot h^\circ\text{C}$  が得られる。

(5) 甲板よりタンク内へのふく射による熱伝達率:  $\alpha_{dvr}$

附録 3(3)の考え方方が適用できる。荷温が満載状態に近い場合は、甲板面と油面が平行に對峙しているとみなし式 (附. 14) により計算することができる。

例として、甲板温度  $60^\circ\text{C}$ , 油温  $5.2^\circ\text{C}$ , 油蒸気温度  $5.5^\circ\text{C}$  甲板面の射出率  $\epsilon_r = 0.8$ ,  $F_{1,2} = 1.0$  と仮定すれば  $\alpha_{dvr} = 9.0 \text{ Kcal}/m^2 \cdot h^\circ\text{C}$  が得られる。

(6) 甲板の熱貫流率

以上の考察結果を総括するとつきのようになる。

$$(a) タンク内蒸気  $\rightarrow$  甲板  $\rightarrow$  大気 :  $K = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_{vd} + \alpha_{fd}\alpha_r} + \frac{1}{\alpha_{da} + \alpha_{ar}} \right) \quad (\text{附. 24})$$$

$$(b) 甲板  $\rightarrow$  タンク内蒸気 :  $K = -\alpha_{dvr} \quad (\text{附. 25})$$$

ただし、(b)の場合は流入する熱量を表わすので熱貫流率としては負の取り扱いとなる。

オーダ的には(a)の場合で  $K = 7 \text{ Kcal}/m^2 \cdot h^\circ\text{C}$ , (b)では、 $K = -9.0 \text{ Kcal}/m^2 \cdot h^\circ\text{C}$  が予想される。

## (附録 5) 隔壁の熱貫流率

この場合の伝熱模式は次の 2通りになる。

(a) 油  $\rightarrow$  隔壁  $\rightarrow$  油

(b) 油  $\rightarrow$  隔壁  $\rightarrow$ 隣接倉内空気または油の蒸気

(1) 油と隔壁との間の熱伝達率:  $\alpha_{fw} = \alpha_{fh}$

側外板の場合と同じ伝熱形態と見なせる。したがつて式 (4.1) による  $\alpha_{fh}$  を使うことができる。

(2) 隔壁と倉内空気との間の自然対流熱伝達率:  $\alpha_{wa}$

この場合は垂直平板における乱流熱伝達の実験式<sup>\*</sup>が適用できよう。

$$N_{um} = 0.13 (\theta_{rm} - \theta_{wm})^{3/4} \quad (附. 26)$$

ただし、 $m$ は膜温度  $\theta_m = (\theta_\infty + \theta_w)/2$  における物性値による値を意味する。

空気の場合について式(附. 19)によって  $\alpha_{wa}$  を概算するとつぎのようになる。

$\theta_w = 50^\circ\text{C}$ ,  $\theta_\infty = 30^\circ\text{C}$ , 代表長さとしてタンク深さ  $d = 14\text{m}$  をとると  $\alpha_{wa} = 3.4 \text{ kcal}/\text{m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$  が得られる。

(3) 隔壁面のふく射伝熱による熱伝達率:  $\alpha_{war}$

隔壁が高壁の場合、隣接の空倉へ向ってふく射による熱放出が行なわれる。ふく射による伝熱は、高温の隔壁とそれよりも低温にある船底外板、側外板、甲板など空倉を構成する各壁面との間で行なわれる。この伝熱量を便宜的に隔壁面から倉内空気への熱伝達率の形で表わすことにする。

いま、図附1に示すようなタンクにおいて、横隔壁Wが油に接して高温に保たれているものとする。

一般に放熱面1より受熱面2へふく射によって伝えられる熱量  $Q_{12}$  は次式で表わされる。

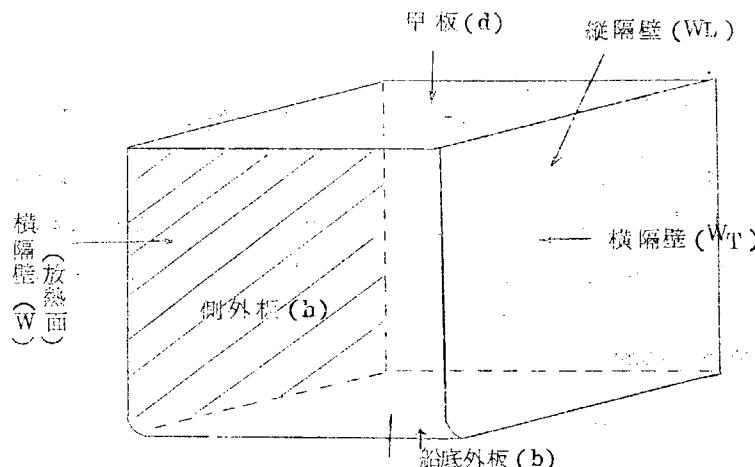
$$Q_{12} = 4.96 \epsilon_r F_{12} S_1 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (附. 28)$$

したがって、空倉内気温を  $\theta_a$  とすれば見かけの熱伝達率  $\alpha_{12}$  を次式のように定義することができる。

$$\alpha_{12} = \frac{\theta_{12}}{(\theta_1 - \theta_a) S_1} = \frac{4.96 \epsilon_r F_{12}}{\theta_1 - \theta_a} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (附. 29)$$

受熱面が2面以上あるときは、右辺はおのののに対する伝熱量の和の形になる。これを具体的に示せば次のようになる。

$$\begin{aligned} \alpha_{war} &= \frac{4.96 \epsilon_r}{(\theta_{w1} - \theta_a)} \left[ F_{wd} \left\{ \left( \frac{T_d}{100} \right)^4 \right\} + F_{wwL} \left\{ \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{WL}}{100} \right)^4 \right\} \right. \\ &\quad + F_{wh} \left\{ \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_h}{100} \right)^4 \right\} + F_{wb} \left\{ \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_b}{100} \right)^4 \right\} \\ &\quad \left. + F_{wwT} \left\{ \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{WT}}{100} \right)^4 \right\} \right] \quad (附. 30) \end{aligned}$$

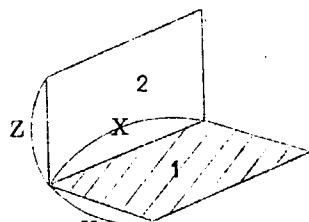
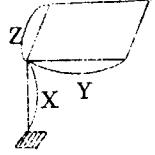


図附1

\* Jakob Heat Transfer vol. 1

例として、日興丸の供試タンク寸法を用い温度を適当に仮定して  $\alpha_{war}$  を概算する。計算用数値は表附1のとおりである。

表附1

寸法 受熱面	甲板	縦隔壁	船側外板	船底外板	横隔壁
X (m)	7.4	13.7	13.7	7.4	12.0
Y (m)	13.7	7.4	7.4	13.7	7.4
Z (m)	12.0	12.0	12.0	12.0	13.7
Y / X	1.85	0.54	0.54	1.85	0.62
Z / X	1.62	0.88	0.88	1.62	0.14
F <sub>12</sub>	0.15	0.17	0.17	0.15	0.11
温 度 (C)	35	50	23	20	25
備 考					
文献(4) 昭和32年版 P. 215~217					

$\theta_w = 50^\circ\text{C}$ ,  $\theta_a = 30^\circ\text{C}$ ,  $\varepsilon_r = 0.8$  と仮定すれば

$$\begin{aligned} \alpha_{wr} &= \frac{4.96 \times 0.8}{50 - 30} \left[ 0.15 \left\{ \left(\frac{323}{100}\right)^4 - \left(\frac{308}{100}\right)^4 \right\} + 0.17 \left\{ \left(\frac{323}{100}\right)^4 - \left(\frac{296}{100}\right)^4 \right\} \right. \\ &\quad \left. + 0.15 \left\{ \left(\frac{323}{100}\right)^4 - \left(\frac{293}{100}\right)^4 \right\} + 0.11 \left\{ \left(\frac{323}{100}\right)^4 - \left(\frac{298}{100}\right)^4 \right\} \right] \\ &= 3.34 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

が得られる。

#### (4) 隔壁の熱貫流率

以上の考察結果をまとめるとつきのようになる。

$$(a) \text{ 油} \rightarrow \text{隔壁} \rightarrow \text{油} : K = \alpha_{fh} / 2 \quad (\text{附. 31})$$

$$(b) \text{ 油} \rightarrow \text{隔壁} \rightarrow \text{倉内空気}: K = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_{fh}} + \frac{1}{\alpha_{wa} + \alpha_{war}} \right) \quad (\text{附. 32})$$

オーダー的には(a)では  $7.5 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$ , (b)では  $4.6 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$  程度となる。

## 5. 設計基準について

### 5.1 原油加熱の必要性

通常の原油加熱は主として次の目的で行なわれる。

(1) 凝固点が常温に近い油を凝固させないで輸送し、かつワックス沈殿物の生成を最小限度に抑えるために行なう。

このためには原油の性状がわかれれば加熱油温の要求値が定まる。

(2) 揚油時に油の粘度を適度に保ち、揚油性能をよくするために行なう。

加熱した場合、粘度の低下による管内摩擦抵抗の減少、渦巻ポンプの効率増加、蒸気圧の上昇による吸込性能の低下等の相反する要素がある。図5.1.1～5.1.3に温度による原油の物性値の変化例を示す。これらを用いて

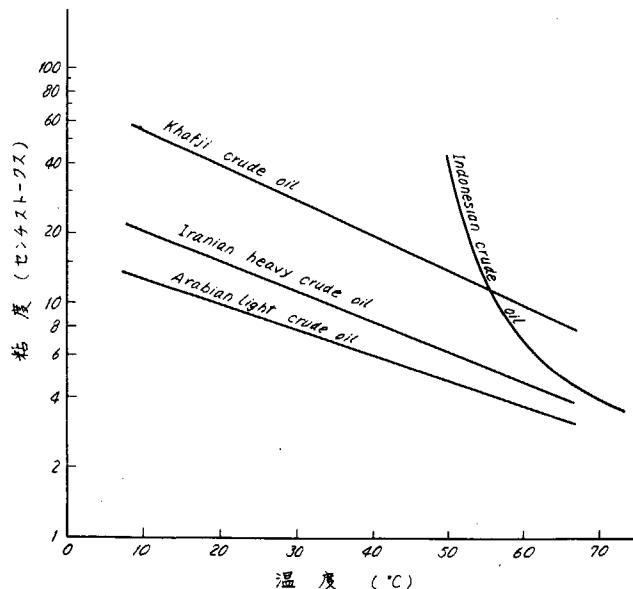


図5.1.1 原油の温度と粘度との関係

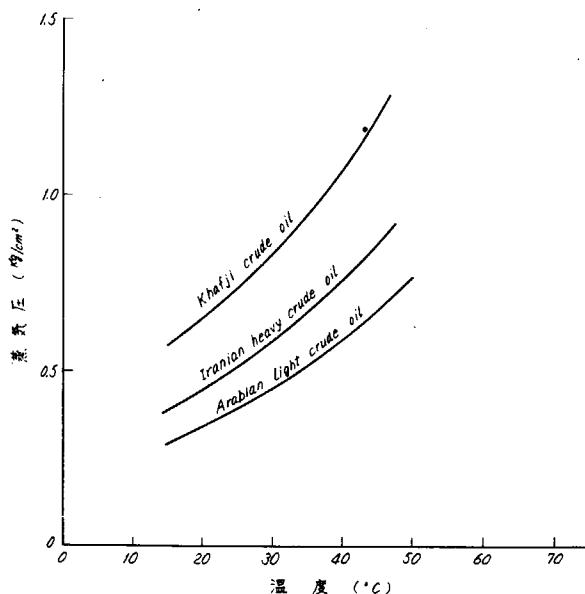


図5.1.2 原油の温度と蒸気圧との関係

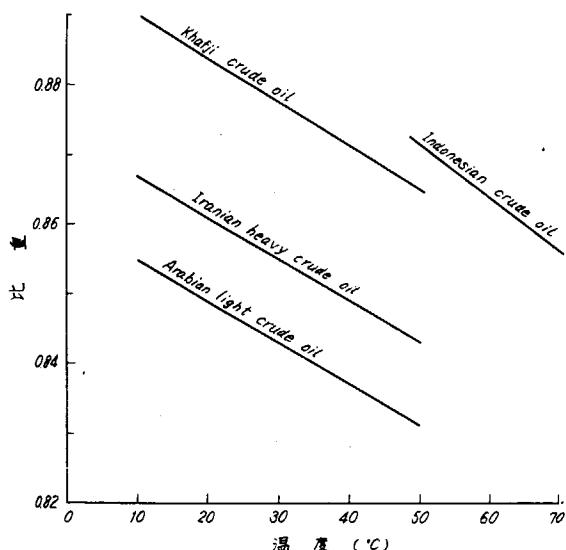


図5.1.3 原油の温度と比重との関係

簡単な管系での揚油時間を西部造船会技術研究会研究報告第3号(昭和39年10月)「荷物油管径の決定」が該部会にならい計算した例を図5.1.4に示す。

与えられた油、管系についてとの様な検討を行なうことにより必要な加熱温度を決定することができる。

## 5.2 加熱の方法

加熱温度が決定されると、次はその方法を決める必要がある。すなわち

- (1) 航海中ある一定の温度に保持する。
  - (2) 最初は自然放冷して途中より加熱して所要温度まで上げる。
  - (3) 上記の中間的な方法として、ある温度になるまで最初は自然放冷し、途中はその温度に保持し最後に加熱して所要温度まで上げる。
- 等の方法が考えられる。

方法の選択に当つては原油の性質により制限をうける場合がある。たとえば、ある種の油を連続的に加熱すると軽質分が駆逐され、高粘度となり揚油が一層困難になる場合がある。このような場合を除くと一般には船の建造コストと運航コストとを総合した採算性を考慮して決定すべきものと思われる。

図5.2.1には30,000 DWTタンカの7日間航路における各種加熱方法での油温変化とそれに対応する蒸気消費率の計算例を示す。図5.2.2には上記の各種加熱方法に對応する所要加熱管面積比ならびに全蒸気消費量を示す。

与えられた条件の下にこのような検討を行ない、その結果に Price factor を加えて判断することにより最適の加熱方法が決定される。

## 5.3 周囲条件

### 5.3.1 周囲温度

タンカの貨物油加熱計算に要する周囲温度には

- (1) 海水温度

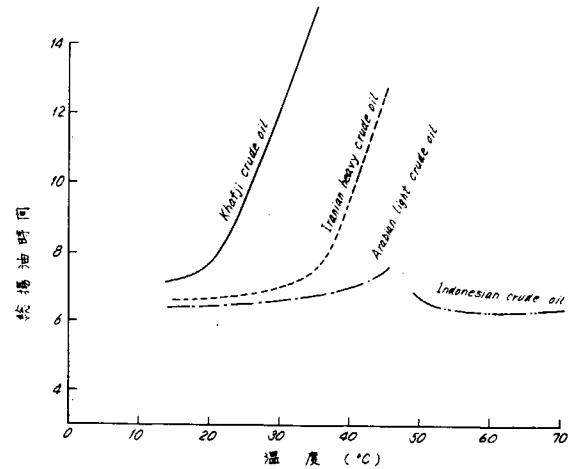
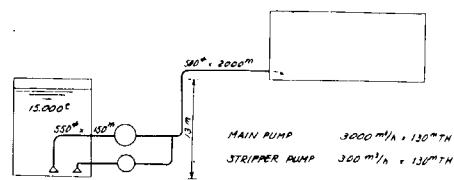


図5.1.4 原油の温度と揚油時間との関係

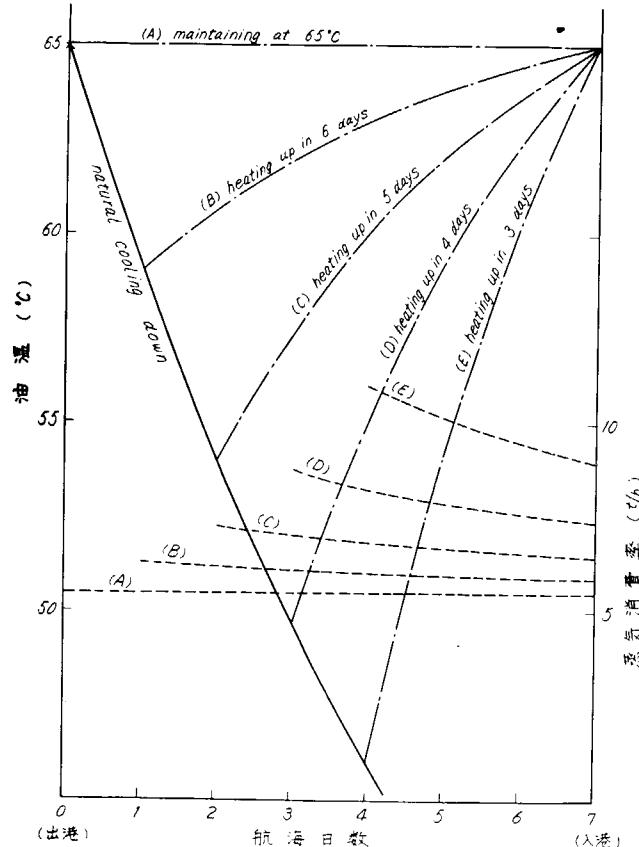


図5.2.1 湿度変化と加熱用蒸気消費率

(2) 大気温度

(3) 船内温度

の3つものがある。

これらの温度は航路により異なり、また季節によっても異なる。

ところで荷油加熱装置を設計するに際しては最悪の条件のもとでも所期の成果を發揮できるよう留意することが必要である。すなわち特定の季節のみに運航する船を除いては一般に最悪の条件である最低温度を示す時期を対象として設計しなければならない。さらにある航海での加熱中においてはこれらの温度は、計算の必要精度からいつても一定として扱ってよいと思われる。

さて近年日本で建造されるタンカの就航路は

- (1) 日本  $\longleftrightarrow$  ベルシャ湾
- (2) 日本  $\longleftrightarrow$  東南アジア
- (3) 欧州  $\longleftrightarrow$  ベルシャ湾  
(スエズ運河経由)
- (4) 欧州  $\longleftrightarrow$  ベルシャ湾  
(喜望峰経由)

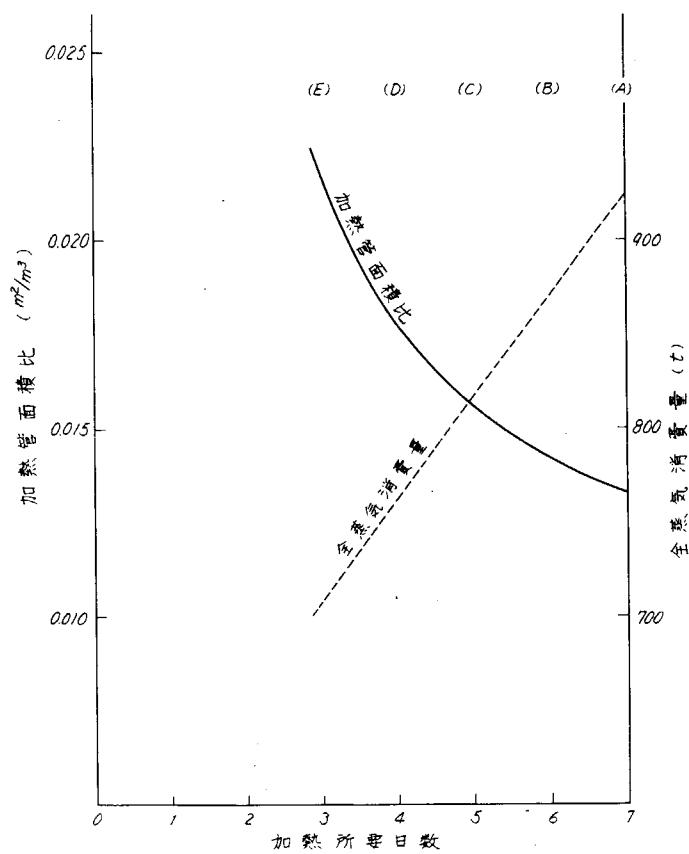


図 5.2.2 加熱所要日数と加熱管面積比および全蒸気消費量

等がほとんどである。したがって上記各航路での年間を通じての最低温度(月平均)はどの程度であるかを調査し、その値を設計の基準値として採用したいと思う。

以上の海域についての温度調査結果は次のとおりである。

日本(太平洋)近海	約 50°F <10.0°C> (海水)	約	5°C (気温)
東南アジア近海	約 75°F <23.8°C> (海水)	約	20°C (気温)
ペルシャ湾	約 60°F <15.6°C> (海水)	約	60°F <15.6°C> (気温)
欧 州	約 40°F <4.4°C> (海水)	約	0°C (気温)

これらの値をセ氏に直してラウンド・ナンバーとして次の値を基準値とする。

海 域	温 度	海水温度 (°C)	大気温度 (°C)	*船内温度 (°C)
日本(太平洋)近海	10	5	10	
東南アジア近海	20	20	20	
ペルシャ湾	15	15	15	
欧 州	5	0	5	

(\* 船内温度については適当な資料がないが、最悪の場合として海水温度に等しくとっておけば十分であると考えられる。)

世界の気温分布図(°C)

1月

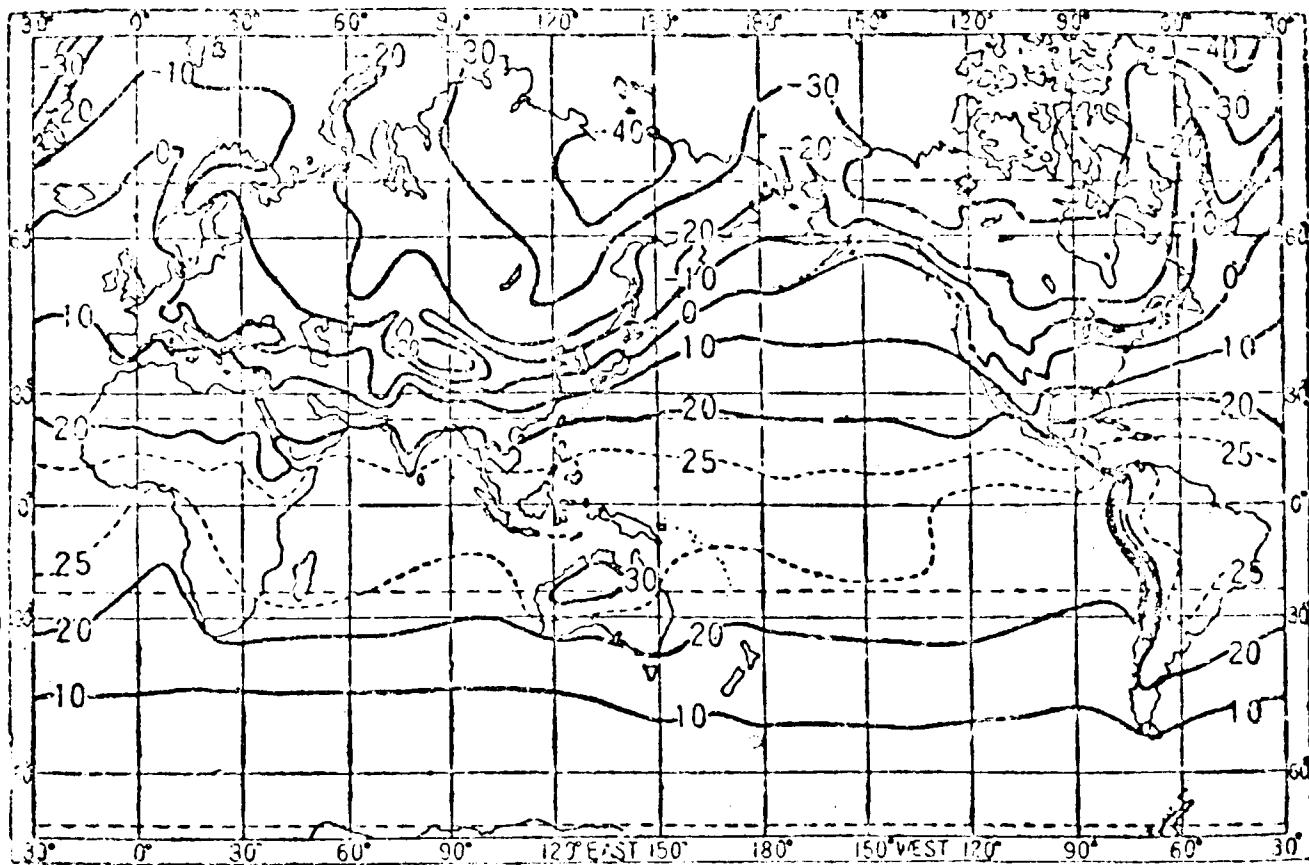


図 5.3.1

世界の気温分布図(°C)

7月

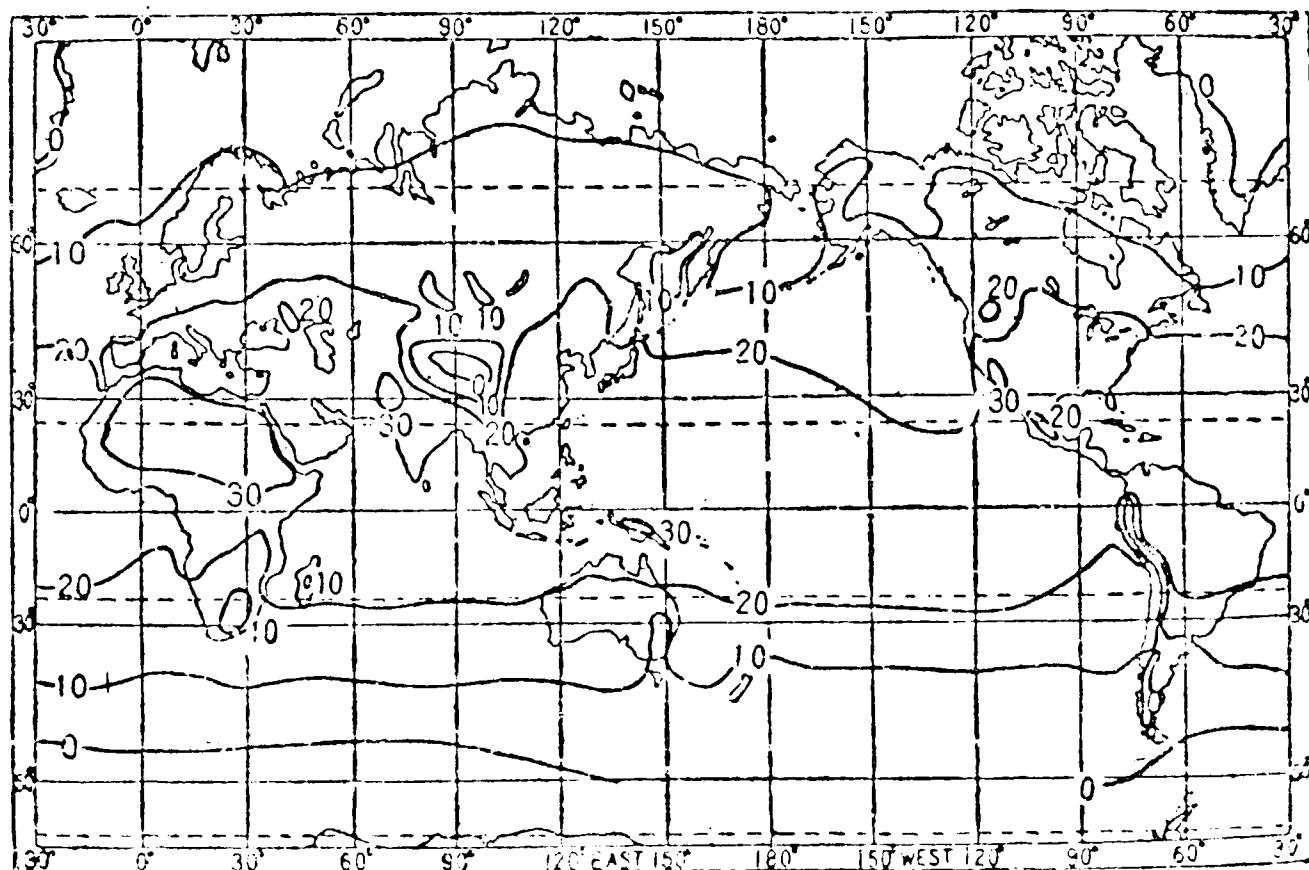


図 5.3.2

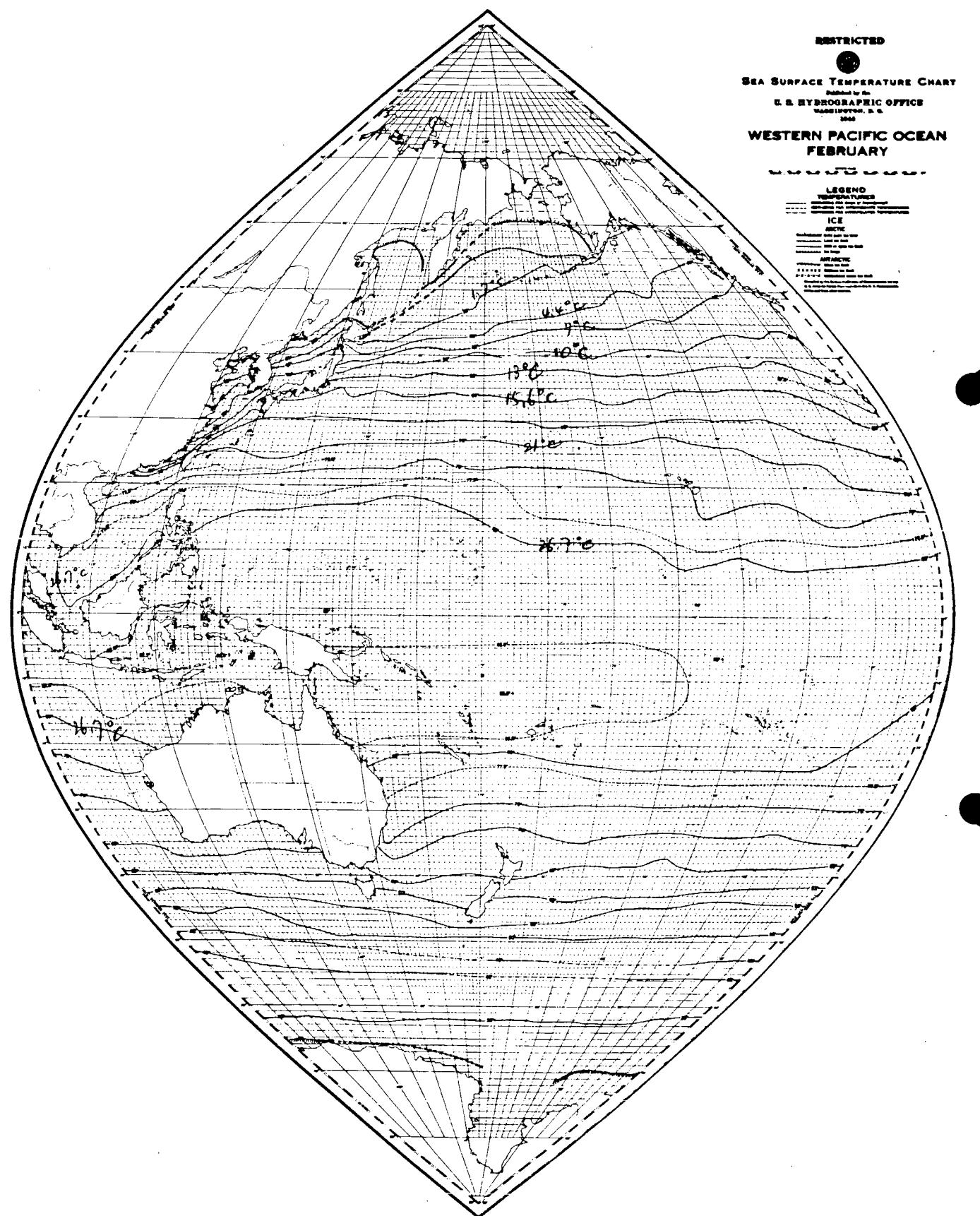


図5.33

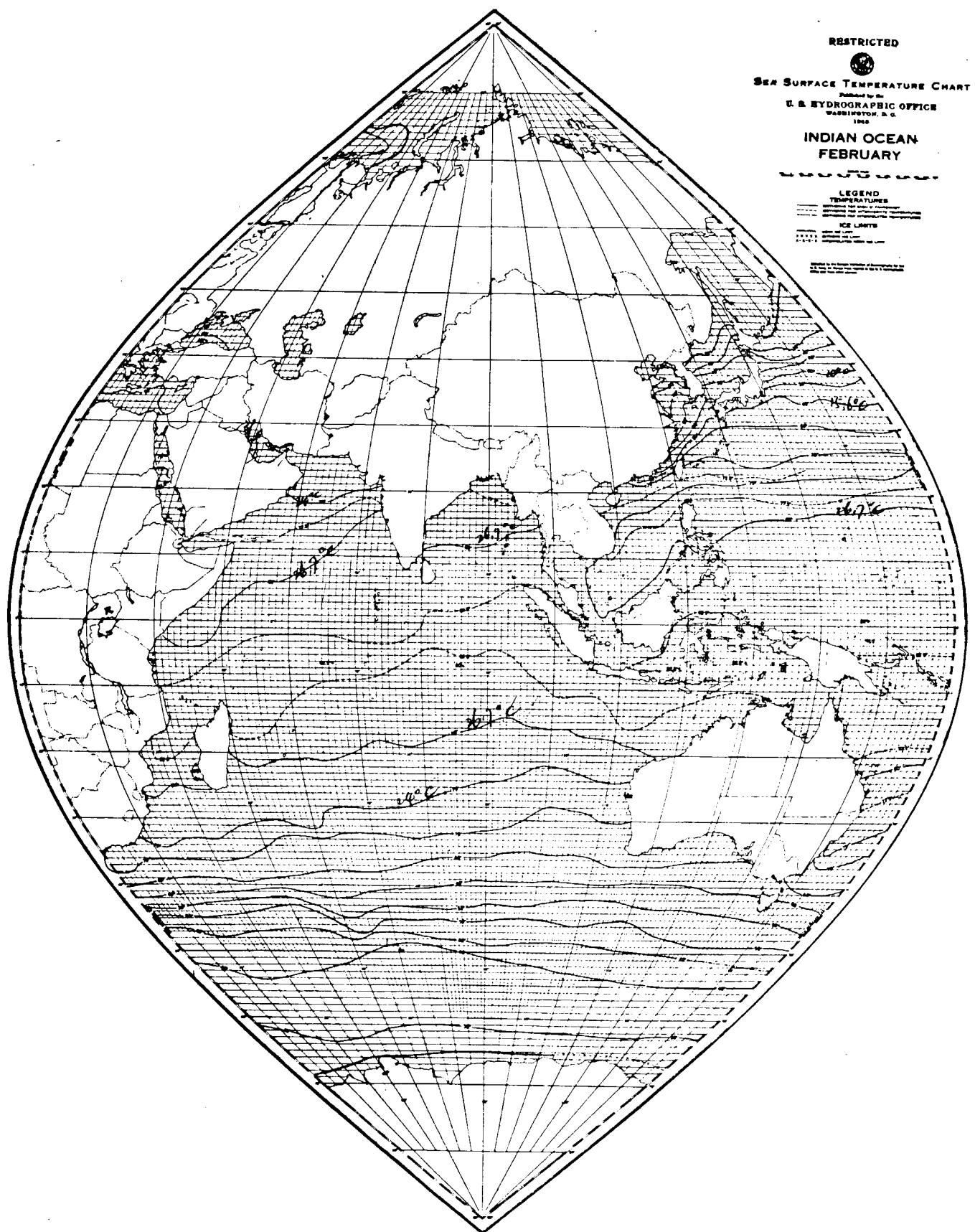


図5.3.4

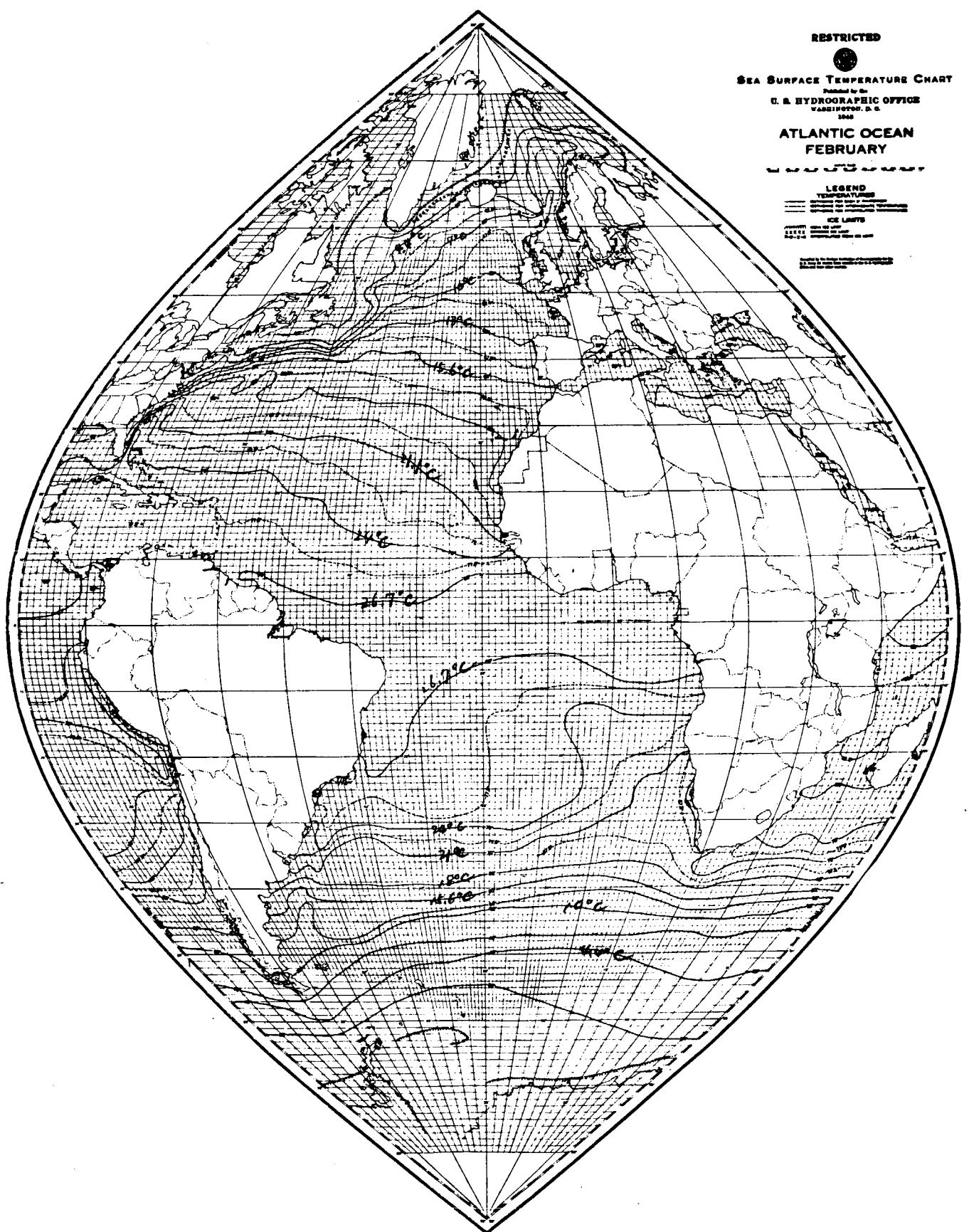


図5.3.5

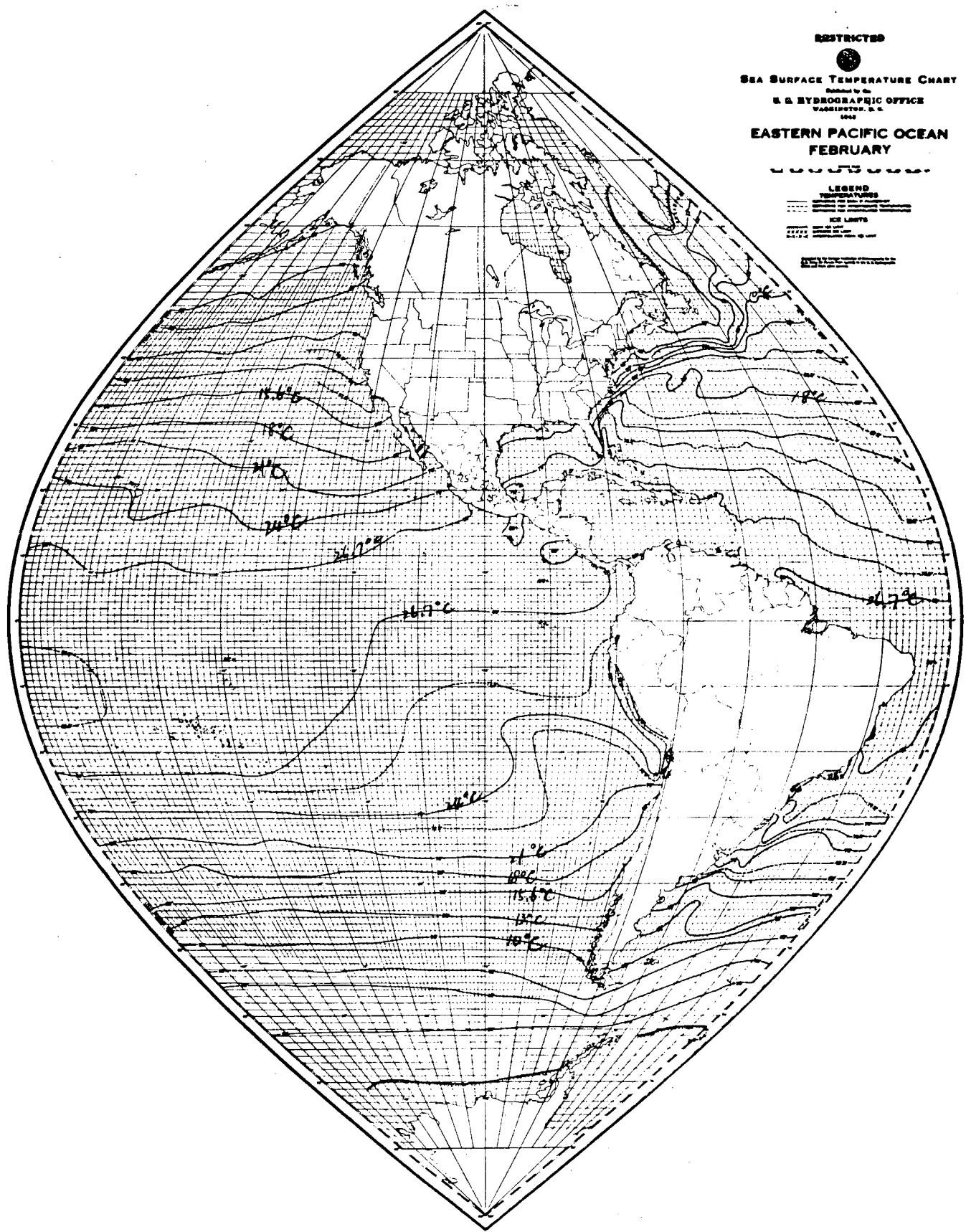


図5.3.6

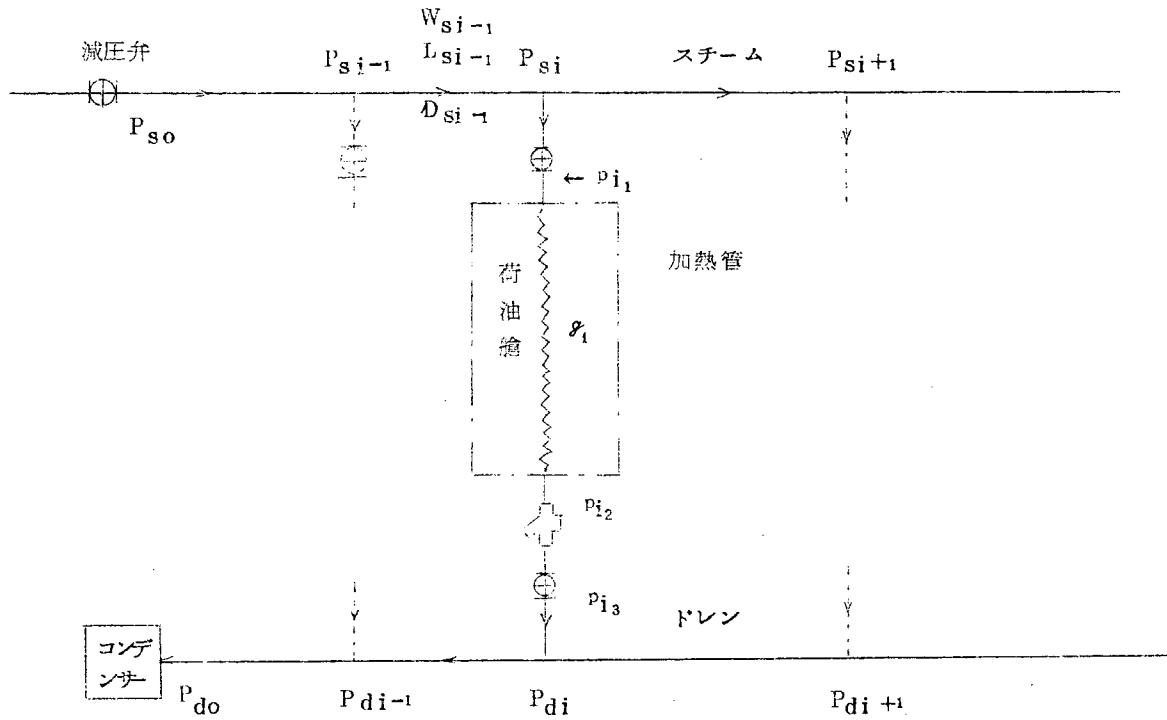
### 5.3.2 蒸気条件

加熱に関して蒸気の条件として必要なものは

- (1) 加熱管入口蒸気圧 ( $p_{i_1}$ )
- (2) 出口蒸気圧 ( $p_{i_2}$ )

である。

いま次のような加熱装置があるとき、上記値はどのようにして求められるかについて述べる。



次の式が成立つ。(ただし  $i = 1 \sim n$  )

$$P_{si-1} - P_{si} = A \frac{L_{si-1}}{D_{si-1}} \frac{W_{si-1}^2}{2\varrho} r_s, \quad \frac{\pi}{4} D_{si-1}^2 W_{si-1} r_s = G_{i-1}$$

$$P_{di} - P_{di-1} = A_d \frac{L_{di-1}}{D_{di-1}} \frac{W_{di-1}^2}{2\varrho} r_d, \quad \frac{\pi}{4} D_{di-1}^2 W_{di-1} r_d = G_{i-1}$$

$$P_{si} - p_{i1} = A \frac{\ell_{io}}{d_{si}} \frac{W_{si}^2}{2\varrho} r_s, \quad \frac{\pi}{4} d_{si}^2 W_{si} r_s = \mathcal{F}_i$$

$$\frac{p_{i1}^2 - p_{i2}^2}{p_{i1}} = A_m \frac{\ell_{i1}}{d_{si}} \frac{W_{si}^2}{2\varrho} r_s,$$

$$p_{i2} - p_{i3} = f_i (\mathcal{F}_i) \quad f_i \text{ はスチームトラップの抵抗}$$

$$p_{i3} - p_{di} = A_d \frac{\gamma_{i2}}{d_{di}} \frac{W_{di}^2}{2\varrho} r_d, \quad \frac{\pi}{4} d_{di}^2 W_{di} r_d = \mathcal{F}_i$$

$$G_{i-1} = \mathcal{F}_i + G_i, \quad \text{ただし } G_n = 0$$

ここで  
 P, p : 圧力 ( $\text{kg}/\text{m}^2$ )  
 G, g : 流量(重量) ( $\text{kg}/\text{m}^2 \text{h}$ )  
 D, d : 管内径 (m)  
 L, l : 相当管長 (m)  
 A : 蒸気, 管摩擦係数  
 $A_{\text{m}}$  : 蒸気凝縮中の管摩擦係数  
 $A_d$  : ドレン, 管摩擦係数  
 r : 比重 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

添字 s : 蒸 気

d : ドレン

上記式を解くことにより流量  $g_i$ , 入口蒸気圧力  $p_{i1}$ , 出口蒸気圧力  $p_{i2}$  等を求めることができる。

また加熱管壁平均温度  $\theta_s$  は次式で求められる。

$$\theta_s = \frac{\theta_h(p_{i1}) + \theta_h(p_{i2})}{2} \quad \theta_h : \text{飽和蒸気温度}$$

## 5.4 計算式

### 5.4.1 適用範囲

Cargo oil tank 加熱の計画に際し加熱面積比, 蒸気消費量等の諸計算を行なえるようにしたものである。

計算できる事項は次のとおりである。

- (1) 各々の温度に保持する時の蒸気消費量, それに要する加熱面積比
- (2) 加熱面積比 一定で必要かつ十分な蒸気が供給された場合の温度変化曲線および蒸気消費量変化曲線
- (3) 蒸気消費量 一定で必要かつ十分な加熱面積がある場合の温度変化曲線

### 5.4.2 記号

サフィックス  $\omega$  : 海水に対するもの

$a$  : 外気に対するもの

$\theta_t$  = 時間  $t$  に対する油温 ( $^\circ\text{C}$ )

$\theta_s$  = 蒸気平均温度 ( $^\circ\text{C}$ )

$\theta_o$  = 加熱前の油温 ( $^\circ\text{C}$ )

$\theta_{\text{max}}$  = 油の最高加熱可能温度 ( $^\circ\text{C}$ )

K = 热質流率 ( $\text{Kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$ )

$K_s$  = 加熱管の熱質流率 ( $\text{Kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$ )

i = エンタルピ ( $\text{Kcal}/\text{kg}$ )

$i_1$  = 入口蒸気のエンタルピ ( $\text{Kcal}/\text{kg}$ )

$i_2$  = 出口ドレンのエンタルピ ( $\text{Kcal}/\text{kg}$ )

v = 油の容積 ( $\text{m}^3$ )

$\gamma$  = 油の比重 ( $\text{t}/\text{m}^3$ )

c = 油の比熱 ( $\text{Kcal}/\text{kg}^\circ\text{C}$ )

$t = \text{時間 (h)}$

$G = \text{蒸気消費量 (kg/h)}$

$A = \text{面積 (m^2)}$

$A_s = \text{加熱管の面積 (m^2)}$

### 5.4.3 法線保持の場合

#### (1) 加熱面積が十分にある場合の蒸気消費量

$$G(i_1 - i_2)^{-\delta t} = \{ (K_w A_w + K_a A_a) \theta_0 - (K_w A_w \theta_0 + K_a A_a \theta_a) \} \delta t$$

$$\alpha = \sum K_w A_w \theta \quad \beta = \sum K_a A_a \quad i = i_1 - i_2 \text{ とすると}$$

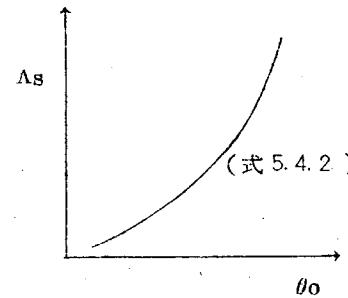
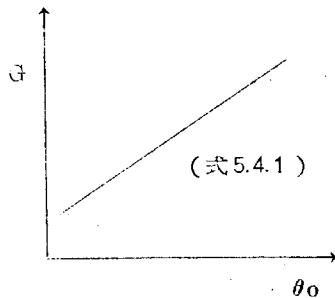
$$G_i = \beta \theta_0 - \alpha \quad \therefore G = (\beta \theta_0 - \alpha) / i \quad (5.4.1)$$

#### (2) これに要する必要最小限の加熱面積

$$K_s A_s (\theta_s - \theta_0) \delta t = (\beta \theta_0 - \alpha)$$

$$\therefore A_s = \frac{(\beta \theta_0 - \alpha)}{K_s (\theta_s - \theta_0)} \quad (5.4.2)$$

ただし蒸気消費量に限界ある場合、 $\theta_0$  に上限がある。



### 5.4.4 加熱面積比一定で加熱する場合

#### (1) 油温の変化

蒸気供給が必要かつ十分あるとした場合

$$K_s A_s (\theta_s - \theta_t) \delta t = 1000 \gamma V C \delta \theta + (\beta \theta_t - \alpha) \delta t$$

$$\alpha' = \alpha + K_s A_s \theta_s, \quad \beta' = \beta + K_s A_s \quad \text{とすると}$$

$$(\alpha' - \beta' \theta_t) \delta t = 1000 \gamma V C \delta \theta \quad (\alpha' \neq \beta' \theta_t)$$

$$\delta t = \frac{1000 \gamma V C}{\alpha' - \beta' \theta_t} \delta \theta$$

$t = 0 \sim t$ ,  $\theta = \theta_0 - \theta_t$  まで積分すると ( $\alpha' - \beta' \theta_t > 0$  として)

$$t = - \frac{1000 \gamma V C}{\beta'} \log e \frac{\alpha' - \beta' \theta_t}{\alpha' - \beta' \theta_0} - \frac{\beta'}{1000 \gamma V C} = p \quad \text{とすると}$$

$$\theta_t = \frac{\alpha'}{\beta'} + (\theta_0 - \frac{\alpha'}{\beta'}) e^{-pt}$$

最高加熱可能温度

$$\theta_{\max} = \lim_{t \rightarrow \infty} \theta_t = \frac{\alpha'}{\beta'} \quad (5.4.3)$$

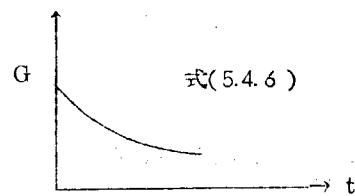
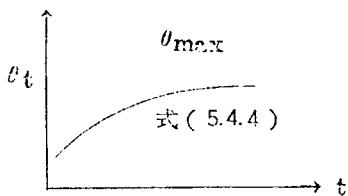
$$\theta_t = \theta_{\max} + (\theta_0 - \theta_{\max}) e^{-pt} \quad (5.4.4)$$

$$\therefore t = \frac{1}{p} \log e \frac{\theta_{\max} - \theta_0}{\theta_{\max} - \theta_t} \quad (5.4.5)$$

(2) 式(5.4.4)に対応する蒸気消費量

$$G_i = K_s A_s (\theta_s - \theta_t)$$

$$G_i = \frac{K_s A_s (\theta_s - \theta_t)}{i} \quad (5.4.6)$$



### 5.4.5 蒸気消費量一定で加熱する場合

(1) 加熱面積が十分ある場合

$$G_i \delta t = 1000 \gamma V C \delta \theta + (\beta \theta_t - \alpha) \delta t$$

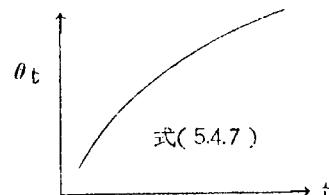
$$\delta t = \frac{1000 \gamma V C}{G_i + \alpha - \beta \theta_t} \delta \theta \quad (G_i + \alpha - \beta \theta_t \neq 0 \text{ として})$$

積分すれば

$$\begin{aligned} t &= -\frac{1000 \gamma V C}{\beta} \log e \frac{G_i + \alpha - \beta \theta_t}{G_i + \alpha - \beta \theta_0} \\ \frac{\beta}{1000 \gamma V C} &= q \text{ とすれば} \\ \theta_t &= \frac{G_i}{\beta} + \frac{\alpha}{\beta} - \left( \frac{G_i}{\beta} i + \frac{\alpha}{\beta} - \theta_0 \right) e^{-qt} \\ &= \theta'_{\max} + (\theta_0 - \theta'_{\max}) e^{-qt} \end{aligned} \quad (5.4.7)$$

ただし,  $\theta'_{\max} = \lim_{t \rightarrow \infty} \theta_t = (G_i + \alpha)/\beta$

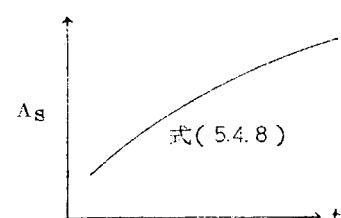
また  $\theta'_{\max} \leq \theta_s$



(2) 式(5.4.7)の油温に対応する所要加熱面積

$$G_i \delta t = K_s A_s (\theta_s - \theta_t) \delta t,$$

$$A_s = \frac{G_i}{K_s (\theta_s - \theta_t)} \quad (5.4.8)$$



#### 5.4.6 一定時間内に $\theta_0$ から $\theta_t$ まで加熱する場合

温度変化曲線、加熱面積、および蒸気消費量を求めるのが解は無数にある。

5.4.3, 5.4.4に対する特解を求める。

##### (1) 加熱面積が一定の場合

式(5.4.4)に条件を入れ加熱面積が収束するまで繰返し計算する。その後式(5.4.6)によりGを求める。

##### (2) 蒸気消費量一定の時

式(5.4.7)より

$$G = \frac{\beta}{i} \left\{ \left( \theta_0 - \frac{\alpha}{\beta} \right) + \frac{\theta_t - \theta_0}{1 - e^{-qt}} \right\} \quad (5.4.9)$$

#### 5.4.7 計算例

5.4.3～5.4.6の計算例を次に示す。

なお加熱面積比は  $A_s/V$  とする。

計算条件は次のとおりとする。

油の体積 = 226,000 m<sup>3</sup>, 油の比重 = 0.95 kg/m<sup>3</sup>, 油の比熱 = 0.45 Kcal/kg°C

	船底	船側(水線下)	船側(水線上)	甲板	隔壁
伝熱面積 m <sup>2</sup>	10,900	8,340	2,440	10,900	4,450
熱貫流率 Kcal/m <sup>2</sup> h°C	4.0	15.0	15.0	5.0	4.0
外温 °C	5.0	5.0	0.0	0.0	5.0

加熱管熱貫流率 = 100 Kcal/m<sup>2</sup>h°C, 平均蒸気温度 = 167°C, 油の初期温度 = 40°C

入口蒸気エンタルピ = 652 Kcal/kg, 出口ドレンエンタルピ = 159 Kcal/kg

##### (1) 油温保持 (5.4.3 参照)

温 度 (°C)	蒸気消費量 (T/h)	最小加熱面積比 (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )	最小加熱面積 (m <sup>2</sup> )
10.0	3.577	0.00051	114.6
20.0	8.918	0.00135	305.2
30.0	14.260	0.00232	523.6
40.0	19.602	0.00344	776.4
50.0	24.944	0.00475	1072.4
60.0	30.286	0.00630	1423.7
70.0	35.628	0.00817	1847.5
80.0	40.970	0.01048	2368.7
90.0	46.312	0.01339	3025.3

(2) 自然冷却

時間 (h)	温度 (°C)
0.00	80.000
12.00	77.483
24.00	75.048
36.00	72.693
48.00	70.416
60.00	68.213
72.00	66.082
84.00	64.022
96.00	62.029
108.00	60.101
120.00	58.237
132.00	56.434
144.00	54.690

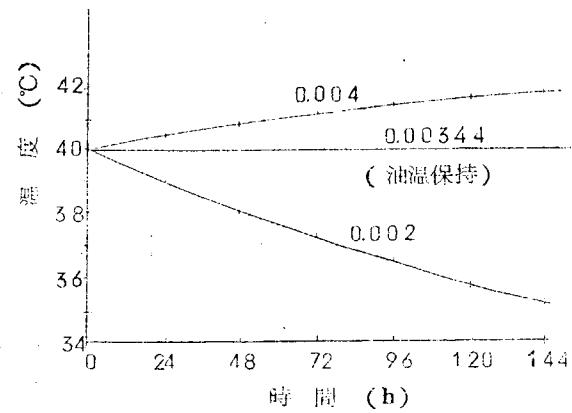
(3) 加熱面積比一定で加熱する場合 (5.4.4 参照)

加熱面積比 =  $0.00200 \text{ m}^2/\text{m}^3$  , 最高温度 = 26.88 (°C) , 油の消費量 =  $950 \text{ kg}/\text{m}^3$

時間 (h)	温度 (°C)	蒸気消費量 (T/h)
0.0	40.00	11.412
12.0	39.50	11.457
24.0	39.02	11.501
36.0	38.55	11.543
48.0	38.10	11.583
60.0	37.68	11.621
72.0	37.26	11.658
84.0	36.87	11.694
96.0	36.48	11.728
108.0	36.12	11.761
120.0	35.76	11.793
132.0	35.42	11.824
144.0	35.10	11.853

加熱面積比 =  $0.00400 \text{ m}^2/\text{m}^3$  , 最高温度 = 44.51 (°C)

時間 (h)	温度 (°C)	蒸気消費量 (T/h)
0.0	40.00	22.825
12.0	40.20	22.789
24.0	40.39	22.755
36.0	40.57	22.723
48.0	40.74	22.692
60.0	40.90	22.663
72.0	41.06	22.634
84.0	41.21	22.607
96.0	41.35	22.581
108.0	41.49	22.556
120.0	41.62	22.533
132.0	41.75	22.510
144.0	41.87	22.488



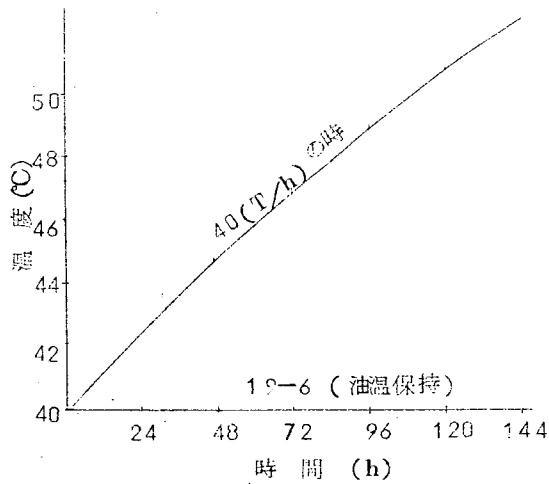
(4) 蒸気消費量一定加熱する場合(5.4.5参照)

蒸気消費量=20.000 T/h , 最高温度=40.74 (°C)

時間 (h)	温 度 (°C)	最小加熱面積比 ( $m^2/m^3$ )
0.0	40.00	0.00350
12.0	40.02	0.00351
24.0	40.05	0.00351
36.0	40.07	0.00351
48.0	40.09	0.00351
60.0	40.11	0.00351
72.0	40.14	0.00351
84.0	40.16	0.00351
96.0	40.17	0.00351
108.0	40.19	0.00351
120.0	40.21	0.00351
132.0	40.23	0.00351
144.0	40.25	0.00351

蒸気消費量=40.000 T/h , 最高温度=78.18 (°C)

時間 (h)	温 度 (°C)	最小加熱面積比 ( $m^2/m^3$ )
0.0	40.00	0.00701
12.0	41.25	0.00703
24.0	42.47	0.00715
36.0	43.64	0.00722
48.0	44.77	0.00728
60.0	45.87	0.00735
72.0	46.93	0.00741
84.0	47.95	0.00748
96.0	48.95	0.00754
108.0	49.91	0.00760
120.0	50.83	0.00766
132.0	51.73	0.00772
144.0	52.60	0.00778



(5) 一定時間内に加熱する場合(5.4.6参照)

時 間 = 144.0 h

温 度 = 50.00 °C

加熱面積比=0.00658  $m^2/m^3$  , 最高温度=61.60 °C , (加熱面積比一定の時)

時間 (h)	温 度 (°C)	蒸気消費量 (T/h)
0.0	40.00	37.519
12.0	41.09	37.196
24.0	42.13	36.890
36.0	43.11	36.600
48.0	44.04	36.324
60.0	44.93	36.062
72.0	45.77	35.813
84.0	46.57	35.577
96.0	47.33	35.353
108.0	48.05	35.140
120.0	48.73	34.938
132.0	49.38	34.746
144.0	50.00	34.564

蒸気消費量 = 35.790 T/h , 最高温度 = 70.30°C , (蒸気消費量一定の時)

時間 (h)	温度 (°C)	最小加熱面積比 (m/m')
0.0	40.00	0.00627
12.0	40.99	0.00632
24.0	41.96	0.00637
36.0	42.89	0.00642
48.0	43.79	0.00646
60.0	44.66	0.00651
72.0	45.50	0.00656
84.0	46.31	0.00660
96.0	47.10	0.00664
108.0	47.86	0.00669
120.0	48.60	0.00673
132.0	49.31	0.00677
144.0	50.00	0.00681

#### 5.4.8 その他の計算式

一系統当たり有効限界長さ

$$L = \frac{di}{2} \left[ \left\{ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^2 \right\} \frac{\rho p_1 d_1^2 (i_1 - i_2)^2}{K_s^2 d_o^2 (\theta_s - \theta_o)^2 A_m v_1^2} \right]^{1/3} \quad (5.4.10)$$

#### 記号説明

- L = 1 系統当たり有効限界長さ (m)
- di = 加熱管の内径 (m)
- do = 加熱管の外径 (m)
- p<sub>1</sub> = 加熱管入口の蒸気圧力 (kg/m<sup>2</sup> abs)
- p<sub>2</sub> = 加熱管出口の (kg/m<sup>2</sup> abs)
- ρ = 重力の加速度 1.271 × 10<sup>8</sup> (m/s<sup>2</sup>)
- A<sub>m</sub> = 平均摩擦係数 1.34 × 10<sup>-2</sup>
- v = 加熱管入口の蒸気の比体積 (m<sup>3</sup>/kg)

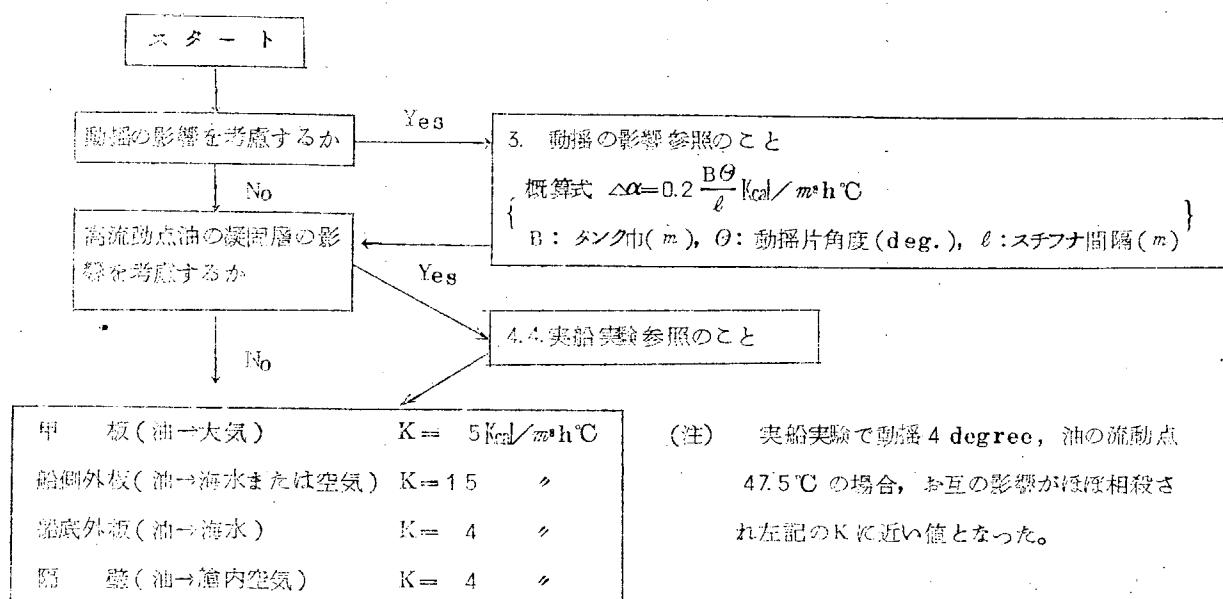
なお p<sub>1</sub> は加熱管が油に接し始めた点の圧力で、蒸気の流れによる抵抗損失を考え、普通甲板蒸気の設定圧力より 1 ~ 15 kg/cm<sup>2</sup> 低く取る。

p<sub>2</sub> はタンク底で加熱管の凝縮完了点の圧力で、機関室までのドレンの戻りの抵抗損失 p'<sub>2</sub> (配管による) + p''<sub>2</sub> (落差による) + p'''<sub>2</sub> (ドレントラップ、弁等の設置による) を考慮し、決定の必要がある。

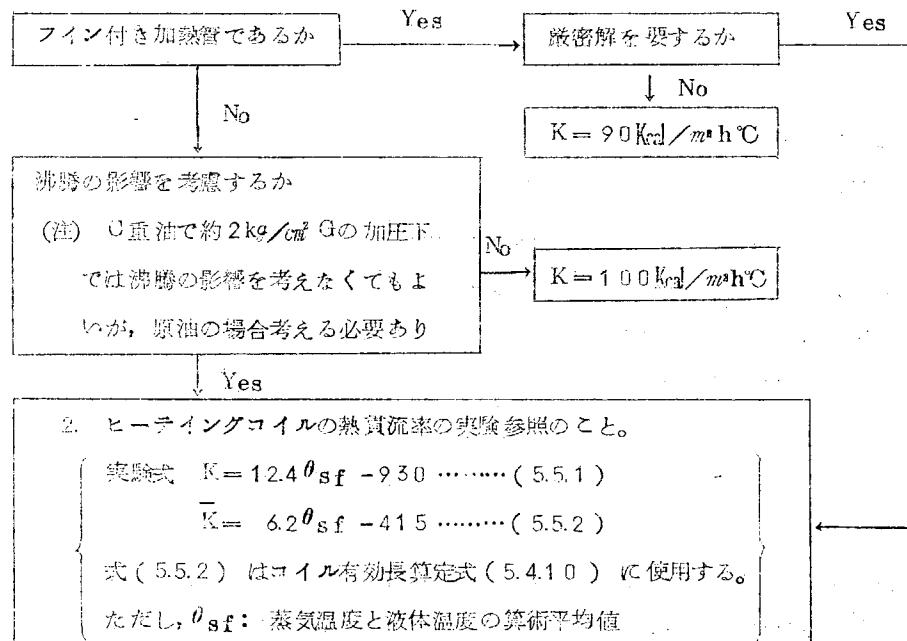
A<sub>m</sub> は管の実長に対する抵抗係数である。

## 5.5 热貫流率の選定

### 5.5.1 船体構造



### 5.5.2 加熱管



## 5.6 配管方法等

### 5.6.1 配管材料について

現在, ヒーティングコイル材として市場に出ているもののうち, 二, 三につき以下概略の検討を試みる。

表 5.6.1 は, 配管材料の違いによる耐久性, 重量, コストの比較を表わしたものである。本表作成のベースは, 従来一般的であった設計方法であり, コストは 4~3 年末の建値をもとに算出したものから比較した。また, 本表の

対象はタンク内配管のみに限っており、甲板上配管、コントロール・ユニット等は含まれず、さらに加工、取付費も除いてある。

表5.6.2、表5.6.3、図5.6.1にはそれぞれ各材料の物理・機械的性質、軽金属管の化学組成、海水中における電位を示す。

表 5.6.1 耐久性・重量・コストの比較

耐久性	管体部 重 量	コ 斯 ト			管 仕 様
		管体部	附属品	合 計	
A	×	○	◎	◎	◎
					材質：鋼 管 径：40A（底部、給気） 20A（排気）
B	○	△	△	△	△
					材質：フイン付鋳鉄管（底部）およびアルミニウムプラス管（底部連結管、給排気管） 径：鋳鉄管……内径40mm アルミニウムプラス管……1½"（底部）、1"（給気）、½"（排気）
C	△	×	○	○	○
					材質：フイン付鋳鉄管（底部）および鋼管（底部連結管、給排気管） 径：鋳鉄管……内径40mm 鋼管……40A（底部、給気）、20A（排気）
D	◎	◎	×	△	×
					材質：アルミニウムプラス管 径：1½"（底部）、1"（給気）、½"（排気）
E	◎	◎	×	×	×
					材質：アルミニウム管 径：Dと同じ

表 5.6.2 軽金属管の化学組成例

	Cu	Zn	Al	Si	As	Sb	Mn	Mg	Fe	Cr
アルミニウムプラス	7.8	R	2.0	0.25	0.05	0.01	—	—	—	—
アルミニウム管	0.03	0.02	R	0.1	—	—	0.02	2.4	0.2	0.2

表 5.6.3 各材料の物理的、機械的性質

	物 理 的 性 質			機 械 的 性 質（室 温）		
	熱伝導率 $Kcal/m\cdot K\cdot ^\circ C$	熱膨脹係数 $\times 10^{-6}$	比 重	抗 張 力 $kg/mm^2$	耐 力 $kg/mm^2$	伸 %
銅 管	43.2	10.2	7.85	39.9	25.9	2.2
鋳 鉄 管	56.0	11.8	7.70	21.7	—	—
アルミニウムプラス管	100.8	18.0	8.34	48.0	22.0	4.5
アルミニウム管	116.8	24.9	2.68	20.4	9.8	3.0

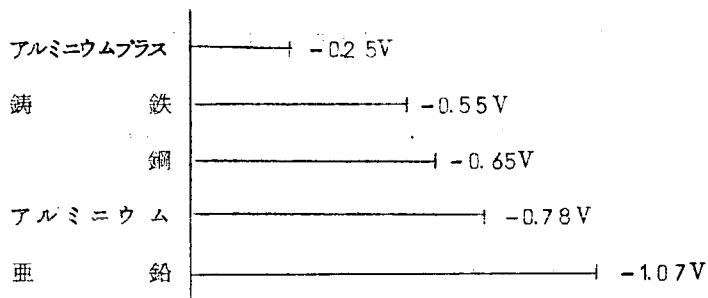


図 5.6.1 海水中における金属の電極電位(飽和甘汞基準)

### (1) 鋼 管

価格面で有利であり(表 5.6.1 A)，取付けも比較的容易であるところから，過去最も広く用いられてきた材料である。しかし，原油と海水パラストにより交互に浸漬されるタンク内部は腐食が激しく，特にその底部において最も著しい。その底部に導設されるヒーティング・コイルには耐食性が必要となるが，鋼管の場合は腐食が甚しく，過去の実績を見ると，二，三年で一部代替が行なわれている。

耐食性増強のため，亜鉛メッキを施すことも考えられるが，海水中での亜鉛の電位が周囲のタンク構成部材より低いため(図 5.6.1)，亜鉛層の剥離速度は約  $1.8 \text{ g/m}^2/\text{day}$  にも達する。したがって， $50 \mu\text{m}$  ( $360 \text{ g/m}^2$ ) の亜鉛メッキを施してもせいぜい 1 年程度管寿命が延びるにすぎない。しかし，タンク全面にコーティングが施行され，その塗膜によりタンク構成部材と亜鉛メッキ層との間の電位差が近接している場合には，亜鉛メッキ鋼管の採用も検討に値しよう。

### (2) フイン付錆鐵管

錆鐵管は耐食性に優れ，一般に 5 年以上の耐久性を有するといわれる。実船のタンク内で荷油管として使用されたものを比較したところ，錆鐵管の場合は，鋼管に比べ平均腐食減量で 20% 少なく，最大孔食深さは  $\frac{1}{6}$  であったという報告もある。

しかし，他の材料に較べ，錆鐵管は重量面で不利であり，コスト的にも鋼管より高くなる(表 5.6.1 B, C)。取付面から見ても，錆物であるため，管相互，あるいは船の構造部材とのとり合いが難しく，材質的な脆さによる工事中の破損も招来しやすい。表 5.6.1 の B, C はそれぞれ隔壁の貫通部，ロンジのかわしにアルミニウムプラス管，鋼管を用いた場合を示す。

フインの存在は，単位長あたりの伝熱面積を増し，配管長を減少させるが，反面このことはフインがあるため自然対流が妨げられ，スラッジもたまりやすく，伝熱はかなり阻害される。さらに，フインにより増加した面積のすべてが伝熱面として有効に働くかどうかについても問題があり(2章参照)，フインのもたらす効果についてはまだ完全には解明されていないといえる。

### (3) 軽金属管

ヒーティング・コイルとして使用される軽金属管にはアルミニウムプラス管やアルミニウム管がある。これらの管はコスト的には高くつくが，重量が軽く，載貨重量の増加，加工，取付の経費節約等の利点をもたらす，また，耐食性にも優れ，錆鐵管のさらに 2～4 倍の耐久性をもつとされる。

これらの管の原油環境における耐食性は，石油精製装置に使用されている実績からも保証される。これは，その表面に形成される保護性の強い酸化膜が防食被膜の役割を果すためである。

アルミニウムプラス管の海水中における耐食性は，その電位が周囲のタンク構成部材より高いことによって保証される(図 5.6.1)。その際，タンク構成部材の犠牲陽極としての腐食に問題が残るが，その量は極面積比効果を考えれば無視できるものと思われる。

アルミニウム管の場合は、逆に、海水中の電位がタンク構成部材より低いので、電食を防ぐため船体との絶縁配管が必要となる。この場合、完全絶縁では静電気停滞によるスパークのおそれがあるので大きな抵抗をもたせることになるが、船体との電位差を0.3ボルトとすれば、電食速度を $0.18/m^2/year$ 以下に押さえるには10,000オーム以上の抵抗が必要である。表5.6.1において、DとEの間で附属品コストに差があるのはこのためであり、さらに、ヒーティング・コイルまでの蒸気管に銅管を使ったような場合には銅イオンがアルミニウム管に入り込まないためのスチーム・コンディショナも必要となってくる。

軽金属管の熱伝導率は鋼管のそれと較べて、2～3倍の値を示すが(表5.6.3)、ヒーティング・コイルとしての伝熱性能が主として管外の自然対流ないし初期の核沸騰に支配されることを考えれば、このこと自体はさして大きな利点とはいえない。これは本報告書2章における実験結果からも明らかである。しかし上述のように、アルミニウムプラス管や絶縁配管されたアルミニウム管では耐食性が良好であるので、腐食スケールの付着による伝熱性能の劣化の度合が小さい。この点に関し、定量的に扱った比較データは見当らないが、钢管と軽金属管との間に実質的には熱貫流率にかなりの差があるものと思われる。

以上、各ヒーティング・コイル材について概略的な検討を行なったが、まだ総合的な優劣順位をつけるには、データも不十分である。しいてヒーティング・コイル材として最適なものを挙げれば、現時点ではアルミニウムプラス管ということになる。

#### 〔参考文献〕

H.Klaus 'Optimale Rohrleitungswerkstoffe mit hoher Lebensdauer für den Schiffbau' (Schiffbautechnik 1967.1)

荒木、浜田 '船舶諸配管系における防錆・防食の問題点と対策' (配管 1967.9)

#### 5.6.2 配管口径について

加熱管として使用されている管口径を調査すると40～50mmが圧倒的に多い。

管径の選定に関して考えられる要素には次のものがある。

すなわち管口径を増大させると単位長さ当たりの加熱面積が増大し、これと同時に蒸気流量を増加、有効長を長くすることができる。したがって加熱管系統数が減少し、また加熱管全体の長さが短くなるので、建造コストの面では有利となる。

一方このことは建造コスト面で不利となる要素ももっている。すなわち管口径の増大に伴い管肉厚が増加し、単位面積あたりの管重量は増加する。これは管材料費を増加することになり、アルミニウムプラス管のように高価な材料では顕著となる。

以上のように管口径の変化はコストを増加する要素と減少させる要素とをもつてゐる。したがつてここで経済性のうえで最適となる口径を検討することとした。

検討の対象としてアルミニウムプラス管、銅管の25～100を選び比較した。

25万トンタンカーのウイングタンクをモデルとして考えると、約138m<sup>2</sup>の加熱面積を必要とする。これをベースにコスト比較を行なう。

図5.6.2からわかるようにアルミニウムプラス管では呼称径40mm、銅管では50mmが経済的であることがわかる。したがつて実船にて呼称径40, 50が多く用いられているのは経済性の面で妥当性を有している。

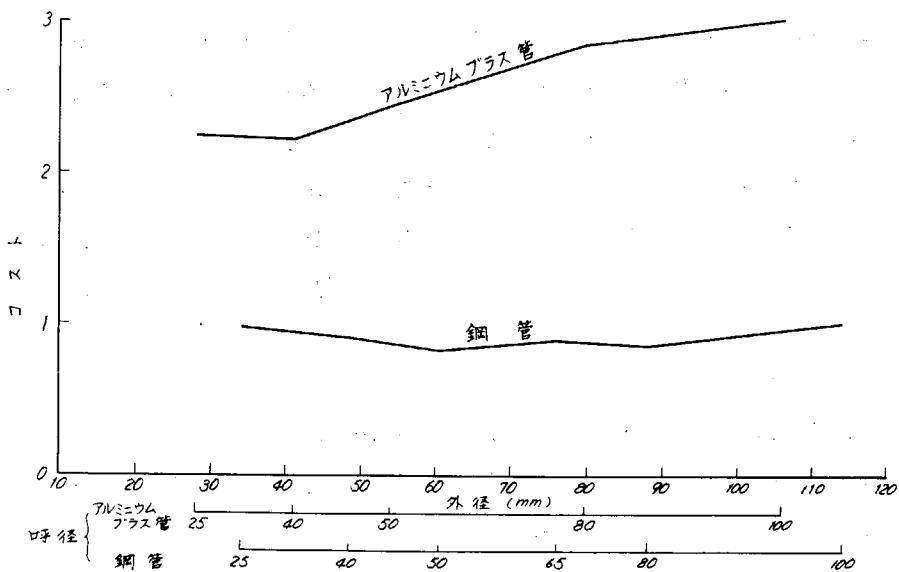


図 5.6.2

表 5.6.4

管種	呼び口径	25	40	50	65	80	100
アルミニウムプラス管	外 径 (mm)	28.24	40.94	54.05		79.85	106.27
	管 肉 厚 (mm)	1.626 (#16)	2.032 (#14)	2.337 (#13)		2.94 (#11)	3.25 (#10)
	必 要 管 長 (m)	15.56	10.74	8.14			4.14
	1系統最大長さ (m)	9.85	14.75	20.0		30.07	40.97
	系 統 数	16	8	4		2	1
鋼 管	外 径 (mm)	34.0	48.6	60.5	76.3	89.1	114.3
	管 肉 厚 (mm) (SCH. 80)	4.5	5.1	5.5	7.0	7.6	8.6
	必 要 管 長 (m)	12.90	9.02	7.26	5.78	4.93	3.84
	1系統最大長さ (m)	8.69	14.0	18.51	23.3	27.87	37.23
	系 統 数	15	7	4	3	2	2

### 5.6.3 配管高さについて

ヒーティングコイルのタンク内配管高さは造船各社の実績をみると大体120mm～180mmであり、150mmを標準としている例が多い。シエルリクアイアメントでも“できるだけ150mmに近付けること”を要求している。コイルの高さを決定する要因としては次のものが考えられる。

#### (1) 伝熱上の問題

コイルが船底面に近く配管されればされるほど、コイル下部の油の加熱が有効になる一方船底からの熱損失が

多くなる。

コイル下部の油は加熱による自然対流の影響を受けて、コイルからの熱伝導のみによって加熱されると考えられる。このことはスマトラ原油のように30~40°C程度で流动性を失う油に対しては重要な要素となる。しかし実船実験によると船の動搖による強制対流により、コイル下面の油もかなり加熱されることがわかつた。

したがって船体の動搖による対流が期待できる場合には、熱効率の面に関してコイル高さはあまり重要な問題とならない。

動搖の影響を考慮せず、熱伝導のみからコイルの高さと熱貫流の関係を検討した。図5.6.3はこの関係を表したものであるが120~180mmが熱効率の面から適当であるといえる。

#### (2) タンク内作業上の問題

タンク内のスラッジ上げ作業では、コイル下部のスラッジ除去のために最低100mm程度のクリヤーを要するといわれている。したがって呼称径40mmのアルミニウムプラス管で最低120mm、50mmの钢管で130mmとなる。

#### (3) 工作上の問題

コイル取付台(プラケット)は通常ボットムロンジに溶接されるが、一般にコの字形をしている。コイルの中心を150mmとすると、プラケット下部と船底外板との65mm程度となり、一般的な溶接可能な限界高さであるといえる。

以上の3点から考えてコイル高さは約150mmが適当であると考えられる。

### 5.7 実施例

東京タンカー株式会社所有の麻里布丸のカーゴタンクにはフイン付錫鉄製のヒーティングコイルが装備されていたが、約10年間使用後、腐蝕のため取替の必要が生じ、アルミニウムプラス製ヒーティングコイルと換装した。

船体の熱貫流率は従来値より小さい値(本研究部会は検討途上にあつたため、この時点での結果より推定して求めたもので、本研究部会の推奨値より多少大きめの値となっている)を設計データとして採用した結果、従来より小さい加熱面積比となつたが、昭和43年9月半数のタンクの換装工事を完了し、その後支障なく運航されている。(残りのタンクの換装工事は昭和44年9月頃施行の予定)

加熱面積比が小さくなつたことによるアルミニウムプラスヒーティングコイルの減少分は1船分で約1,200mと

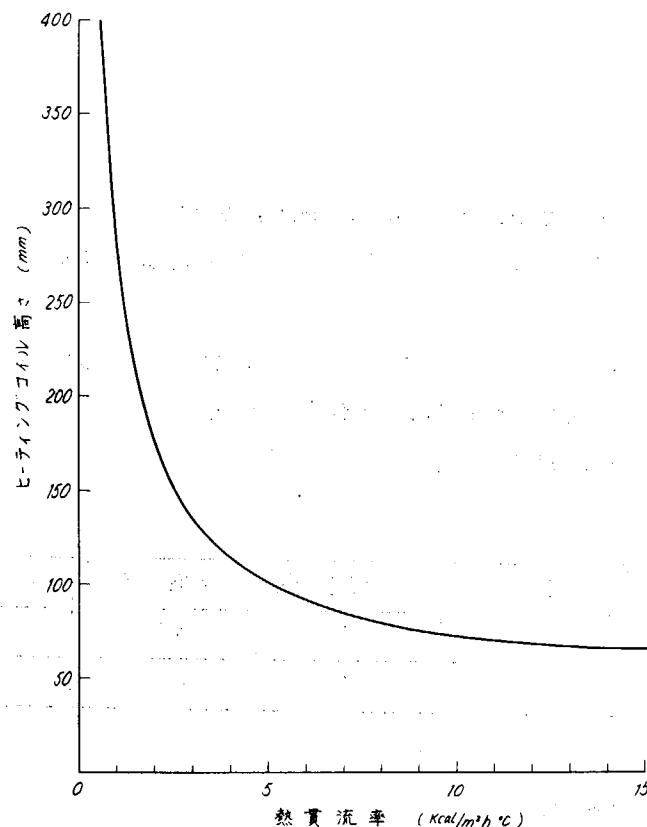


図5.6.3 ヒーティングコイル高さ—船底からの熱損失

注) 油の熱伝導率 0.12 Kcal/m·h·°C

なる。

また同じく東京タンカー株式会社所有の根岸丸の場合は、昭和44年3月アルミニウムプラス製ヒーティングコイルを新設したが、やはり本研究部会検討中の船体の熱貫流率を採用し、コイル長さは従来値より約2,600m短縮された。

なお、ヒーティングコイルの熱貫流率については本部会が検討途上にあつたため、従来値をそのまま採用したが、これを改善することによりさらに大巾な管長縮少が期待される。

参考のため、設計条件等を以下に示す。

(1) 温度条件

	外気温度 (°C)	海水温度 (°C)	初期油温 (°C)	保持油温 (°C)	加熱時間 (時間)
麻里布丸	0	0	45	50	200
根岸丸	0	4	43	57	200

(2) 热貫流率 (Kcal/m<sup>2</sup>h°C)

ヒーティング コイル	甲板 (油→大気)	船側 (油→外気)	船側 (油→海水)	船底 (油→海水)	他区画 (油→船内空気)
100	8	10	15	5	5

(3) ヒーティングコイル 40φ アルミニウムプラスパイプ

(4) 加熱面積比 (m<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>)

		従来の熱貫流率 により求めた値	(2)に示す熱貫流率 により求めた値
麻里布丸	中心槽	0.0096	0.0065
	舷側槽	0.0182	0.0165
根岸丸	中心槽	0.0109	0.0077
	舷側槽	0.0198	0.0179

## 6. 結 言

従来、経験的なデータのみにたよっていたタンクのヒーティング・コイルの設計を合理化し、その経済性を向上するため、当研究部会においてはこの問題に関して過去2年間にわたり、その合理的な設計基準の樹立を目的として、理論的ならびに実験的に徹底的な研究を行なった結果、従来使用されてきたヒーティング・コイル設計の大巾な改善が期待できる重要な基礎的諸数値を得ることができた。これにより今後大型タンカーにおいて、しばしば長さ1万メートルにもおよぶヒーティング・コイルの長さの短縮および必要蒸気量の合理的な決定が可能となり、すでに一部の船舶に応用された結果から、顕著なコストダウンが実証されているとおり、これらの成果は今後設計合理化に寄与することが大きいと思われる。

なお、本研究を実行する過程において多くの理論的考察および小型、大型ならびに実船実験とそれらの解析および検討を行なったが、それの中でも特にヒート・フロー・メータの開発、従来知られていない複雑な形状影響を受けるタンク内の油の対流状況、船体動揺が熱伝達におよぼす影響、ヒーティング・コイル内外における熱伝達現象の解明など、新たに数多くの顕著な伝熱学上の成果も得られた。

これらにより本研究の初期の目的は一応達成したものと考えられるが、本研究の途上、理論的にも実験的にも今後なお詳しく解明すべき諸問題が存在することを新たに知らされることとなり、わが国において初めて行なわれたこの実船実験の結果から、改めてこの方面的伝熱問題にさらに深く研究すべきものがあることがわかった。

したがって、今後もなおこの方面的研究をおしそすめれば、研究上さらに新たな発展をも期待することができると思われる。

なお、本研究は当研究部会の各幹事、委員のみならずその他本研究に関係された多くの方々のご熱心なご支援とご協力によって初めて可能となったものである。なかでも実船実験を特別のご理解によりご許可いただいた東京タンカー株式会社殿に対して、ここに厚く感謝の意を表する次第である。