

$$\frac{N_{LH}}{N_{LNG}} \doteq \left[\frac{1.1}{1 - 0.41 \left(\frac{\eta T}{d} \right)_{LNG}} \right]^{0.57}$$

これによるとタンク容積が 10^5m^3 程度の比較的大型船の場合、 LH_2 タンカーのプロペラ回転数はLNGタンカのその3倍以上にしなければならない。

プロペラ回転数を等しくすると、タンク容積 V_T が 10^5m^3 程度の船の場合、 LH_2 タンカのプロペラ直径吃水比 D_p/d はLNGタンカのその2倍になる。現用の $125,000 \text{m}^3$ 型LNGタンカの実績値をもとに $(D_p/d)_{LH}$ を求めてみると、その値は1.4となりプロペラのかなりの部分が海面上にでてしまうことになる。

LH_2 タンカの吃水をバラストを積んでLNGタンカの吃水と同じにしようとすると、必要なバラストの重量 ΔW_B は次式で与えられる。

$$\Delta W_B = (\rho_{LNG} - \rho_{LH}) V_T = 0.354 V_T \quad (\text{TON}) \quad (4.2.11)$$

現用のLNGタンカは完全二重船殻構造をもち、往航時も積荷満載時と同じ吃水がえられる位に多量の海水バラストを積むことができる。現用のLNGタンカに積みうるバラスト量の例を図4.2.1cに示した。図中の鎖線は式(4.2.11)を表わしたものである。図から

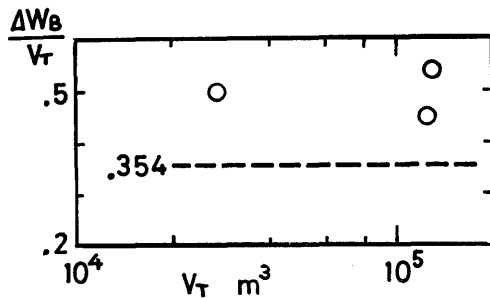


図-4.2.1c タンク容積とバラスト量

明らかなように、現用のLNGタンカの船型と構造は積荷が液化水素になった場合でも必要な吃水を維持するのに十分なバラスト量を積みうるのがわかる。ただし、この場合は積荷の液化水素の5倍もの重量のバラストを常時積んで航海することになる。後節で「LNGタンカーと同吃水」と呼んでいるのはこの状態を意味する。

LH_2 タンカは積荷の液化水素の密度が極めて小さいので往・復航時の吃水調節用のバラスト量は少なくてもよい。したがって常時多量のバラストを積んで航海し

(110)

なければならない現用LNGタンカ形の船型でない、低排水量に適したより進んだ LH_2 タンカ用の船型と構造を開発することが望ましい。

4.3 タンクの防熱と水素の蒸発量^{20)~23)}

低温液化ガスを収納するタンクの防熱の目的は、外部からの熱の侵入を防いで液化ガスの過度の蒸発を防ぐことと低温の液化ガスによる船体構造材の過度の冷却を防ぐことである。

現用の液化天然ガスの輸送・貯蔵用タンクの防熱が 100m^3 程度までの小容量を取扱う場合を除き多くは粉末パーライト、ポリウレタン、ガラスウール等の固体防熱材をLNGを収容している金属タンク壁の外面に装着して外部からの熱の侵入を防ぐいわゆる固体防熱法であるのに対し、液化水素の場合は粉末あるいはアルミ箔積層真空防熱材を使用する真空防熱法が採用されている。

真空防熱法の防熱効果は固体防熱法に比して格段に優れているが、本章で扱っている液化水素タンカの場合のように極めて大容量のタンクにも真空断熱法が採用されるとは直ちに断定できない。すなわち、固体防熱タンクでも大型化によって蒸発率が低減すること、後で論じるように主機関燃料用として相当量の蒸発が必要なこと、さらに大型真空防熱タンクの製作の困難さや真空維持用動力のための経費増などの理由により、大型の液化水素タンクの防熱には現用の液化天然ガスタンカと類似な固体防熱方式が採用される可能性が大きい。

LNGタンカで使用されている現用の高分子材料系の防熱材が液化水素と同等な極低温まで十分使用に耐えられるかは現在のところ明らかではないが、本節ではひとまず、前述の事情にもとずき LH_2 タンカのタンク防熱に関して現用のLNGタンカの実績をもとに検討を行うこととする。

4.3.1 タンク防熱層厚さを現用LNGタンクと等しくする場合

液化ガスのタンクからの蒸発量 G_{Bo} は定常伝熱状態とすれば次式で与えられる。

$$G_{Bo} \propto \frac{Q_{Bo}}{r} = \frac{K \cdot A \cdot \Delta T}{r} \quad (\text{kg/h}) \quad (4.3.1)$$

ここで、 Q_{Bo} :タンクへ流入する熱量(kcal/h), r :液化ガスの蒸発熱(kcal/kg), K :タンクの熱貫流率(kcal/m²h°C), A :タンク防熱層の表面積(m²), ΔT :周囲温度と液化ガスの温度差(°C)。

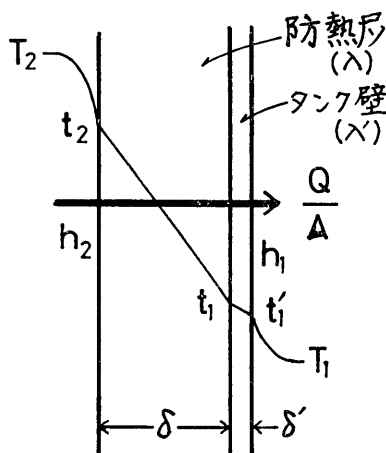


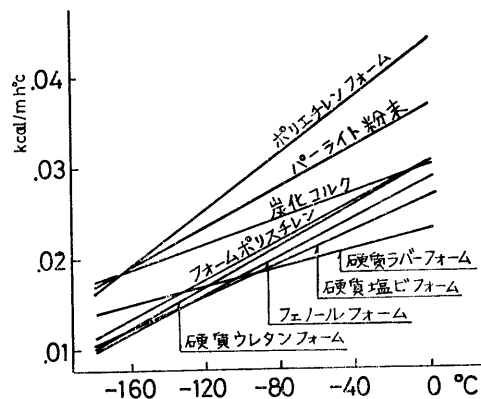
図-4.3.1 防熱層の熱通過

防熱層およびタンク壁を通過する熱流や温度分布を模式的に示すと図4.3.1のように表わされる。図を参照すれば以下の周知の関係が成立つ。

$$\begin{aligned}
 q &= \frac{Q}{A} = h_2(T_2 - t_2) \\
 &= \frac{\lambda}{\delta}(t_2 - t_1) \\
 &= \frac{\lambda'}{\delta'}(t_1 - t_1') \\
 &= h_1(t_1' - T_1) \\
 q &= \frac{Q}{A} = K(T_2 - T_1) \equiv K \cdot \Delta T \\
 \frac{\lambda}{\delta} &\ll \frac{\lambda'}{\delta'} \quad \therefore t_1 \approx t_1' \\
 \therefore \frac{1}{K} &= \frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}
 \end{aligned} \quad (4.3.2)$$

ここで、 δ, δ' : 防熱層およびタンク壁の厚さ(m),
 λ, λ' : 防熱層およびタンク壁の熱伝導率(kcal/mh $^{\circ}$ C)
 h_1, h_2 : 防熱層外面およびタンク壁内面の熱伝達率(kcal/m 2 h $^{\circ}$ C)。

防熱材の熱伝導率は図4.3.2および表4.3.1²⁴⁾に示すように材料の種類および温度によって異なるが、およそ 10^{-2} のオーダーの値をもつ。 h_1, h_2 は通常、液化ガスの自然対流熱伝達および空気の内面および強制対流熱伝達による値となり、それぞれ $10^2, 1 \sim 10$ のオー

図-4.3.2 防熱材の熱伝導率と温度の関係²⁴⁾表-4.3.1 防熱材の熱伝導率と温度の関係²⁴⁾

供試材	かさ比重	λ 式
炭化コルク	0.116	$\lambda = 0.0301 + 0.000071T$
フォームポリスチレン	0.020	$\lambda = 0.0305 + 0.000107T$
硬質ラバーフォーム	0.053	$\lambda = 0.0230 + 0.000050T$
硬質塩ビフォーム	0.043	$\lambda = 0.0266 + 0.000090T$
硬質ウレタンフォーム	0.043	$\lambda = 0.0302 + 0.000111T$
フェノールフォーム	0.035	$\lambda = 0.0286 + 0.000106T$
ポリエチレンフォーム	0.038	$\lambda = 0.0440 + 0.000155T$
パーライト粉末	0.064	$\lambda = 0.0365 + 0.000119T$

ダである。 δ は 10^{-1} のオーダーである。したがって熱貫流率 K の第一近似として次式が成立つ。

$$K \approx \frac{\lambda}{\delta} \quad (4.3.3)$$

結局、防熱層が厚いこと、温度差 ΔT が大きいため、外気温変動による非定常伝熱やタンク表面の熱伝達を考慮しなくてもよいと考える。

LH₂ タンカのタンク防熱層厚さを現用のLNGタンカのそれに等しくする場合、液化水素ガスの蒸発量 G_{BOLH} と液化天然ガスのそれ G_{BOLNG} との比は、式(4.3.1)および式(4.3.3)を用いて次式のように表わされる。

$$\frac{G_{BOLH}}{G_{BOLNG}} = \frac{\lambda_{LNG}}{\lambda_{LH}} \cdot \frac{\Delta T_{LH}}{\Delta T_{LNG}} \cdot \frac{r_{LNG}}{r_{LH}} \quad (4.3.4)$$

いま周囲温度 $T_2 = 25^{\circ}\text{C}$ とすると式(4.3.4)中の

各量の値は表4.1および表4.3.1をもとに次のようになる。ただし、防熱材は硬質ウレタンフォームとし、その熱伝導率を与える表4.3.1中の式は液化水素の温度まで成立つものと仮定した。

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{LNG} &= 0.0302 + 0.000111 \left(\frac{25-162}{2} \right) \\ &= 0.022 \\ \lambda_{LH} &= 0.0302 + 0.000111 \left(\frac{25-253}{2} \right) \\ &= 0.0175 \\ \Delta T_{LH} &= 25 + 253 = 278, \\ \Delta T_{LNG} &= 25 + 162 = 187 \\ r_{LNG} &= 122, \quad r_{LH} = 107 \\ \therefore \frac{G_{BOLH}}{G_{BOLNG}} &= 2.19 \end{aligned} \right\} (4.3.5)$$

積荷の全重量に対する1日当りの蒸発量の比を蒸発率といい%/DAYで示す。等しいタンク容積をもつLH₂タンカの蒸発率 α_{LH} とLNGタンカのそれ α_{LNG} の比は式(4.3.5)を用いて次式で与えられる。

$$\frac{\alpha_{LH}}{\alpha_{LNG}} = \frac{\frac{G_{BOLH}}{G_{BOLNG}} \cdot \frac{\rho_{LH} \bar{V}_T}{\rho_{LNG} \bar{V}_T}}{\frac{G_{BOLH}}{G_{BOLNG}} \cdot \frac{\rho_{LNG}}{\rho_{LH}}} = 13.1 \quad (4.3.6)$$

現用のLNGタンカの α_{LNG} は0.2~0.3%/DAYであるからLH₂タンカの α_{LH} は式(4.3.6)より平均3%以上になる。この蒸発量の全量を主機関の燃料に使用するものとすれば、エネルギー的には30kt以上の船速を出すことができる。この場合、後述するように南太平洋上の水素製造基地から日本内地への水素輸送量はタンク容積が10⁵m³以上の大型船の場合でも約50%程度にしかない。

防熱層外面の温度はこれに近接する船殻の温度に直接影響を及ぼす。LH₂タンカのタンク防熱層外面温度とLNGタンカのそれとの関係を球型タンクを対象に検討する。

球外面の自然対流熱伝達率は次式で与えられる²⁵⁾。

$$\left. \begin{aligned} N_u &= 0.558 (P_r \cdot G_r)^{\frac{1}{4}} \\ N_u &= \frac{hd_T}{\lambda}, \quad P_r = \frac{C_p \rho \nu}{\lambda} \\ G_r &= \frac{g \beta d_T^3 (T_2 - t_2)}{\nu^2} \end{aligned} \right\} (4.3.7)$$

ここで、 N_u ：ヌセルト数、 P_r ：プラントル数、 G_r ：グラスホフ数、 h ：球外面の熱伝達率(kcal/m²h°C)、 d_T ：球直径(m)、 λ 、 C_p 、 ν 、 ρ 、 β ：外気の熱伝導率(kcal/mh°C)、比熱(kcal/kg°C)、動粘性係数(m²/h)、密度(kg/m³)、膨張係数(°C⁻¹)、 T_2 、 t_2 ：外気および球外面温度(°C)。

したがって周囲の外気から球表面を通して流入する熱量 Q (kcal/h)は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} Q &= h \pi d_T^2 (T_2 - t_2) \\ &= N_u \lambda \pi d_T (T_2 - t_2) \\ &= 0.558 (P_r \cdot G_r)^{\frac{1}{4}} \lambda \pi d_T (T_2 - t_2) \\ &= 0.558 \lambda \pi d_T^{\frac{4}{3}} P_r^{\frac{1}{4}} \left(\frac{g \beta}{\nu^2} \right)^{\frac{1}{4}} (T_2 - t_2)^{\frac{5}{4}} \quad (4.3.8) \end{aligned}$$

したがって液化水素タンクに流入する熱量 Q_{LH} と液化天然ガスタンクのそれ Q_{LNG} との比は、式(4.3.1)および(4.3.4)を参照して次式で与えられる。

$$\frac{Q_{LH}}{Q_{LNG}} = \left[\frac{(T_2 - t_2)_{LH}}{(T_2 - t_2)_{LNG}} \right]^{\frac{5}{4}} = \frac{\lambda_{LNG}}{\lambda_{LH}} \cdot \frac{\Delta T_{LH}}{\Delta T_{LNG}}$$

これより液化水素タンクの外面温度と液化天然ガスタンクのそれとの関係は式(4.3.5)を参照して次式で与えられる。

$$\frac{(T_2 - t_2)_{LH}}{(T_2 - t_2)_{LNG}} = \left(\frac{\lambda_{LNG}}{\lambda_{LH}} \cdot \frac{\Delta T_{LH}}{\Delta T_{LNG}} \right)^{\frac{4}{5}} = 1.7 \quad (4.3.9)$$

したがってLH₂タンカの船殻はLNGタンカのそれよりかなり低温にさらされることになる。

4.3.2 タンク容積効率

液化天然ガスタンカーではタンク容積 V_T と船の長さ×幅×深さ(L×B×D)との比をタンク容積効率 η_T という。すなわち

$$\eta_T = \frac{V_T}{LBD} \quad (4.3.10)$$

LNGタンカのタンク防熱層厚さを δ とし、同一内容積のタンクをもつLH₂タンカのタンク防熱層厚さを $\delta + \Delta\delta$ とする。防熱層厚さの追加 $\Delta\delta$ に伴う船体の長さ、幅、深さの増加を次のように仮定する。

$$\left. \begin{aligned} B_{LH} &= 2\Delta\delta + B_{LNG} \\ D_{LH} &= \Delta\delta + D_{LNG} \\ L_{LH} &= 2n\Delta\delta + L_{LNG} \end{aligned} \right\} (4.3.11)$$

ここで、 n ：タンク個数

したがってLH₂タンカとLNGタンカのL×B×D

の間には、 $\Delta\delta/D$ などの二次以上の項を省略すると次の関係がえられる。

$$\begin{aligned} (LBD)_{LH} &= (2n\Delta\delta + L_{LNG})(2\Delta\delta + B_{LNG}) \\ &\quad (\Delta\delta + D_{LNG}) \\ &= (LBD)_{LNG} \left(1 + 2\frac{n\Delta\delta}{L_{LNG}}\right) \\ &\quad \left(1 + 2\frac{\Delta\delta}{B_{LNG}}\right) \left(1 + \frac{\Delta\delta}{D_{LNG}}\right) \\ &\doteq (LBD)_{LNG} \left(1 + 2\frac{n\Delta\delta}{L_{LNG}} + 2\frac{\Delta\delta}{B_{LNG}}\right. \\ &\quad \left. + \frac{\Delta\delta}{D_{LNG}}\right) \end{aligned} \quad (4.3.12)$$

現用の V_T が 29,000m³ から 128,600m³ まで 5 種類の球型タンク型 LNG タンカの要目の平均値をとると以下の値がえられる。

$$\frac{L}{nd_T} = 1.5 \pm 0.15, \quad \frac{B}{d_T} = 1.2 \pm 0.045,$$

$$\frac{D}{d_T} = 0.69 \pm 0.035$$

ここで、 d_T : タンク直径。

これらの値を式 (4.3.12) に代入して整理すると、LH₂ タンカのタンク容積効率 η_{TLH} と LNG タンカの η_{TLNG} との間には次の関係が成立つ。

$$\begin{aligned} (LBD)_{LH} &\doteq (LBD)_{LNG} \left(1 + 4.5\frac{\Delta\delta}{D_{TLNG}}\right) \\ \therefore \eta_{TLH} &= \frac{V_{TLH}}{(LBD)_{LH}} \doteq \frac{V_{TLNG}}{(LBD)_{LNG} \left(1 + 4.5\frac{\Delta\delta}{D_{TLNG}}\right)} \\ &= \frac{\eta_{TLNG}}{1 + 4.5\frac{\Delta\delta}{D_{TLNG}}} \end{aligned} \quad (4.3.13)$$

4.3.3 船殻温度を現用 LNG タンカに等しくする防熱層厚さの場合

この条件は LH₂ タンクの防熱層を通過する熱流束 ($q = Q/A \text{ kcal/m}^2\text{h}$) を LNG タンクの場合と等しくするようにすればよい。LNG タンクおよび LH₂ タンクの防熱層厚さをそれぞれ δ 、 $\delta + \Delta\delta$ とすると次の関係がえられる。

$$\left. \begin{aligned} q_{LH} &= K_{LH} \Delta T_{LH} \doteq \left(\frac{\lambda}{\delta + \Delta\delta}\right)_{LH} \Delta T_{LH} \\ q_{LNG} &= K_{LNG} \Delta T_{LNG} \doteq \left(\frac{\lambda}{\delta}\right)_{LNG} \Delta T_{LNG} \end{aligned} \right\} (4.3.14)$$

$q_{LH} = q_{LNG}$ より

$$\frac{\Delta\delta}{\delta} = \frac{\lambda_{LH}}{\lambda_{LNG}} \cdot \frac{\Delta T_{LH}}{\Delta T_{LNG}} - 1$$

式(4.3.5)中の数値を上式に代入すると $\Delta\delta/\delta = 0.15$ がえられる。この場合の LH₂ タンカのタンク容積効率 η_{TLH} を求めてみると、現用 LNG タンカの例として $V_T = 125,000\text{m}^3$ 、 $d_T = 35\text{m}$ 、 $\delta = 0.2\text{m}$ を式(4.3.13)に代入すると以下が求まる。

$$\eta_{TLH} = \frac{\eta_{TLNG}}{1 + 4.5 \frac{0.15 \times 0.2}{35}} = 0.996 \eta_{TLNG}$$

液化水素の蒸発量 G_{BOLH} および蒸発率 α_{LH} は、熱流束が LNG タンクの場合と同じであるから式(4.3.1)、(4.3.5)より次が求まる。

$$G_{BOLH} = \frac{r_{LNG}}{r_{LH}} G_{BOLNG} = 1.14 G_{BOLNG} (\text{kg/h})$$

$$\alpha_{LH} = \frac{G_{BOLH}}{G_{BOLNG}} \cdot \frac{\rho_{LNG}}{\rho_{LH}} \cdot \alpha_{LNG} = 6.8 \alpha_{LNG} (\%/DAY)$$

船殻温度を LNG タンカの場合に等しくなるように過冷を防ぐためタンク防熱層厚さを増しても、タンクの容積効率はほとんど低下しない反面、蒸発率はいぜんとして高く、水素製造基地からの水素輸送量は大型船を使っても製造量の70%以下である。

4.3.4 蒸発量を主機関燃料必要量に等しくする防熱層厚さの場合

LH₂ タンカの主機関燃料必要量に相当する熱量 Q_f は後節で求めるように次式で与えられる。

$$Q_f = K_1 \frac{1}{\eta} \left(\frac{V_T}{\eta_T} \cdot \frac{d}{D}\right)^{\frac{2}{3}} v^3 \quad (\text{kcal/h}) \quad (4.4.2)$$

ここで、 K : 定数でアドミラルティ係数と馬力熱量換算率の積 = 1.45、 η : 主機関熱効率、 v : 船速(kt)。

いっぽう蒸発ガスを燃焼させることによって発生する熱量 Q_{fBO} は

$$Q_{fBO} = H_i \cdot G_{BO} = H_i \frac{\alpha}{24} \rho V_T$$

ここで、 H_i : 蒸発ガスの低(真)発熱量(kcal/kg)、 ρ : 液化ガスの密度(kg/m³)。

$Q_f = Q_{fBO}$ とおいて整理すると蒸発率 α_{LH} は次のように表わすことができる。

$$\alpha_{LH} = K_2 \frac{v^3}{\eta V_T^{\frac{1}{3}}} \left(\frac{1}{\eta_T} \frac{d}{D}\right)_{LH}^{\frac{2}{3}} \quad (\%/DAY) \quad (4.3.15)$$

ここで、 $K_2 = 24K_1 / (H_i \rho)_{LH} = 1.72 \times 10^{-5}$

α_{LH} の値は式 (4.3.13), (4.3.15) および後述の式 (4.3.16 a 又は b) 式を同時に解くことによって求めることができる。例えば、球型タンクをもつ $V_T=125,000\text{m}^3$, $v=20\text{kt}$, $\eta=0.35$ の LH_2 タンカの α_{LH} は、バラストを積んで吃水を LNG タンカに等しくした場合に $0.85\%/DAY$, バラストなしの浅い吃水船の場合は $0.63\%/DAY$ になる。この値は同一タンク容積をもつ LNG タンカの α_{LNG} のそれぞれ 3.4 倍, 2.5 倍になる。

タンク防熱層厚さは次のようにして求めることができる。式 (4.3.1) および (4.3.3) より

$$\frac{(KA)_{LH}}{(KA)_{LNG}} = \frac{G_{BOLH}}{G_{BOLNG}} \cdot \frac{r_{LH}}{r_{LNG}} \cdot \frac{\Delta T_{LNG}}{\Delta T_{LH}}$$

$$\frac{(KA)_{LH}}{(KA)_{LNG}} = \frac{\frac{\lambda_{LH}}{\delta + \Delta\delta}}{\frac{\lambda_{LNG}}{\delta}} \cdot \frac{A_{LH}}{A_{LNG}} = \frac{\delta}{\delta + \Delta\delta} \cdot \frac{\lambda_{LH}}{\lambda_{LNG}}$$

$$\frac{G_{BOLH}}{G_{BOLNG}} = \frac{\alpha_{LH}}{\alpha_{LNG}} \cdot \frac{\rho_{LH}}{\rho_{LNG}}$$

$$\therefore \frac{\delta + \Delta\delta}{\delta} = \frac{\lambda_{LH}}{\lambda_{LNG}} \cdot \frac{\alpha_{LNG}}{\alpha_{LH}} \cdot \frac{\rho_{LNG}}{\rho_{LH}} \cdot \frac{r_{LNG}}{r_{LH}} \cdot \frac{\Delta T_{LH}}{\Delta T_{LNG}}$$

式 (4.3.5) および (4.3.15) を上に代入して整理すると防熱層の追加厚さは次式で求められる。

$$\frac{\Delta\delta}{\delta_{LNG}} = K_3 \alpha_{LNG} \frac{\eta V_T^{\frac{1}{3}}}{v^3 \left(\frac{1}{\eta_T} \frac{d}{D} \right)_{LH}^{\frac{2}{3}}} - 1 \quad (4.3.16)$$

$$\text{ここで, } K_3 = \frac{1}{K_2} \left(\frac{\lambda_{LH}}{\lambda_{LNG}} \cdot \frac{\rho_{LNG}}{\rho_{LH}} \cdot \frac{r_{LNG}}{r_{LH}} \cdot \frac{\Delta T_{LH}}{\Delta T_{LNG}} \right) = 4.57 \times 10^5$$

上式中の $(d/D)_{LH}$ は式 (4.2.4) および (4.3.11) を用いて次式で与えられる。

$$\begin{aligned} \left(\frac{d}{D} \right)_{LH} &= \frac{d_{LH}}{d_{LNG}} \left(\frac{d}{D} \right)_{LNG} \frac{D_{LNG}}{D_{LH}} \\ &= \left[1 - 0.41 \frac{\eta_{TLNG}}{\left(\frac{d}{D} \right)_{LNG}} \right] \left(\frac{d}{D} \right)_{LNG} \\ &\quad \left(\frac{D_{LNG}}{\Delta\delta + D_{LNG}} \right) \\ &\doteq \left(\frac{d}{D} \right)_{LNG} - 0.41 \eta_{TLNG} \quad (4.3.17) \end{aligned}$$

式 (4.3.16) および (4.3.17) から次式がえられる。

$$\frac{\Delta\delta}{\delta_{LNG}} = K_3 \alpha_{LNG} \frac{\eta V_T^{\frac{1}{3}} \eta_{TLH}^{\frac{2}{3}}}{v^3 \left[\left(\frac{d}{D} \right)_{LNG} - 0.41 \eta_{TLNG} \right]^{\frac{2}{3}}} - 1 \quad (4.3.16a)$$

吃水をバラストによって LNG タンカと等しくする場合は式 (4.3.16) から直ちに次式がえられる。

$$\frac{\Delta\delta}{\delta_{LNG}} = K_3 \alpha_{LNG} \frac{\eta V_T^{\frac{1}{3}} \eta_{TLH}^{\frac{2}{3}}}{v^3 \left(\frac{d}{D} \right)_{LNG}^{\frac{2}{3}}} - 1 \quad (4.3.16b)$$

タンク容積効率 η_{TLH} は式 (4.3.13) および (4.3.16 a 又は b) を同時に解くことによって求めることができる。球型タンクの場合の LH_2 タンカのタンク容積効率を LNG タンカのそれと対比して図 4.3.3 に示した。

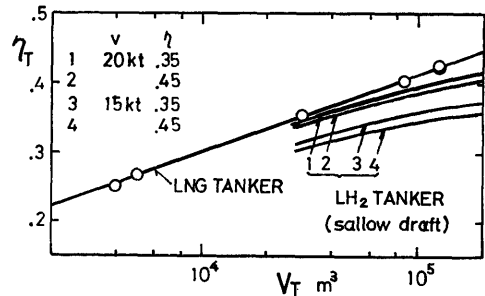


図-4.3.3 LH_2 および LNG タンカーのタンク容積効率

蒸発ガス量を主機関燃料の必要量に等しくするようにタンクの防熱を行うと防熱層厚さは現用 LNG タンカのそれよりかなり大きくなるため、タンク容積効率は低下する。この場合の水素輸送量は後で詳しく検討するが、大型船の場合製造水素量の90%以上を運ぶことができる。

船殻温度については防熱層の厚さが 4.3.2 節の場合より増大するので問題はない。

4.4 主機関に関する検討

4.4.1 主機関燃料必要量

船の排水量、速度とプロペラへ伝達された伝達馬力を関係づける係数をアドミラルティ係数というが、本章では検討に便利のためアドミラルティ係数 C_A を次のように定義する。

$$C_A = \frac{P}{(L B d)^{\frac{2}{3}} v^3}$$

ここで、 P は主機関出力 (PS) である。

現用 LNG タンカの C_A を図 4.4.1 に示す。図から

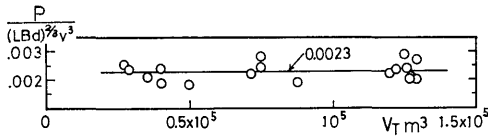


図-4.4.1 LNGタンカーのアドミラルティ係数

明らかなように C_A はタンク容積 V_T の大きさによらずほぼ一定値0.0023を示す。したがって機関出力 P およびその出力を与えるのに必要な燃料の全発生熱量 Q_f は次式で与えられる。

$$P = 0.0023 (LBD)^{\frac{2}{3}} v^3 \quad (4.4.1)$$

$$Q(\text{kcal/h}) = 632.5P(\text{PS})$$

$$\therefore Q_f = 632.5 \frac{P}{\eta} = K_1 \frac{(LBD)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{d}{D}\right)^{\frac{2}{3}} v^3}{\eta}$$

$$= K_1 \frac{V_T^{\frac{2}{3}} \left(\frac{1}{\eta_T} \frac{d}{D}\right)^{\frac{2}{3}} v^3}{\eta} \quad (\text{kcal/h})$$

$$K_1 = 632.5 C_A = 1.45 \quad (4.4.2)$$

ここで、 η : 主機関熱効率、 V_T : タンク容積(m^3)、 η_T : タンク容積効率、 L, B, D, d : それぞれ船体の長さ、幅、深さ、吃水(m)、 v : 船速(kt)。

LH_2 タンカでは、 Q_f は4.3.4節で示したように船体構造を過冷することのない十分な厚さの防熱層をもつタンクからの蒸発量でまかなえる。

4.4.2 燃料供給のための水素ガスの圧縮仕事

タンクから蒸発してくる水素ガスの圧力はほぼ大気圧であるから、このガスを主機関の燃料として使うためには機関に応じた圧力まで圧縮しなければならない。例えば、ボイラでは大気圧よりわずかに圧縮すればよいが、ディーゼル機関では吸入孔附近に送入するときは過給圧 ($2 \sim 3 \text{ kg/cm}^2$) 以上に、又燃焼室へ直接噴射するときは機関の圧縮圧力 ($50 \sim 70 \text{ kg/cm}^2$) 以上に圧縮しなければならない。ガスタービン機関では再生サイクルと単純開放サイクルとで大きく異なるが圧縮機出口圧力 ($5 \sim 30 \text{ kg/cm}^2$) 以上が必要になる。

水素ガスの圧縮に要する仕事はガスを完全気体とみなすと次式で与えられる。

$$w_p = \frac{1}{\eta_p} \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]$$

ここで、 w_p : 水素の単位質量あたりの圧縮仕事

(kcal/kg)、 η_p : 水素圧縮機の効率、 κ , R : それぞれ水素の比熱比およびガス定数、 p_1 , p_2 : 圧縮始めと終りの圧力、 T_1 : 圧縮始めの温度(K)。

水素ガスの圧縮に必要な仕事 $W_p(\text{PS/kg})$ を図4.4.2に示す。圧縮に必要な仕事は圧縮始めの温度に極めて強く影響されるからできる限り低温での圧縮が必要である。図には大気圧における水素の飽和温度 (-253°C)、同じくメタンのそれ ($\text{約} -160^\circ\text{C}$) および 0°C の三種類の初期温度からの圧縮仕事を示してある。

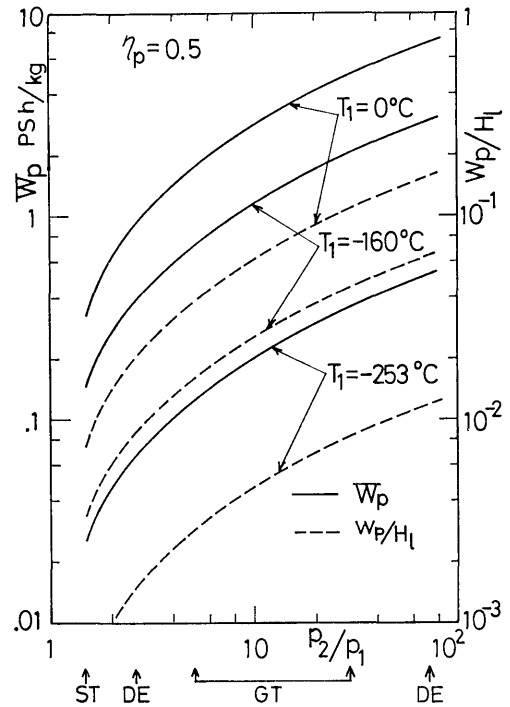


図-4.4.2 水素ガスの圧縮に要する仕事

蒸発ガスを主機関燃料に使用する場合推進のために使える主機関出力は蒸発ガスの圧縮仕事分だけ減少する。言い換えれば、主機関の熱効率が減少することになる。圧縮仕事を考慮した場合の機関の熱効率は次式で表わすことができる。

$$\eta = \frac{W_o - W_p}{G_f \cdot H_l} = \eta_o - \frac{w_p}{H_l} \quad (4.4.3)$$

ここで、 W_o : 燃料の圧縮仕事を無視できる場合 (液体燃料を使用する場合と考えてよい) の機関出力 (kcal/h)、 W_p : 燃料ガスの圧縮仕事 (kcal/h)、 G_f : 燃料消費量 (kg/h)、 H_l : 燃料の発熱量 (kcal/kg)、 η_o : 液体燃料使用時の機関熱効率、 w_p : 燃料ガス 1 kg

あたりの圧縮仕事(kcal/kg)。

図4.4.2には式(4.4.2)の右辺第2項の w_p/H_L も示してある。図の横軸下方のST, GTおよびDEはそれぞれ蒸気タービン(ボイラ), ガスタービンおよびディーゼル機関に必要な圧力を示す。図から明らかのように, タンクから蒸発した直後の温度から圧縮するときは熱効率低下はほとんどないが, -160°C からの圧縮ではシリンダ内直接噴射のディーゼル機関で7%, 単純開放サイクルガスタービンで4%ならびに再生式ガスタービンで2%程度それぞれ熱効率が低下する。

タンクからの蒸発ガスの量は天候・海象などによって変動するので, 別に積んでいる液体燃料との混焼が必要である。LH₂タンカーでは積荷の液化水素を使うことも考えられる。液体燃料と蒸発ガスを同時に使用するときの主機関の熱効率 η は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \frac{W_o - W_p}{G_{fBo}H_{LBo} + G_{fL}H_{LL}} = \eta_o - \xi_H \frac{w_p}{H_{LBo}} \\ \xi_H &= \frac{G_{fBo}H_{LBo}}{G_{fBo}H_{LBo} + G_{fL}H_{LL}} \end{aligned} \right\} (4.4.4)$$

ここで, G_{fBo} : 蒸発ガス量(kg/h), G_{fL} : 液体燃料消費量(kg/h), H_{LBo} , H_{LL} : それぞれ蒸発ガス, 液体燃料の発熱量(kcal/kg), ξ_H : 燃料熱量比。

後節の各種熱機関の熱効率の比較は以上述べた燃料ガスの圧縮仕事の影響を考慮して行った。

4.4.3 蒸発ガスの冷熱利用²⁰⁾

蒸発ガスが極低温であることを利用して機関の効率向上をはかることができる。すなわち, ガスタービンでは吸気冷却や圧縮過程における空気の冷却などで, 蒸気タービンでは復水器における蒸気の冷却などで機関自身の熱効率を直接向上できる。ディーゼル機関では機関自身の直接向上は期待できない。冷熱利用の詳細な検討は本報告の目的からはずれるので, ガスタービンの吸気冷却による熱効率向上の例を示すことにとどめる。

単純開放サイクルガスタービンの熱効率 η は次式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \frac{A\tau - B}{\tau - C} \\ A &= \eta_T(1 - \varphi^m), \quad B = 1 + \frac{1}{\eta_c}(\varphi^m - 1) \\ m &= \frac{\kappa - 1}{\kappa}, \quad \varphi = \frac{p_2}{p_1} \quad (\text{圧力比}), \end{aligned} \right\} (4.4.5)$$

(116)

$$\tau = \frac{T_2}{T_1} \quad (\text{温度比})$$

ここで, η_T , η_c : タービン, 圧縮機の効率, κ : 比熱比, p_1 , p_2 : 吸入空気および圧縮機出口の圧力, T_1 , T_2 : 吸入空気およびタービン入口温度。

冷却によって吸入空気温度を下げれば温度比 τ が大きくなる。 τ が η に及ぼす影響を求めるため式(4.4.5)を τ で微分して整理すると次式がえられる。

$$\frac{\partial \eta}{\eta} = \frac{1}{1 - C} \left(\frac{A}{\eta} - 1 \right) \frac{\partial \tau}{\tau} \quad (4.4.6)$$

現在, 単純開放サイクルガスタービンで最も熱効率の高い機種 ($\varphi = 30$, $T_2 = 1,473^\circ\text{K}$, $\eta_T = 0.9$, $\eta_c = 0.8$) について式(4.4.6)から効率改善を求めると8%以上に達することがわかる。

次節の各種機関の性能比較では冷熱利用による効果は考慮していない。

4.4.4 水素燃料利用と各種熱機関の性能

当所はすでに在来型式の各種船用主機関に対する水素燃料利用についての技術的難易度の調査研究結果を報告している²⁷⁾²⁸⁾。その結論の一部を表4.4.1に示す。当所はまた水素利用で大幅な性能向上が期待できる新型のタービン内再熱ガスタービンの開発研究も行っている²⁰⁾。

こうした研究をもとに水素燃料を利用する各種機関の性能を比較したのが表4.4.2である。重油との混焼の場合, ディーゼル機関の熱効率は蒸発ガスの圧縮仕事に伴う低下分を考慮したとしても他の機関より断然高い。しかし, 本研究の基本的目標である石油代替システムの達成という見地から水素専焼方式を採用するとすれば, ガスタービンとりわけ改良型のそれが最も優れた機関ということができる。

4.5 水素の実輸送量とLH₂タンカの実現性

南太平洋上の水素製造基地(南緯10度, 西経140度)から日本(例えば, 北緯34度, 東経135度)への大圏航路の距離は9,620km(5,190nm)ある。

液化水素タンクからの蒸発ガス量が主機関の燃料必要量と釣合うような防熱層厚さにしたLH₂タンカにより日本へ輸送できる量 G_N は, タンク満載量 G_O から往復の航海で主機関で消費される燃料量 G_E を差引いた量になる。すなわち

$$G_N = G_O - G_E = \rho_{LH} V_T - \frac{Q_{f0}}{H_L}$$

表-4.4.1 在来機関における

機種	原型実験機関等主要目				燃料供給系等	水素燃料用としての改造および変更部分
	実験機関等本体					
往復動内燃機関 (ディーゼル)	名称	CFR	ST95	燃料：軽油 (A重油等) 燃料噴射ポンプ： ポッシュ式自動弁付 (CFR, ST95いずれも上掲燃料およびポンプ使用)	1. ポンプによる水素供給系の新設 (水素ポンプは無使用) 2. 水素・軽油混燃方式に改造 水素：吸気管形状変更(交換)により吸気管供給とする(予混合方式の採用) 軽油：直接噴射(原型のまま) 3. 吸気管水噴射装置の新設 (吸気管形状変更)	
	型式	4サイクル	4サイクル			
	シリンダー数	1	1			
	出力 PS	7	6			
	回転数 rpm	1400	1400			
	平均有効圧力 kg/cm ²	4.0	4.76			
	排気量 cc	615	815			
	ピストン行程 mm	115	115			
	ピストン直径 mm	82.5	95			
	燃焼室	渦流室方式	予燃焼室式			
冷却方式	水冷	水冷				
製造会社	日立製作所	ヤンマー				
ガスタービン	名称	S1A-01 (川重製)		燃料：灯油 燃料噴射弁： 2重渦巻式 燃料ポンプ： ギヤポンプ 点火栓： 中心電極型ローテンションプラグ 1個、スパーク回数4回/sec	1. ボンベによる水素供給系の新設と灯油ポンプの撤去 (水素ポンプは無使用) 2. 灯油噴射弁を水素ガス噴射弁と交換。 3. 水素流量制御弁として天然ガス用制御弁を無修正で使用。	
	型式	単純開放サイクル式				
	出力	275PS				
	回転数	5300rpm				
	圧力比	8.4				
	空気流量	1.5kg/sec				
	タービン入口温度	960°C				
	圧縮機	遠心2段				
	タービン	軸流2段				
	燃焼器	単筒逆流缶型				
蒸気タービン (ボイラー)	名称	クレイトンボイラーRO-15 (タクマ製)			燃料：灯油 バーナ：圧力噴射式 燃料ポンプ： ギヤポンプ 点火栓：電気火花方式	1. ボンベによる水素供給系と燃焼用空気供給系を新設。 (水素ポンプは無使用) 2. 灯油バーナを多孔水水素バーナと交換。 バーナ型式HBT-70 (ボルカノ製) 圧力噴射先混合方式 周辺スワラ付 燃焼量=70Nm ³ /hr. 3. 点火栓 間けつ式電気火花方式
	型式	貫流ボイラー				
	蒸気圧力	10atg Max				
	蒸気温度	飽和温度				
	換算蒸発量	245kg/h				
	伝熱面積	4.6m ²				
	燃焼室容積	0.034m ³				
	ボイラー効率	84.5%				

水素利用の難易度評価²⁵⁾

実験および解析等の結果	技術的問題点ならびに開発課題	水素利用の難易評価
<ol style="list-style-type: none"> 1. 水素の相当比0.2付近まで水素・軽油混焼可能 2. 水素の相当比が0.2付近を越えると過早着火を発生、機関性能低下、燃焼圧力上昇、逆火を生起するようになる。さらに相当比を大にすると逆火が激増し運転不能となる。 3. 吸気管への水噴射 水噴射量が水素の質量流量の1～2倍で過早着火抑制可能となる。過早着火の抑制は逆火防止につながる。水素の相当比約0.8まで水噴射効果がある。 4. 水素の相当比0.8以上の運転は未解決、今後装置改造により相当比0.8以上の運転も可能にできる見込みあり。 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 予混合方式の問題点 <ol style="list-style-type: none"> a) 過早着火と逆火の完全防止。 b) 吸入空気量の低下による出力減少。 2. 最高圧力上昇の抑制 3. 水噴射による過早着火防止効果の詳細な検討。 4. 水噴射による熱効率低下防止対策の検討。 5. 水素ポンプの開発 6. 保安対策 	最も困難
<ol style="list-style-type: none"> 1. 燃焼器単体による水素燃焼試験で、旋回式および多孔式水素噴射弁を選定。この試験で水素燃焼時に振動燃焼と著しい騒音発生。 2. エンジン起動時に爆発的水素着火発生。着火時の空燃比を大にして抑制。 3. 水素による定常運転は比較的容易 4. 水素運転時の燃焼器内筒壁温は灯油使用時よりも約200℃低下。 5. 水素はほぼ完全燃焼。 6. 熱効率はほとんど灯油に等しい。 7. 水素運転時のNO_x排出量は灯油運転時より高。 8. 水素運転時の騒音レベルは灯油と同程度。 9. 翼への灰付着の問題は、水素利用により解消される。 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 起動時の爆発的着火防止対策。 <ol style="list-style-type: none"> a) 着火時の空燃比、混合気流量の厳密な制御法の検討。 b) 点火栓取付位置の検討。 2. 低NO_x化対策。 3. 振動燃焼の発生原因の求明 4. 高燃焼負荷率燃焼器の開発。 5. 水素噴射弁設計法の確立。 6. 水素流量制御弁の開発。 7. 水素ポンプの開発。 8. 保安対策 	最も容易
<ol style="list-style-type: none"> 1. 運転開始時に水素の爆発的着火発生。着火時の空燃比を大にして抑制 2. バーナ付近に高温火炎集中。燃焼室内温度分布不均一。灯油燃焼では一様分布。 3. 総括熱吸収率は灯油燃焼時に1前後で一定。しかし、水素の場合0.3～4と大きく変化。 4. 排気温度は水素と灯油間に大差なし。 5. ふく射伝熱量解析の結果、水素専焼時の燃焼室伝熱量は重油100に対して70となる。水素50一重油50(熱量比)の混焼時の燃焼室伝熱量は重油専焼とほぼ同一。 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 水素の燃焼特性を考慮した大容量の水素バーナの開発。 2. ボイラを更にコンパクト化するための検討。 3. 蒸気条件の改善による燃量節減等の検討。 4. 水素の広い爆発範囲および速い燃焼速度に対する安全保護対策の検討。 5. 水素燃焼ガス中の水蒸気を利用する等、在来型式ボイラとは異なる方式の検討。 	比較的容易

表-4.4.2 水素燃料利用と各種熱機関の性能

水素の利用度	機関の種類	機関の性能	当該機関の代表例
専焼	現用型	ディーゼル機関 蒸気タービン (ボイラ) ガスタービン 専焼は困難 ボイラの改造により性能低下なし ボイラを改造しなければ出力は70~80%に低下 機関本体の改造なしで専焼可能 $\eta=0.37(0.33)$, $\eta_0=0.38$	IHI・IM5000(38000kw, TIT=1200°C, r=30)
	改良型	ディーゼル機関 蒸気タービン (ボイラ) ガスタービン ? 高温・高圧・再熱方式 $\eta=\eta_0=0.39$ 再熱・再生方式 $\eta=0.47(0.44)$	GE・MST23計画(50000PS, 蒸気条件169at/566°C/566°C) 船研式タービン内再熱(50000PS TIT=1100°C, r=10, $\eta_E=0.8$)
混焼	現用型	ディーゼル機関 蒸気タービン (ボイラ) ガスタービン 水素は吸気管送入手 $\xi_{H_2}=0.2$ (水噴射なし) $\eta=\eta_0=0.48$ $\xi_{H_2}=0.8$ (水噴射) $\eta=0.47$ $\xi_{H_2}=0.5$ で性能低下なし $\eta=\eta_0=0.34$ 重構造型に限る $\xi_{H_2}=0.1\sim0.9$, $\eta=0.35(0.35\sim0.33)$, $\eta_0=0.35$	B&W L-GBE形 (24000~36000PS) KHI再熱ボイラ(30000PS, 蒸気条件100at/520°C/520°C) GE. 再生器付(20000PS)

(備考) ξ_{H_2} : 燃料の熱量比 (4.4.4式), η : 燃料水素の圧縮を-253°Cから行う場合の機関の熱効率, () 内は-160°Cから圧縮する場合, η_0 : 液体燃料利用機関の熱効率, TIT: タービン入口温度, r: 圧力比, η_E : 再生器温度効率, 蒸気条件: 圧力/過熱器出口温度/再熱温度

$$-\rho_{LU} V_T - \frac{2Q_f S}{v H_L} \quad (4.5.1)$$

ここで, θ : 往復航海時間 (h), S : 復航路長さ (nm), その他の記号はこれまでの諸式におけるのと同じ。

Q_f は式 (4.4.2) で与えられるから水素の輸送率 G_N/G_0 は次式で求めることができる。

$$G_E = \frac{2Q_f S}{v H_L} = 2.9 \frac{1}{\eta} \left(\frac{V_T}{\eta_T} \cdot \frac{d}{D} \right)_{LU}^2 \frac{S v^2}{H_L} \quad (4.5.2)$$

$$\therefore \frac{G_N}{G_0} = 1 - \frac{G_E}{G_0} = 1 - 2.9 \frac{S v^2}{\eta V_T^3 H_L \rho_{LU}} \left(\frac{1}{\eta_T} \cdot \frac{d}{D} \right)_{LU}^2 \quad (4.5.3)$$

式 (4.5.3) に $S=5,190$ nm, $H_L=28,570$ kcal/kg, $\rho_{LU}=71$ kg/m³ を代入すると

$$\frac{G_N}{G_0} = 1 - 0.00743 \frac{v^2}{\eta V_T^3} \left(\frac{1}{\eta_T} \cdot \frac{d}{D} \right)_{LU}^2 \quad (4.5.3a)$$

$(d/D)_{LU}$ は, 天然ガスと水素の比重差に相当する吃水の減少に対応できる浅い吃水船型の場合と, バラスト調節で LNG タンカに等しくする場合とがあり,

それぞれに対応して式 (4.5.3a) は次のようになる。

$$\frac{G_N}{G_0} = \begin{cases} 1 - 0.00743 \frac{v^2}{\eta V_T^3 \eta_{TLH}^2} \\ \left[\left(\frac{d}{D} \right)_{LNG} - 0.41 \eta_{TLNG} \right]^2 & (4.5.3b) \\ 1 - 0.00743 \frac{v^2}{\eta V_T^3 \eta_{TLH}^2} \left(\frac{d}{D} \right)_{LNG}^2 & (4.5.3c) \end{cases}$$

上式中の V_T , v , η_{TLH} は図4.3.3から求めるか, 式 (4.3.13) および (4.3.16a) または (b) を同時に解いて求めることができる。

図4.5.1aおよびbに水素の輸送率 G_N/G_0 を示した。輸送率は船速が低い程高く, またタンク容積が大きい程高くなる。しかしタンク容積の増加に対する輸送率の増加の割合は容積が大きくなる程少くなり, とくに船速が低い場合にその傾向は著しい。輸送率に及ぼす機関の熱効率の影響はタンク容積の小さい場合と船速が早い場合に著しい。

水素の輸送率90%を一応の基準と考えたとき, これが実現できる LH₂ タンカの要目は以下ようになる。

船型および機関とも既存の型式のものを採用すると

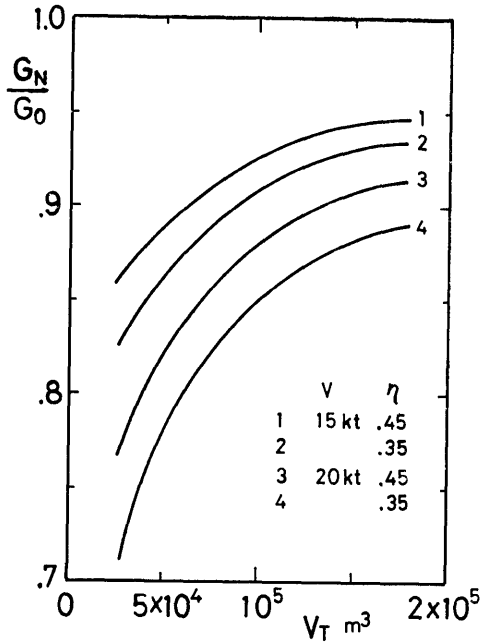


図-4.5.1 a 水素の輸送率（浅吃水船の場合）

すれば、図4.5.1bより船速 15kt, タンク容積 125,000 m³ 以上の低速大型船が必要になる。この船は機関出力 22,000 PS, タンク防熱層厚さは現用 LNG タンカのその5倍となり船体の長さ・幅・深さはそれぞれ同一タンク容積をもつ LNG タンカより13m, 2m, 1m大きくなる。

船型および機関とも改良型が開発された場合は、図4.5.1aより、船速が15ktの時はタンク容積 60,000 m³ 以上で機関出力 11,000PS, 防熱層厚さは LNG 船の7倍船長, 幅, 深さはそれぞれ16m, 3m, 1.6m大きくなる。船速が20ktの時はタンク容積 125,000 m³ 以上で機関 37,000PS出力, 防熱層厚さは LNG 船の4倍, 船長, 幅, 深さはそれぞれ10m, 1.6m, 0.8m大きくなる。

船型や機関の開発と同等もしくはそれ以上に防熱法を含めた液化水素用大型タンクの開発が重要課題である。

5. システム稼動シミュレーション

5.1 エネルギーの流れ

第3章においては、プラントが太陽エネルギーを受けて、それから液体水素を製造するまでの各段階での効率を検討し、また第4章ではこの液体水素のタンカ

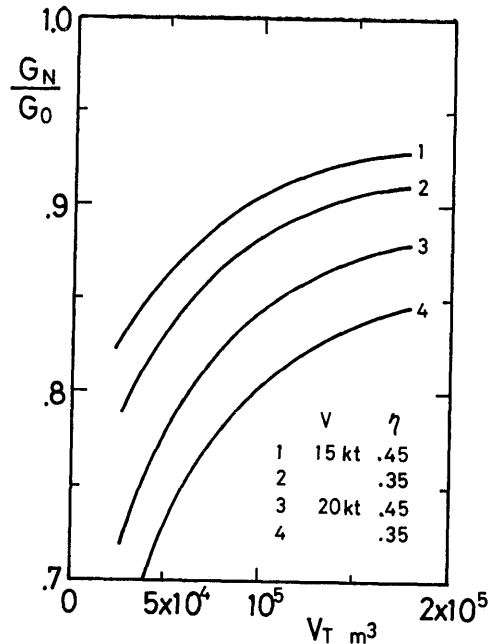


図-4.5.1 b 水素の輸送率（LNGタンカーと同吃水線の場合）

一での輸送に関し検討、そのときの損失を見積った。

これらをまとめて、全体のエネルギーの流れを図5.1.1のように表わすことができる。

しかし、この流れは、通常のプラントのように定常な流れとみなすことができない。すなわち、入射する太陽エネルギーはその時刻ごとに変わり、曇天や雨天などの気象状態変動によっても変る。とくに、太陽入射がまったくない夜間と雲量大の日においても位置保持をおこなう必要があるため、その時点ではエネルギーを消費する、すなわち効率マイナスの状態にある。そのために、各段階での平均的な効率を次々に乗じて全体の効率をみつもり、液体水素収量を計算したとしても、正しい値とかなり異なるおそれが生ずる。具体的には、入射エネルギーのないときには、入射があるときに蓄熱しておいたものを使用するのが一般的である。しかし、蓄熱槽の容量をやたらに大きくすることは設備投資や放熱損失発生面の面からみて得策ではないし、かといって、蓄熱量がゼロになる事態が生ずればやむをえず生産された水素ないし液体水素を消費することになる。

こういった時間的な変動要素をもいれて、全体の効率を見積るためには、計算機によるシミュレーション

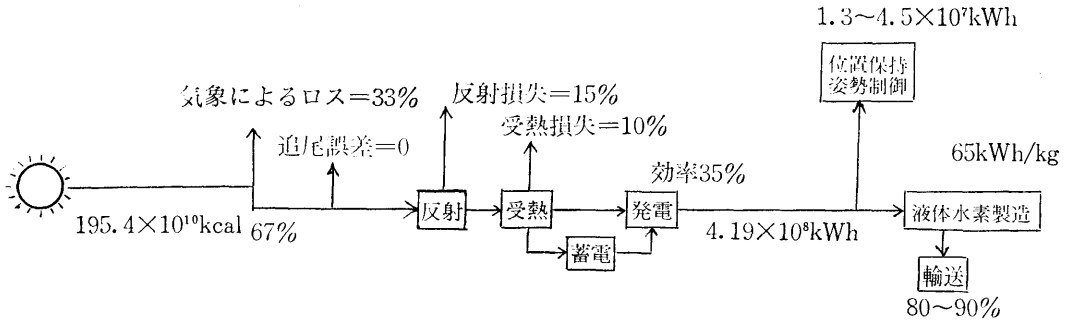


図-5.1.1 システムにおけるエネルギーの流れ

をおこなうのがよいと考えられる。

5.2 シミュレーションの手法

シミュレーションを実施するにあたって、次のような条件を設定した。

(1) 太陽入射について

太陽入射は各時刻における高度と雲の状態による。雲量は平均が季節によってことなる確率分布関数にしたがって変動するとし、計算機の発生する乱数によって定める。ある時刻における雲量の確率分布は0すなわち快晴（正確には1/20以下）と10すなわち全天が雲におおわれる状態にそれぞれピークを持つU字型分布をしていることが特徴である。また、雲量が0と10のあいだのとき、その時刻に太陽光が雲によってさえぎられるかどうか、やはり乱数発生によってきめる。

(2) 太陽追尾について

以上の雲量の予報は、1日先についてはほとんど正確に適中するものとする。そうすると、雲量10の日には追尾をおこなう必要はなくなる。その他の日については第3報の結果により、正確な追尾が可能なものとする。そして、ある太陽赤緯・緯度差以内の日には、筏は東西に固定したままでよい。また、ある角速度以上は正確に追尾する必要なく、一定角速度の回転でよい。これらはいずれも第2報の結果からであり、ここでは、それぞれ太陽赤緯・緯度差の限界を1°、限界角速度を 1.4×10^{-3} rad/secにえらぶ。日没から日出までの夜間には、日出時刻に太陽方向が向けるよう回転するが、このとき180°近い回転をする必要はなく、第1報で定義したA回転からB回転にうつるためのわずかな回転角でよいことになる。

(3) 各段階でのエネルギー損失について

位置保持と追尾に必要なエネルギーは、海流速、風速、波のデータから、計算できる。これらは、すべて

同一方向からくるものとし、乱数発生によりある平均値のまわりに分布させる。その他の部分については、下表のとおりに定める。

汚染をふくめた反射率	85%
受熱部放射ロス	10%
発電効率	35%
推進効率	50%
水素の電解液化	65kWh/kg

(4) 計算の手順

シミュレーションの中で、液体水素生産量その他の計算をおこなうのに、以下の2通りの方法をとった。(a)プラント出力は自由に制御できると仮定、すなわちどんな太陽入射にも対応できる。蓄熱については1日の平均位置保持エネルギーの何倍かを容量とし、それを色々変えてみる。太陽入射がないときは、この蓄熱をつかって位置保持をおこない、入射があるときでも、現在の蓄熱量とその日の予想入熱量の和が蓄熱容量以上のときにおいてのみ、液体水素製造にまわす。ただし蓄熱部からの放熱損失はゼロとし、水素燃焼により得られるエネルギーによる発電の効率は、同じように35%とする。

以上のように条件を設定し、計画の想定海域である南太平洋と、日本近海の両方でシミュレーションをおこなって比較した。それぞれの地域のデータは下表のとおりとする。

	南太平洋	日本近海
緯度	S8° = -0.1396rad	N30° = 0.5233rad
平均雲量	4.75	6.75
風速	2~8m/sec	4~7m/sec
海流速	0.2~0.6m/sec	0.2~0.6m/sec

シミュレーションの結果を示すと、まず図5.2.1の

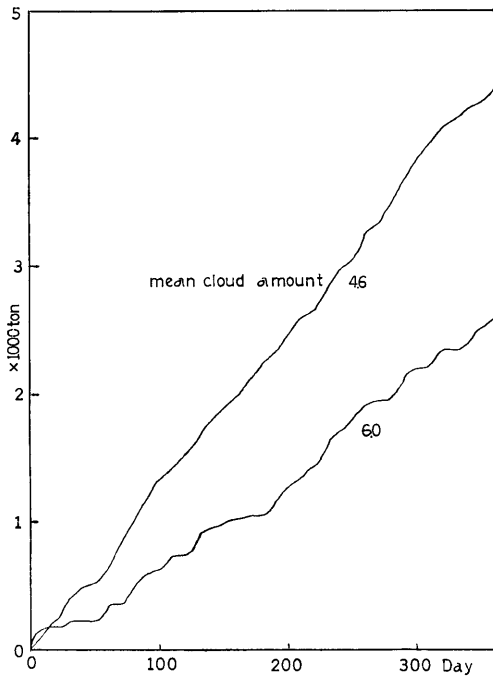


図-5.2.1 シミュレーション結果；液化水素量の日変化

ように、南太平洋での1年間での液体水素貯蔵量が平均雲量4.6と6.0にたいして得られる。当然のことながら一年間の液体水素収量は雲量に強く影響される。次に図5.2.2に、年平均雲量を横軸、年間液体水素収

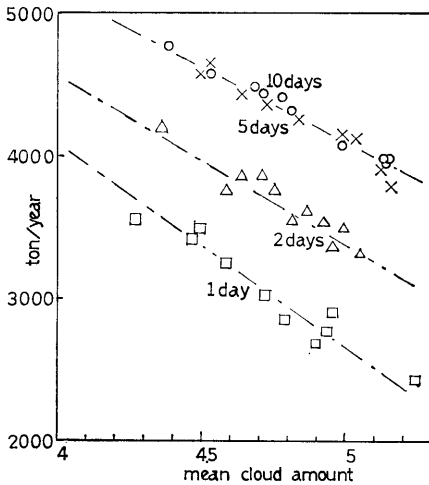


図-5.2.2 シミュレーション結果；プラント出力が自由に制御できるとき（南太平洋）

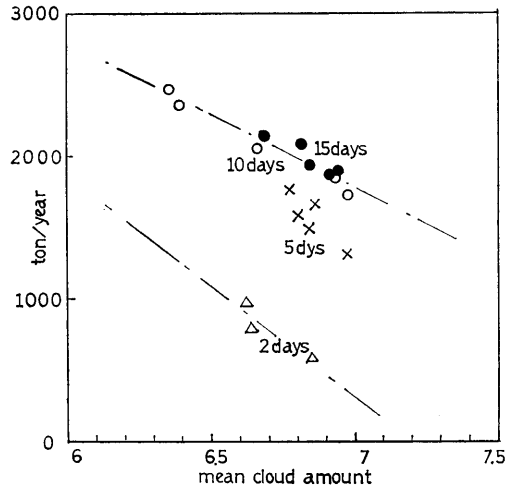


図-5.2.3 シミュレーション結果；同（日本近海）

量を縦軸に、蓄熱容量をパラメータとしてあらわす。ほぼ5日分の蓄熱容量で限界効用に達し、それ以上の容量は必要ない。また、図5.2.3に、日本近海での結果について同様に示す。ここでは10日分ぐらいの蓄熱容量が必要である。液体水素収量は想定海域にくらべ相当小になっている。いずれにしても、雲量すなわち日照条件が液体水素収量にたいする決定的要因となっている。

(b) プラント出力は一定とする。

プラント出力が自由に制御できるというのは実際的でなく、出力をある値にきめて、それに応じて設計するのが普通である。ここでは、プラントはまったく休みなしに一定の出力で操業するという条件でシミュレーションをおこなう。出力以上に太陽入射があれば、それを蓄熱して入射がないときにそなえる。しかし、蓄熱がゼロになれば水素を燃焼させることになる。プラント出力をパラメータとし、南太平洋に限って、横軸に平均雲量、縦軸に年間液体水素収量をとったものが図5.2.4である。その他の条件は前と同じとした。一般にプラント出力を大にすると液体水素収量は大となるが、平均雲量がある値をこえると急速に低下し逆転する。しかし、プラント出力を小にすると、蓄熱容量を大きくしなければならないから、広い平均雲量の範囲にたいして同一液体水素収量を保持できても（たとえば出力 $3.5 \times 10^4 \text{ kW}$ の場合）得策といえない。

この2通りのシミュレーションは、ごく簡単なもの

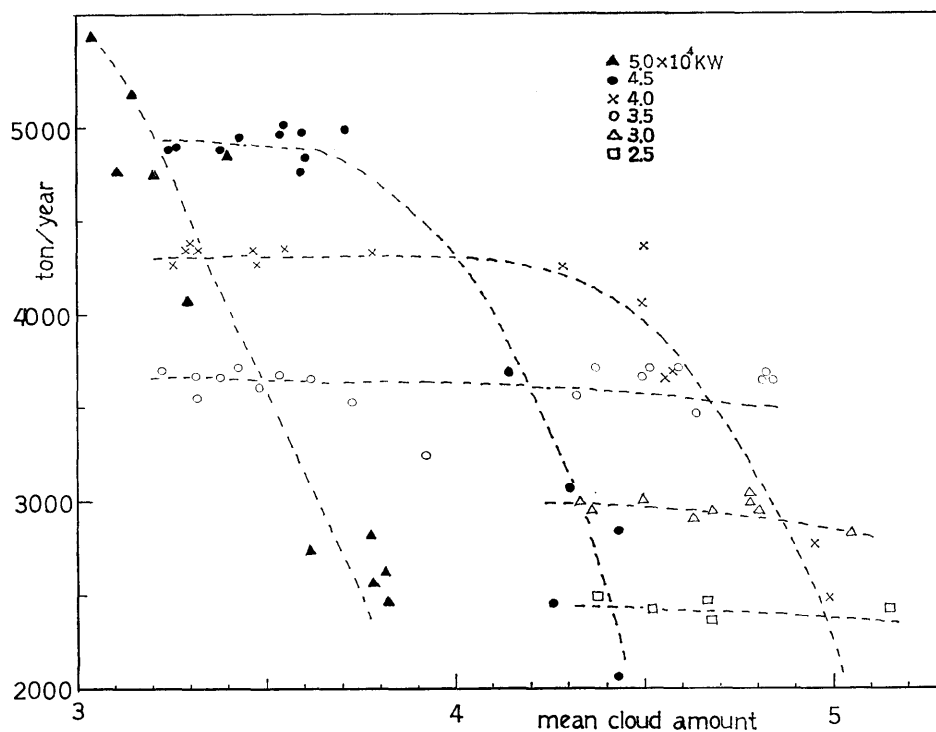


図-5.2.4 シミュレーション結果；プラント出力一定としたとき（南太平洋）

であり、実際の操業にあたってはより精密な制御をおこなって最適状態を保つことができよう。

5.3 エネルギー変換率と液体水素収量

シミュレーション(a)の場合の結果から、南太平洋で蓄熱容量を5日分のときに年間液体水素収量は、平均雲量Cのみによるとすれば

$$8500(1-C/10) \text{ トン}$$

と近似的にあらわし得る。日照の67%が利用できる($C=3.3$ にあたる)という第3章第1節の仮定から5700トンの年間液体水素収量がみこめる。

シミュレーション(b)の結果からは、プラント出力 $4.5 \times 10^4 \text{ kW}$ としたとき、平均雲量3.3に対して約5,000トンの年間液体水素収量がみこめる。すなわちいずれにしても年間5,000トンの液体水素収量は可能である。

雲量ゼロとすれば、1年間にわたって積分すると、 $195.4 \times 10^{10} \text{ kcal}$ の熱量が得られ、電力に換算すると $0.227 \times 10^{10} \text{ kWh}$ となる。これが100%液体水素製造に使用できるとしてその収量と上記収量を比較すれば、液体水素製造段階効率として

24.3%

となる。しかし、製造された液体水素を燃焼させて得られる熱量を、雲量ゼロの場合の受熱量と比較すれば

12.3%

となる。また、雲量ゼロの場合の受熱量と、発電段階での電力量を熱量に換算したものを比較すれば

18.0%

となる。

このように、どの段階でどのような量を用いて定義するかによって、エネルギー変換率の値がことなるから注意する必要がある。いずれにせよ、同じ太陽光を利用する太陽電池などに比べても十分なエネルギー変換率をもっている。

6. 環境への影響

6.1 局地気候への影響

太陽熱発電は石炭・石油・原子力等と比べ熱源から有害物質が排出されないため環境を損なうことが少ないものと見なされている。

しかし、地上に到達する太陽エネルギーの密度は小

表-6.1 想定海域および周辺のエネルギー収支諸量

単位 kcal/cm²・年

海 域	全天日射	吸収日射	アルベド	有効長波放射	正味放射	顕熱流束	潜熱流束	出 典
想 定 海 域	150	140	0.07	40	100	88	8.8	文献 2
北 緯 10° 平 均	155	146	0.06	44	102	—	—	文献30
太 平 洋 平 均	—	—	—	—	85.8	78.0	8.8	文献31
全 海 洋 平 均	—	—	—	—	82.3	74.5	8.8	文献31

(注) 単位は一部変更した。

さく工業的に有効なエネルギーに変換しようとするのと広大な集光面積が必要になってくる。本調査研究においても集光装置として(1km×1km)の集光筏を構想してその技術的可能性について検討し、肯定的解答を得たところである。海上では陸上と比べ地形による制約がないため集光筏の設置数を増やすことによって発電規模の拡大を企てることは容易である。もしこのように集光筏で海面を広く覆った場合は地域の熱収支バランスに変動を与え、局地気候に影響が出ることも懸念される。そこで文献調査によってこの問題を検討してみることにした。

先ず想定海域の熱収支がどうなっているかを示すと表 6.1 のようになる。

地表に到達する太陽エネルギーは短波放射(波長 0.2~3 μm)で、大気層を通過する際には殆んど吸収を受けず大半が地表で吸収される。この地表で吸収されたエネルギーが長波放射(波長 4~10 μm)・顕熱・潜熱等に変換されて大気中に放散され気候現象の原因となっている。短波放射の吸収量は反射率(アルベド)で示される地表の特性によって決定されるのでアルベドの変化は気候現象を考えると重要な意味をもっている。

入射太陽光は直達日射と散乱日射から構成されてい

表-6.2 緯度別年間積算日射量(晴天, 水平面)

単位 kCal/cm²・年

南 緯	直達日射	散乱日射	全天日射	直達日射
				全天日射
0	191.5	40.8	232.3	0.82
15	184.6	35.8	220.4	0.84
30	161.0	37.0	198.0	0.81
45	129.1	32.6	161.7	0.80
全地球平均	148.2	35.0	183.0	0.81

(注) 文献32)による, 単位は変更

(124)

て、緯度別の水平面日射は表 6.2 のように見積もられている³²⁾。この表は晴天において理論的に算出したもので、実際は曇りの影響で表の値を下回り表 6.1 に示すような値となる。

太陽熱発電の集光装置は直達日射を吸収してその一部を電力に変換し残りを排熱として放出する。一方散乱日射は高い反射率で空間に反射してしまう。このため集光装置を設置する地表のアルベドが低い場合には集光鏡の散乱日射反射効果によってアルベドは高くなり逆に地表のアルベドが高い場合には直達日射の吸収効果でアルベドは低くなる。このような変化の度合を見積る方法を文献³³⁾では次のように取扱っている。その方法は

$$\text{入射エネルギー} = (\text{反射エネルギー}) + (\text{吸収エネルギー})$$

の式の第 1 項と第 2 項のそれぞれに対し集光装置の有無による変化比率 R と R_e を次式により求めて評価する。

$$R = D(1-g_1) + (1-D)(1-g_2) + D \cdot g_1 \cdot \frac{R_{m1}}{R_g} + (1-D)g_2 \cdot \frac{R_{m2}}{R_g}$$

$$R_e = D(1-g_1) + (1-D)(1-g_2) + D \cdot g_1 \cdot \frac{A_{m1}}{A_g} (1-\eta_1) + \frac{A_{m2}}{A_g} (1-D)(1-\eta_2)$$

ここで $D = \frac{\text{平均直達日射量}}{\text{平均全天日射量}}$, R_g : 地表面反射率, R_{m1} : 直達日射に対する集光鏡反射率, R_{m2} : 散乱日射に対する集光鏡反射率, A_g : 地表面吸収率, A_{m1} : 直達日射に対する集光鏡吸収率, A_{m2} : 散乱日射に対する集光鏡吸収率, g_1 : 直達日射に対する集光鏡の地表被覆率, g_2 : 散乱日射に対する集光鏡の地表被覆率, η_1 : 直達日射に対する発電効率, η_2 : 散乱日射に対する発電効率。

R は集光鏡設置前後のアルベドの比であり、 R_e は地域環境に保留されるエネルギー（長波放射・顕熱・潜熱・発電装置の排熱等の総和で、利用エネルギーとして地域外に持ち出されるものを除く）の比である。

R と R_e の算定に用いられるパラメータに本計画プラントで想定される数値を当てはめてみる。 D は0.8、 R_g は0.07、 R_{m1} は0.15、 R_{m2} は1.0、 A_g は0.93、 A_{m1} は0.85、 A_{m2} は0、 η_1 は0.2、 η_2 は0、地表被覆率は $g_1=g_2$ として最大0.5（集光筏は太陽追尾のため回転するもので筏の対角長1.14kmを1辺とする2km²の正方形海面を設置所要面積とする）として R 、 R_e を算定したのが表6.3である。表は筏を多数基配置した

表-6.3 地表被覆率別 R と R_e の変化

地表被覆率	R (アルベド)		R_e (吸収エネルギー)	
		%		%
0(自然海面)	1	(7.0)	1	(93.0)
0.1	1.36	(9.5)	0.96	(89.0)
0.3	2.07	(14.5)	0.88	(81.8)
0.5	2.79	(19.5)	0.79	(73.5)

場合を想定し、その配置密度すなわち表面被覆率の変化に対する R と R_e の関係を示してある。表より地表被覆率が最大値0.5をとる場合は R が2.79、 R_e が0.79となる。これは集光筏設置前の反射エネルギーが入射エネルギーの7%であるのに対し設置後は19.5%に増加し、吸収エネルギーは設置前入射エネルギーの93%に対し設置後73.5%となり約20%の減少をすることを意味している。このように設置海面に保留されるエネルギーが20%減少することがプラントの規模との関係で水温・気温・雲量等の気象要素にどのような変化をもたらすかは今後の検討に残されたが、集光筏の密集配置は気候に対する影響から限界が出てくることを指摘しておくことにする。

6.2 生態系への影響

プラント設置の予定海域は赤道潜流による湧昇域に近接し栄養塩に富んだ場所であり、キハダマグロ等の好漁場となっている。従ってエネルギー生産の観点だけで海域利用を考えるべきではなく既存資源に対する配慮が必要である。

プラント設置が生態系に与える攪乱要因は (1) 光合成阻害 (2) 冷却水系への取水 (3) 温排水による局所的水温上昇 (4) 電解槽への取水等に注目しておく。このような影響を受け易い生物は動・植物プランクトン、魚類の卵、幼生等と思われる。これ等の中

で植物プランクトンは太陽エネルギーを吸収して光合成作用により無機物から有機物を合成し、この有機物が食物連鎖を通して消費され海洋生態系を維持している。それ故植物プランクトンは海洋生物資源の基礎生産という重要な位置を占めている。そこで植物プランクトンに対する影響を焦点にして生態系の問題を検討してみることにする。

先ず光合成阻害であるが、これは集光筏による日射の遮蔽によってもたらされる。植物プランクトンは波長0.4~0.5 μ mの光を吸収して光合成を行っている。

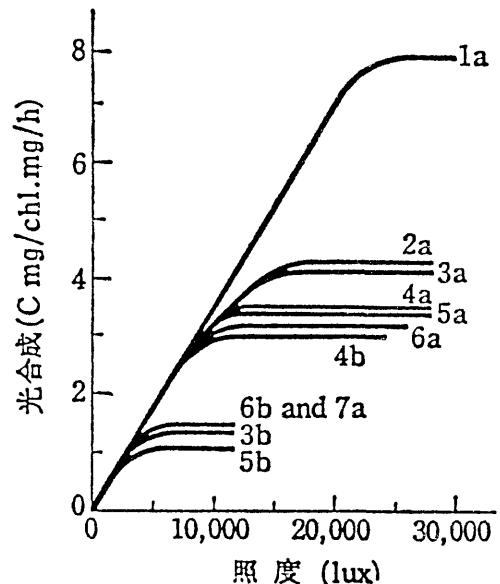


図-6.1 種々の海域で得られた植物プランクトンの光合成—光曲線

[Steemann Nielsen and Hansen, 1959]³⁴⁾

a : 表層の植物プランクトン, b : 有光層下部の植物プランクトン, 1 : 熱帯, 2~4 : 温帯の夏季, 5と6 : 寒帯の夏季, 7 : 温帯の冬季

光の強さと生産量の関係は図6.1のように求められている。また晴天日の生産量に比べ曇天日には生産量が50%に抑制されることもわかっている³⁴⁾。こうした事実を考えると集光筏の下部水域は光合成阻害の場となることは明らかである。ただ、海流が存在するので筏下部における滞留時間が影響を規定する因子となる。粗い推定をすれば、筏の対角長を海流に乗って漂流したとして30~120分を要することになる（想定海面の流速は0.4~1.3kt）。この時間は非常に短いようで

るが植物プランクトンの平均世代時間は10時間前後と見なされており筏が何基も浮んだ海域を想定すると光合成阻害は充分起り得るものと考えねばならない。

次に冷却水系への取水による影響については沿海地の陸上発電所で検討された報告を参考に³⁵⁾。それによると火力発電所の冷却水量は 100MW 当り約 4 m³/s という大きな量を必要とする。集光筏 1 基当りの電気出力は 35MW と見込まれるから 1.3m³/s 程度の冷却水を取水する訳である。この取水に混入した微小生物は冷却水系設備中を通過する間に環境の急変に直面させられる。主な変化は (1) ポンプによる圧力増加 (2) 復水器内での水温上昇 (3) 塩素添加 (4) 取水口スクリーン・ポンプ・水管等による機械的損傷等である。観測例によると冷却水系を通過することによってプランクトン類は95%が死滅すると報告されている。その原因として観測者は水管のスライム附着防止用に添加する塩素が主因であると指摘している。この事は冷却系取水に比べ水量は少くなるが海水電解槽中において塩素の発生が指摘されており³⁶⁾冷却水と同様の障害を発生させることが想定される。以上のように取水はその中の生物を破壊する可能性が大きい、生物は比較的表層水中に生息しており、植物プランクトンについていえば光の透過深度に関連して増殖が活発に行なわれるのは50m以浅と見なされており取水口をそれより深く設けることで障害の軽減を企てることは可能であろう。

7. むすび

石油にかわるエネルギー源としての太陽エネルギー利用を、国土の狭小なわが国で大規模におこなうには洋上にプラントを設置するのが適当と考えられる。そのひとつとして、日照の強い南太平洋上に筏をうかべその上に太陽熱プラントを建設し、液体水素を製造するという案があった。この計画が現在の技術で実現可能であるか、とくに洋上に設置した場合に生ずる固有な問題をどう解決するか、について調査研究をおこない、報告をおこなってきた。第1報では、横浜国大およびマイアミ大でそれぞれ提案された集光筏構造について、実現困難と判断し、それにかわる「船研式集光筏」というべき方式を提案、その構造・安定性・諸外力の影響を考察し、想定海域の気象・海象条件の下で実現可能との結論を得た。第2報では、太陽運行の想定海域での特殊性にかかわる諸問題を解決した。また第3報では、巨大な筏の洋上での太陽追尾回転という

未経験の課題を検討し、ほぼ許容誤差以内で追尾可能と結論した。

この第4報では前報の諸結果をうけて、もっとも重要なエネルギー収支および液体水素収量がどの程度になるかということ、および周辺諸問題を検討した。その結果を以下に列挙する。

(1) 海塩による反射鏡汚染と降雨による洗浄、および効率低下について実験とそれにもとづく各種予測式の仮定をおこない、シミュレーションの結果、一年を通じて平均すると、汚染されていない鏡面とくらべて2%程度の反射率低下がみこまれる。

(2) 集光から液体水素製造までの各段階での効率と所要エネルギーないしパワーの見積りをおこなった。

(3) 生産された水素の輸送には液体水素タンカーが当面最適であること、開発すべきタンカー船型にどんなことが要求されるか、ボイルオフガスを燃料として使用する形式で日本まで90%の液体水素が輸送できること、そのための主機関として改良型ガスタービンが有望であること、などを示した。

(4) システム全体で、最終的にどのくらいのエネルギー変換率と液体水素収量がみこまれるか、エネルギーの流れを主にとらえたシミュレーションをおこない、液体水素収量が日照率に大きく影響されること、想定海域では年間一基あたり5,000トンの液体水素収量がみこまれることがわかった。もし、日本近海(N 30°付近)に設置すれば、収量は半分以下に落ちると推定される。

(5) このような巨大浮体が多数存在する場合の海洋環境への影響として、局地的アルベドの変化と海生プランクトンへの影響のふたつを考察し、前者に対しては無視し得ない変化の生ずること、後者に対しては光合成阻害の考慮は必要であるが、プラント用取水に関しては深くからおこなうことによって問題はないこと、などを示した。

以上のようにして、エネルギー変換率と液体水素収量について充分という結果が得られ、周辺諸問題において予想できないものが残されているかもしれないが、本計画は技術的に可能であると結論できる。なお、想定海域が公海であることから、プラント設置が合法性をもつかどうかも検討した。従来公海条約によって規定されていた「公海の自由」では航行・漁業・海底電線敷設等条文に例示された利用態様との類推から合法であるかどうか判断せざるを得ない状況であっ

たが、1982年3次海洋法会議で採択された海洋法条約では「公海自由」の例示事項として人工島等の建設の自由が追加され、本計画構想の法的疑義は解消されることになった。1970年国連で決議された深海底資源利用に関する原則宣言決議によれば「国家の管轄権をこえる海底区域とその資源は人類の共同財産である」との理念を確認している。太陽エネルギーはこれまで資源とみなされていないが、日照に恵まれた想定海域は人類共有の資源という認識で利用計画を組織することが必要である。

以上述べてきたように、標題に掲げた計画に対する技術的可能性を論ずるという本調査研究の目標は、ほぼ達成されたと考えられるが、開発を目標とする研究に結びつけてゆくとすれば、エネルギー償還も考慮にいたれた経済的側面を考察し、システム最適化をはかる方向で細部の改善をすすめる必要がある。

強いて技術的側面での具体的な残された問題点を列挙すると、以下のようなものがある。

- (1) 実用化のためには効率増大が必要でそのために規模が巨大化する傾向が生じる。そのときの環境におよぼす影響をよりくわしく検討する必要がある。
- (2) 想定海域の気象・海象の入手データは豊富といえない。本研究では、やむを得ずそのまま使用したが、長期間の観測をおこなってこれをおぎない、その結果にかかわる流力的諸問題の研究を深める必要がある。
- (3) 水素の大量輸送・貯蔵・荷役などの技術を確立する必要がある。とくに液体水素タンカーに関する研究は、船研の果すべき役割であろう。

なお、筆者らは、集光から発電までのシステムを、たとえば太陽電池によっておきかえるなどの代替案を否定するものでなく、そのような筏を想定海域においたときの検討も考えている。

2章参考文献

- 1) 鳥羽良明、海塩粒子：海と空 vol 41 No 3, 4; (1966)
- 2) ソ連科学アカデミー海洋研究所：太平洋の気象, (1970), ラテイス社
- 3) 塩谷正雄：強風の性質 開発社 (1979)

3章参考文献

- 4) J. K. Withrington 他：1980年代のタービン船の役割, 船用機関学会誌 第14巻第9号 (1979)
- 5) R. L. Wiegel : Oceanographical Engineering,

Prentice-Hall, Inc., (1964)

- 6) 中西洋志：水素エネルギー技術の現状と将来, 圧力技術 第19巻第1号 (1981)
- 7) C. R. Baker : Efficiency and Economics of Large Scale Hydrogen Liquefaction, SEA Paper 751094, (1975)
- 8) 遠藤久芳ほか：太陽光利用洋上水素製造輸送計画の調査研究「第1報, 船舶技術研究所報告 第19巻第4号 (1982)
- 9) 浜島ほか, 同上 第2報, 船舶技術研究所報告第19巻第4号 (1982)

4章参考文献

- 10) 日本化学会編：化学便覧応用篇, 丸善
- 11) D. M. Considine 編：Energy Technology Handbook, McGraw-Hill Camp.
- 12) 工業開発研究所：昭和50年度サンシャイン計画委託研究開発成果報告書
- 13) 太田編：水素エネルギーシステムの開発, フジインタナショナル社
- 14) 恵美：液化ガスタンカ, 船舶 (1978-1-~)
- 16) Ship Building and Shipping Record, Nov. 5, (1964)
- 16) LNG Ships by General Dynamics, 船舶No.547 (1977)
- 17) Golar Spilit の設計と建造, 船舶No.603 (1976)
- 18) 門井・矢崎：運輸技研資料 No.46 (1962)
- 19) 前出12)
- 20) 恵美他：LNG船, 船舶Vol. 45 No. 4 (1972)
- 21) J. J. Cuneo 他：Operating Experience with LNG Carriers Applying The Skirt Supported, Spherical Cargo Tank Design, Papers of 6th Injr. Conf. on LNG, Vol. 2 Session III
- 22) 伊藤(東京ガス)：私信
- 23) 内田編：冷凍機械工学ハンドブック, 朝倉書店
- 24) 上村他：タンク用保冷材の超低温域における特性, 14回船舶技術研究所研究発表会講演概要 (1969)
- 25) 機械学会編：伝熱工学資料(改訂3版)
- 26) 赤川他：LNG冷熱利用の動力発生, 機械学会誌 83巻 739号 (1980)
- 27) 野村他：小型ガスタービンの水素運転性能試験
塩出他：水素軽油二元燃料ディーゼル機関の研究
玉木他：船用水素燃焼ボイラの研究, 船舶技術研究所報告第18巻第2号 (1981)
- 28) 船舶技術研究所：昭和54年度研究成果報告書

(1980)

- 29) 菅 他：翼列内水素燃焼ガスタービンの研究，5
回日本ガスタービン学会定期講演会論文集（1977）

6章参考文献

- 30) Fairbridge R. W. Edt. : Encyclopedea Oceanography, Reihold (1966)
- 31) オーク，斎藤直輔・新田尚共訳：境界層の気候，朝倉書店（1981）
- 32) 日本太陽エネルギー学会編：太陽エネルギーの基礎と応用，オーム社（1978）
- 33) Weingart J. : Local Energy Balance of Solar Thermal Electric and Photovoltaic Power Plants, II ASA. Conf. Proc. (1977)
- 34) 丸茂隆三編：海洋プランクトン，東大出版会，（1974）
- 35) 井上裕雄：温排水の量と拡がりの影響，公害と日本の科学 4（1972）
- 36) ボックリス，笛木和雄・田川博共訳：新エネルギーシステム，技報堂出版（1977）

付録 第1報および第2報の内容

第1報 筏の構造と流力特性

1. はじめに
2. 船研式集光筏の提案
 - 2.1 新集光方式の特徴
 - 2.2 集光筏の上部構造と円柱浮体の特徴
3. 当該海域の気象・海象
 - 3.1 風速
 - 3.2 海流
 - 3.3 波高
4. 筏が受ける風の力
 - 4.1 筏模型による風洞実験
 - 4.2 太陽追尾中に受ける風の力
5. 筏の安定性と円柱浮体群の流力特性
 - 5.1 121本脚筏の安定性

5.2 円柱群の附加質量

5.3 波浪外力の簡易計算

5.4 海流力

6. 筏の試設計と構造強度上の特徴

6.1 集光装置とその支持構造

6.1.1 集光鏡の構造

6.1.2 上縦桁と支持柱

6.2 上部構造

6.2.1 波浪外力による桁の負荷

6.2.2 格子桁の寸法と部材応力

6.3 円柱浮体の構造

6.4 外力による反射鏡・集熱部の変形

6.4.1 波浪による変形

6.4.2 熱変形

6.4.3 その他

6.5 原案の筏との比較検討

7. あとがき

付録1 原案による集光筏の特徴

付録2 円柱群の附加質量

第2報 太陽追尾と光学系

1. はじめに
2. 太陽の運行と入射光
 - 2.1 太陽追尾の基礎式
 - 2.2 計算例
 - 2.3 計算式の改良
 - 2.4 太陽高度と受光量
3. 集光量と追尾誤差
 - 3.1 二次元的取り扱い
 - 3.2 三次元的考察
 - 3.3 各種誤差と偏差角の関係
4. 追尾回転にともなう力
 - 4.1 海流と回転の合成
 - 4.2 回転のパワーとエネルギー
5. 特異日付近の追尾
6. むすび