

ISSN 0389-4010

UDC 535.23

621.45

621.47

629.7.036.5

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-992

太陽熱を利用した小型液酸/液水ロケットエンジン

荻田 丈士 ・ 若松 義男 ・ 冠 昭夫

1988 年 8 月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

目 次

1. まえがき	2
2. エンジン・サイクルの概要	2
3. 仮定, 計算条件	3
3.1 太陽熱交換器	3
3.2 サイクル・バランス	4
3.3 ペイロード計算	5
4. 結果および考察	5
4.1 太陽熱吸収による効果	5
4.2 混合比の影響	8
5. 結 論	11
付録 太陽熱交換器に集光装置を使用しない場合	12

太陽熱を利用した小型液酸/液水ロケットエンジン*

荻 田 丈 士** 若 松 義 男*** 冠 昭 夫**

LH₂/LO₂ Rocket Engine with Solar Energy

by

Takeshi KANDA, Yoshio WAKAMATSU, Akio KANMURI

ABSTRACT

Solar energy is already used in the form of electric power generated by solar cells in satellites. And a solar thermal propulsion system, a kind of gas jet engine, has been studied.

Large expansion area ratio engines have been studied to achieve high specific impulse, Isp. If external energy is added to an engine, Isp can be better than the theoretical Isp based on tank level enthalpy.

In this report, solar energy was used as the additional energy supplied to a rocket engine. The LH₂/LO₂ expander cycle engine with a solar heat exchanger was studied. This engine has two merits. One is the increase of Isp, which allows a greater payload to be carried by a rocket with the solar heat exchanger than by a normal rocket. The other merit is a cycle pressure level decrease.

The Isp increase is realized for every engine and for every propellant, if additional energy is available.

記 号

A	: 面積	m^2
C_p	: 定圧比熱	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
d	: 直径	m
k	: 無次元圧力損失係数	
I	: 放射強度	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$
\dot{m}	: 質量流量	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
P	: 圧力	Pa
P_r	: Prandtl 数	
\dot{q}	: 熱伝達量	W

R_e : Reynolds 数

T : 温度 K

\dot{W} : 仕事率 W

α : 熱伝達率 $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

γ : 比熱比

η : 効率

λ : 熱伝導率 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

ρ : 密度 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$

σ : Stefan-Boltzmann 定数

$= 5.6687 \times 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$

添 字

a : 加速

c : 燃焼室

*昭和63年 6 月29日 受付

**角田支所

***宇宙研究グループ

- ct : 太陽熱交換器燃料流路 (冷却管)
 e : 出口
 f : 摩擦, 燃料
 fi : 燃料インジェクター
 fp : 燃料ポンプ
 g : ガラス
 hp : 熱吸収部
 hw : 熱吸収板
 j : 再生冷却ジャケット
 l : 長波長領域
 mr : 凹面鏡
 oi : 酸化剤インジェクター
 op : 酸化剤ポンプ
 p : ポンプ
 r : 反射
 s : 短波長領域, 基準
 t : タービン
 w : 壁面
1 : 入口
2 : 出口

1. まえがき

宇宙空間における太陽エネルギーは、衛星の太陽電池のエネルギー源として既に利用されている。またガス・ジェット・エンジンの熱源として太陽エネルギーを利用することも以前から研究されている^{1)~4)}。

ところでOTV (Orbital Transfer Vehicle) 用に advanced expander cycle engine の研究が、高ノズル開口比 (1200:1) の高比推力 (480 秒) エンジンを目指して進められている⁵⁾。OTV用のエンジンに限らずすべてのエンジンについて言えることであるが、どのように工夫を凝らそうとも外部からのエネルギーの供給あるいはプロペラントの供給がない限り、初期に携行していたプロペラントの、タンク・レベル・エンタルピーによる比推力を上回る値を実現することはできない。もし外部からのエネルギー供給源として太陽エネルギーを利用し、比推力などのエンジン性能を改善できるのであれば、OTVをはじめとする宇宙をベースとするビークル、ステーション等にとってその意味するところは大きい。

ここではエンジン・サイクルのひとつであるエキスパンダー・サイクルに太陽熱交換器を組み込み、エンジン性能をどの程度向上させられるかについて検討した。

2. エンジン・サイクルの概要

検討に用いた、太陽熱交換器を備えたエキスパンダー・サイクルのスキマティックを図1に示す。今回は凹面鏡を用いて太陽エネルギーを集める形式の太陽熱交換器を探り上げた。プロペラントには液体水素と液体酸素とを用いた。ポンプを出た水素は燃焼室およびノズル・スカート⁶⁾の再生冷却を行い、太

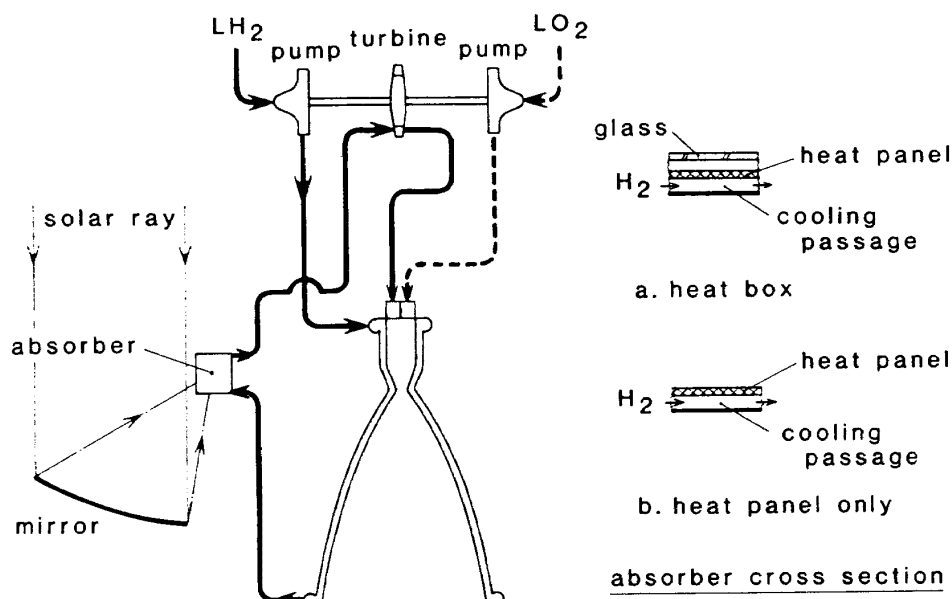


図1 エンジン・サイクル・スキマティック

陽熱吸収部で熱交換を行い、タービンを駆動した後、燃焼室へ入るものとした。なお凹面鏡等の集光装置を使わない場合の検討結果を付録に示す。

3. 仮定、計算条件

計算に用いたエンジンの諸元を表1に示す。燃焼室圧力5 MPaと1 MPaの場合について検討を行った。推力は5 MPaのときに約5 kN、1 MPaのときに約1 kNである。燃焼室およびノズル形状は一定とした。水素、酸素の物性値の計算には水素-酸素物性値計算プログラムTROY⁶⁾を使用した。太陽熱による水素のエンタルピー上昇を取り入れた燃焼ガスの物性値およびその際の比推力の計算には航技研角田支所のCET82計算コード^{7),8)}を用いた。

表1 エンジン諸元

燃焼室圧力	5 MPa および 1 MPa
混合比 O/F = 6 での	
水素流量	0.16 kg · s ⁻¹ (P _c = 5 MPa) 0.03 kg · s ⁻¹ (P _c = 1 MPa)
酸素流量	1.00 kg · s ⁻¹ (P _c = 5 MPa) 0.20 kg · s ⁻¹ (P _c = 1 MPa)
ノズル開口比	200
燃焼室特性長	0.80 m
スロート径	26 mm
水素ポンプ効率	60 %
酸素ポンプ効率	60 %
タービン効率	60 %
水素ポンプ入口圧力	0.3 MPa
酸素ポンプ入口圧力	0.3 MPa

3.1 太陽熱交換器

太陽放射エネルギーの様子を図2に示す⁹⁾。太陽放射に関する仮定は次のとおりである。

(1) 太陽からの全放射エネルギーは太陽定数^{*} 1370 W · m⁻²とする。

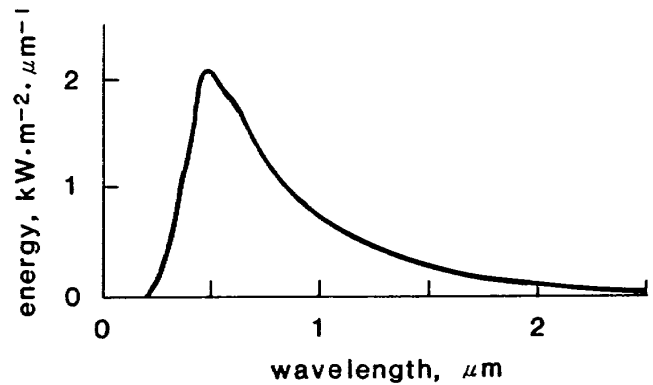


図2 太陽放射エネルギー分布⁹⁾

(2) 短波長領域を波長2 μm以下とし、この波長域での放射エネルギーを1300 W · m⁻²とする。

(3) 長波長領域を波長2 μm以上とし、この波長域での放射エネルギーを70 W · m⁻²とする。

凹面鏡面積は太陽に正対した場合の投影面積で示す。凹面鏡についての仮定は次のとおりである。

(1) 凹面鏡の反射率は0.8である。

(2) 凹面鏡からの光は熱吸収部で吸収される。

水素を太陽光で直接加熱することは困難なので^{**}、間接的に加熱する方法を採った。すなわち太陽熱によって水素と接する壁面を加熱し、高温の壁面と水素との間の対流熱伝達により太陽からのエネルギーを水素に伝える。太陽熱吸収部の断面は図1に示すとおりである。熱吸収部に熱箱を使用した場合と集熱板のみを使用した場合について検討を行った。熱箱を用いるほうが集熱板の場合よりも散逸エネルギーを減らすことができるが、構造は複雑になる。受熱面面積は1 m²とした。熱吸収部が熱箱の場合には集熱板、ガラスおよび燃料流路(冷却管)から構成される。集熱板とガラスとの間は真空であると仮定した。熱吸収部が集熱板の場合には集熱板および推進剤流路から構成される。燃料流路は内径6 mmの50本の管から成り、シングル・パスの熱交換を行うものとした。熱吸収部に関する仮定は次のとおりである。

注* 地球の平均軌道において太陽に正対する単位面積に、単位時間当たり入射する太陽放射エネルギーフラックス。
(文献10より抜粋)

注** 大部分の放射は気体中を透過してしまう。そのため太陽放射で気体を直接加熱することは困難である。また水素のように分子が対称なガスでは放射伝熱に影響する程のエネルギーの出入りはない。

(1) ガラスは短波長 ($2\mu\text{m}$ 以下) 放射に対しては完全に透明であり、長波長 ($2\mu\text{m}$ 以上) 放射は完全に吸収する。すなわち長波長放射に対しては黒体である。

(2) 集熱板は黒体である。

(3) ガラス及び集熱板はそれ自身の温度に見合った放射を行う。その放射は長波長放射のみとする。

(4) 集熱板とガラスとは断熱されている。

(5) 凹面鏡は常に太陽光線に直角を保つ。

(6) 集熱板の温度は一様である。

図3にガラスの透過率を示す⁹⁾。またWienの変位則*によって今回の温度レベルでは(3)の仮定がほぼ正確であることがわかる。なおエア・マス**が2の場合ではあるが、種々の表面での太陽光吸収率が文献11に示されている。

以上の仮定に基づいて、太陽熱吸収部についてエネルギー保存の式をたてると、熱箱使用時には集熱板、ガラスについてそれぞれ

$$\eta_r \cdot A_{mr} \cdot I_s + A_{hp} \cdot \sigma \cdot T_g^4 = A_{hp} \cdot \sigma \cdot T_{hw}^4 + \dot{q} \quad (1)$$

$$\eta_r \cdot A_{mr} \cdot I_l + A_{hp} \cdot \sigma \cdot T_{hw}^4 = 2 \cdot A_{hp} \cdot \sigma \cdot T_g^4 \quad (2)$$

ここで η_r は凹面鏡反射率、 A_{mr} は凹面鏡投影面積、 A_{hp} は熱吸収部の太陽熱吸収面積 (集熱板およびガラス面積) を、 T_{hw} は熱吸収板温度、 T_g はガラスの温度を、 σ は Stefan-Boltzmann 定数を、 \dot{q} は交

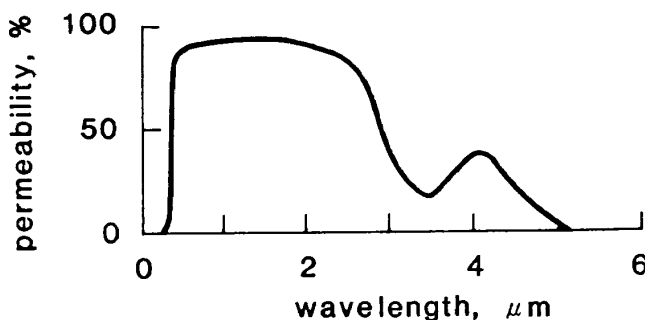


図3 ガラスの透過率⁹⁾

換熱量をそれぞれ表わす。 I は放射強度を示し、添字 s は短波長領域を、 l は長波長領域をそれぞれ示す。ガラスについての式(2)の右辺に2が掛かっているのはガラス両面での放射を考えるためである。一方、熱吸収部に集熱板のみを使用する場合には

$$\eta_r \cdot A_{mr} \cdot I = A_{hp} \cdot \sigma \cdot T_{hw}^4 + \dot{q} \quad (3)$$

なおこれらの仮定、計算には文献9を参考にした。

3.2 サイクル・バランス

エンジンのサイクル・バランスは、次の式で定義されるポンプおよびタービンの仕事率から求めた。

$$W_p = \dot{m} \cdot \frac{P_2 - P_1}{\eta_p \cdot \rho_1} \quad (4)$$

$$W_t = \dot{m} \cdot \eta_t \cdot C_p \cdot T_1 \cdot \left\{ 1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} \right\} \quad (5)$$

ここで W は仕事率を、 \dot{m} は質量流量を、 P_2 は出口圧力を、 P_1 は入口圧力を、 η は効率を、 ρ は密度を、 C_p は定圧比熱を、 T_1 は入口温度を、 k は比熱比をそれぞれ表わす。添字 p , t はそれぞれポンプ、タービンを示す。

太陽熱交換器の水素熱交換については、受熱量、圧力損失を燃料流路 (冷却管) に沿って計算した。熱伝達の式は次のとおりである。

$$\dot{q} = A_{cw} \cdot \alpha_{cw} \cdot (T_{hw} - T_f) \quad (6)$$

$$\alpha_{cw} = 0.024 \cdot \frac{\lambda_f}{d_{ct}} \cdot R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.4} \quad (7)$$

ここで A_{cw} は燃料流路伝熱面積を、 T_{hw} は壁温を、 T_f は燃料温度を、 λ_f は燃料熱伝導率を、 d_{ct} は燃料流路直径を、 R_e は燃料 Reynolds 数、 P_r は Prandtl 数を表わす。燃料流路内の圧力損失は次の2式を用いて求めた。

$$\Delta P_a = \left(\frac{\dot{m}_f}{A_{ct}} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) \quad (8)$$

注* 放射エネルギーの極大値を与える波長 λ_m は、温度 T の増加と共に減少している。Wien は、この関係を理論的に研究し、

$$\lambda_m \cdot T = 2.898 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{K}$$

という関係を得た。これを Wien の変位則という。(文献12から抜粋)

注** 太陽高度が h (角度) のときに、太陽が天頂にあるときの m 倍の厚さの大気を通過するものとする、 m と h の関係はほぼ

$$m = \text{cosec } h$$

という式で表わされる。この m をエア・マスという。(文献9から抜粋)

$$\Delta P_f = \frac{1}{4} \cdot \lambda \cdot \frac{1}{d_{ct}} \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) \cdot \left(\frac{\dot{m}_f}{A_{ct}} \right)^2 \quad (9)$$

ΔP_a は加熱された水素の膨張による圧力損失を、 ΔP_f は摩擦による圧力損失を示す。 A_{ct} は燃料流路断面積を表わす。管摩擦係数 λ の計算には板谷の式¹³⁾を用いた。

$$\lambda = \frac{0.314}{0.7 - 1.65 \cdot \log_{10} R_e + (\log_{10} R_e)^2}, \quad (10)$$

$$R_e = 3 \times 10^3 \sim 3.24 \times 10^6$$

その他の圧力損失は水素側については再生冷却ジャケット入口-太陽熱吸収部入口、タービン出口-燃焼室、酸素側についてはポンプ出口-燃焼室という3区間で代表させ、燃焼室圧力で無次元化した圧力損失係数で表わした。

$$k_j = \frac{P_{j1} - P_{ct1}}{P_c} \quad (11)$$

$$k_{fi} = \frac{P_{t2} - P_c}{P_c} \quad (12)$$

$$k_{oi} = \frac{P_{op2} - P_c}{P_c} \quad (13)$$

ここで j, ct, c, fi, t, oi, op はそれぞれ再生冷却ジャケット、太陽熱吸収部、燃焼室、燃料噴射器、タービン、酸化剤噴射器、酸化剤ポンプを、1, 2は入口、出口を表わす。圧力損失係数は推力10 kN級での値を参考にして¹⁴⁾、 k_j, k_{fi}, k_{oi} をそれぞれ0.34, 0.22, 0.33とした。太陽熱交換器のマニホールドでの圧力損失は、再生冷却ジャケット等の圧力損失よりもかなり小さいと考えられるので考慮していない。

燃焼ガス側伝熱量の計算にはBartzの簡便法¹⁵⁾を用いた。燃焼室およびノズルには耐熱型の新素材¹⁶⁾を用いることを想定し、燃焼ガス側壁温を1500 Kに固定して計算を行った。

ノズル形状はRaoの方法¹⁷⁾により定めた。

3.3 ペイロード計算

本システムの実用上の性能を評価するために、低軌道(高度200 km)から静止軌道へ運搬可能なペイロードの計算を行った。ミッションは、低軌道から静止軌道へペイロードを運搬および投入後、静止軌道から低軌道へビークルのみが帰還するというものである。移行軌道をHohmann軌道として、必要な速度増分 ΔV (帰還時には減速分)を求めた。静止軌道からの帰還時に空気抵抗は利用しない。マス・フラクション*は0.9とした。太陽光反射部は、楕円形の枠に薄膜状の凹面鏡と透明な凸面のカバーがついた円盤状のものを想定した⁴⁾。この太陽光反射部は枠と、鏡面とカバーとの間の内圧によって鏡面が保持されている。この太陽光反射部(以下、単に凹面鏡と呼ぶ)の質量を求めるのにその投影面密度を、文献4の記述を参考にして、 $0.14 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$ とした。

4. 結果および考察

4.1 太陽熱吸収による効果

まず最初に太陽熱吸収によってエンジン性能がどの程度改善されるかについて述べる。太陽熱吸収量は水素のエンタルピー増加で表わす。

図4に太陽放射によって得られるエネルギーとエ

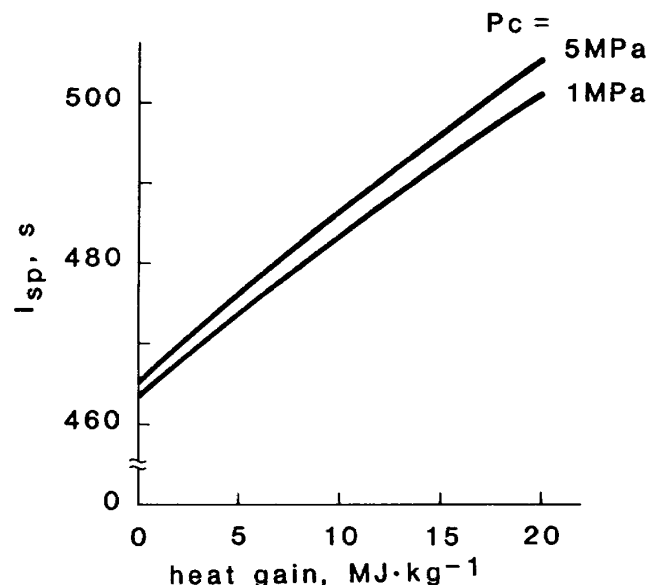


図4 エンジン比推力

注* (マス・フラクション) = (使用プロペラント質量) / (搭載プロペラント質量 + タンクなどのハードウェア (但しペイロードを除く)) (文献4に拠る)

今回の検討では搭載プロペラントは全て使用するものとした。また太陽熱を利用する場合、ここで定義するマス・フラクションを用いて算出された構造重量に別途、凹面鏡質量を加えるものとした。

ンジン比推力との関係を示す。混合比O/Fは6である。以下 4.1 の検討ではO/Fは6とする。熱交換量 $20 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ では約 40 秒の比推力上昇が達成される。ここではエキスパンダー・サイクルについて検討しているが、このような比推力上昇は外部からの熱を利用すればどのようなエンジンについても、またどのようなプロペラントを用いても達成される。

図 4 に示される熱交換量がどの程度のものであるかを、再生冷却による熱交換量と比較してみる。再生冷却による熱交換量は 5 MPa の場合に約 0.5 MW, 1 MPa の場合には約 0.1 MW である。一方、燃焼室圧力 5 MPa の場合の水素流量は $0.16 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, 1 MPa の場合は $0.03 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ であるから $20 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ の熱交換はそれぞれ 3.2 MW, 0.6 MW に相当する。再生冷却の数倍の熱交換を凹面鏡を用いて行うことになる。

所定の熱交換を行うのに必要な凹面鏡投影面積を図 5 および図 6 に示す。実線は熱吸収部に熱箱を用いた場合、破線は集熱板のみの場合である。燃焼室圧力 5 MPa の場合、 $20 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ の熱交換には 3800 m^2 の、 $10 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ には 1600 m^2 の投影面積の凹面鏡が必要である。燃焼室圧力 1 MPa の場合には $20 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ で 1100 m^2 , $10 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ で 400 m^2 である。熱交換量の増加に対して凹面鏡投影面積は単調に増加する。凹面鏡で集光することにより、入射する放射量は太陽定数によって制限されない。そのため水素熱交換量の上限を表わす、熱吸収部の臨界温度*を上昇させることが可能となり、熱交換量と凹面鏡投影面積とはほぼ比例関係となった。放射強度を制限した場合、熱交換量が臨界温度で規定される値に近づくと、集光面積は急激に増大する。放射強度を太陽定数にした場合の検討結果を付録に示す。

熱箱を用いた場合と集熱板のみの場合とを比較する。同一レベルまで水素エンタルピーを高めるには、集熱板のみを使用する場合に比べ熱箱を使用する場合のほうが凹面鏡面積は小さくて済む。これはガラスが集熱板からの長波長放射を一度吸収する効果

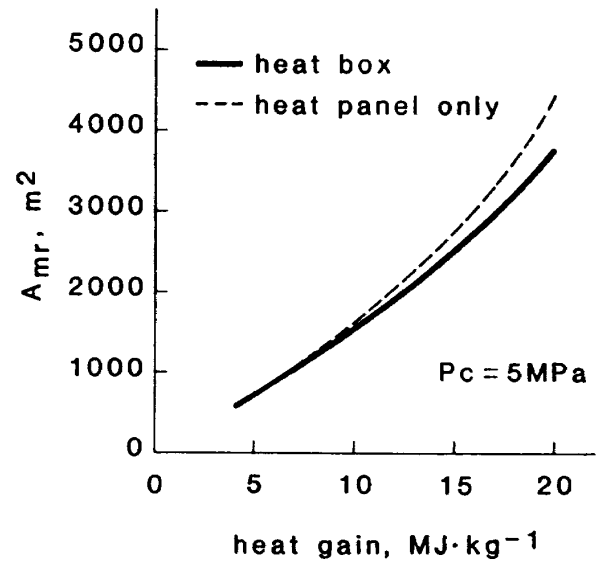


図 5 凹面鏡投影面積 ($P_c = 5 \text{ MPa}$)
実線は熱吸収部に熱箱を用いた場合
破線は熱吸収部が集熱板のみの場合

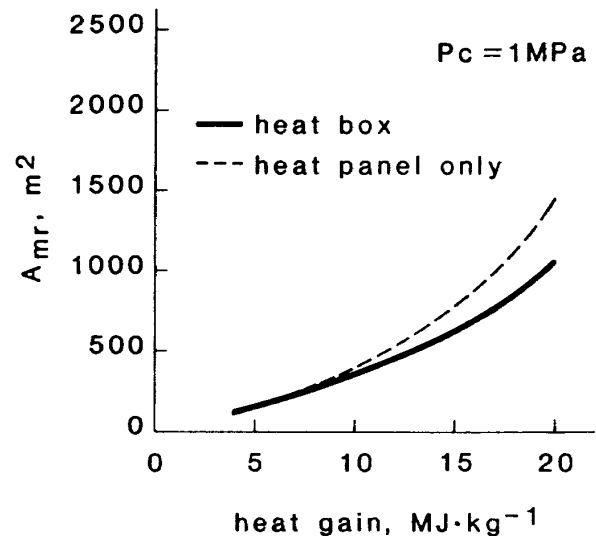


図 6 凹面鏡投影面積 ($P_c = 1 \text{ MPa}$)
実線は熱吸収部に熱箱を用いた場合
破線は熱吸収部が集熱板のみの場合

(温室効果)に拠る。

図 7, 図 8 に熱吸収部集熱板および熱箱使用時のガラスの温度を示す。熱交換量 $20 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ともなると集熱板、ガラス共にかなりの高温になる。実際に熱吸収部を製作する場合には集熱板には熱吸収率

注* 水素による冷却がない場合の集熱板の温度、すなわち集熱板温度の上限を臨界温度という。(1)式において $\dot{q} = 0$ とした場合の T_{hw} がそれである。臨界温度以上の熱交換は不可能である。放射強度が強まるにつれ臨界温度は高くなる。放射強度を太陽定数とした場合、熱箱使用時の集熱板の臨界温度は今回の場合、470 K である。

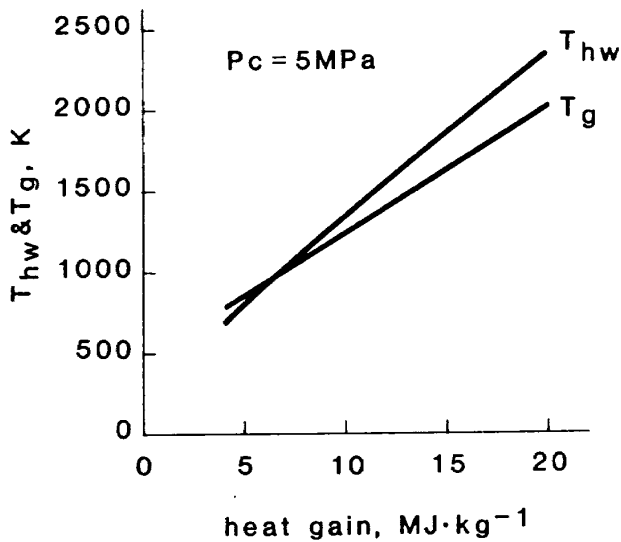


図7 集熱板およびガラスの温度 ($P_c=5$ MPa)
 T_{hw} は集熱板の温度
 T_g はガラスの温度

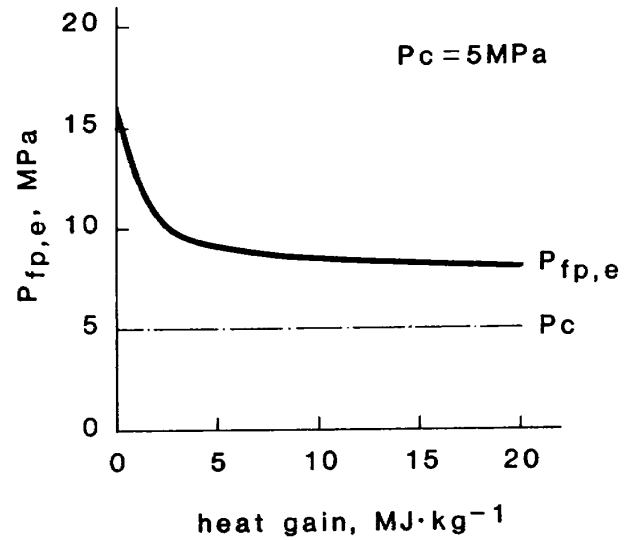


図9 水素ポンプ出口圧力 ($P_c=5$ MPa)
 $P_{fp,e}$ は水素ポンプ出口圧力
 P_c は燃焼室圧力

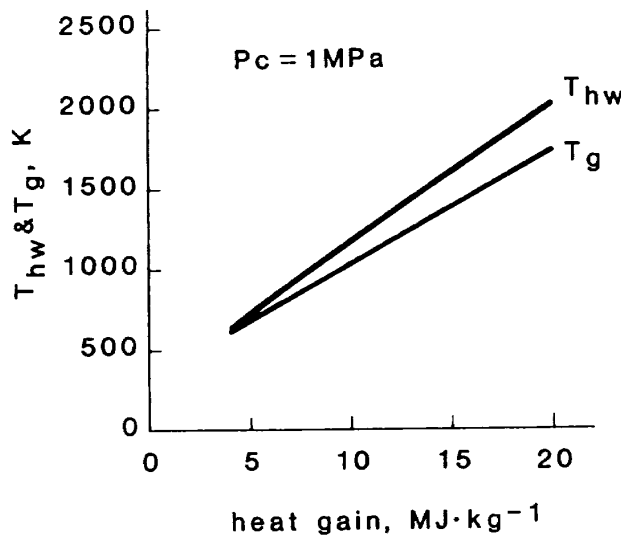


図8 集熱板およびガラスの温度 ($P_c=1$ MPa)
 T_{hw} は集熱板の温度
 T_g はガラスの温度

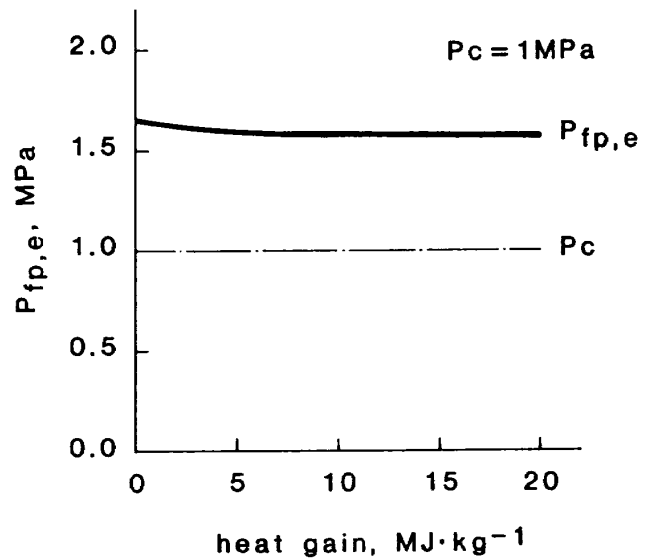


図10 水素ポンプ出口圧力 ($P_c=1$ MPa)
 $P_{fp,e}$ は水素ポンプ出口圧力
 P_c は燃焼室圧力

の良い耐熱材料を、ガラスに代わるものとしては太陽光透過率の高い耐熱材料を選ぶ必要がある。

図9、図10に水素ポンプ出口圧力を示す。まず燃焼室圧力5 MPaの場合について考察する。太陽熱を用いるとタービン入口での水素温度が上昇するために、タービンでの圧力降下は少なくて済む。今回取り上げているエキスパンダー・サイクルではポンプと燃焼器との間にタービンが配されているために、タービンでの圧力降下が減少するとポンプ出口圧力

も低下する。ポンプ出口圧力が低下するためにタービンで発生しなければならない動力は更に低下し、更にポンプ出口圧力は低下する。ポンプ出口圧力を始めとするサイクル圧力が低下することからエンジンの構造重量の軽減が期待できる。燃焼室圧力1 MPaの場合については、タービンでの圧力降下がインジェクターや再生冷却ジャケットでの圧力降下に比べて僅かであるために、タービン入口温度の上昇はポンプ出口圧力にはほとんど影響がない。なお燃焼

室圧力 5 MPa, 1 MPa のいずれについてもタービン入口温度は太陽熱交換を行わない場合には約 200 K であるが, $20 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ の熱交換を行う場合には約 1500 K になる。高温での材料強度が問題となることが予想される。

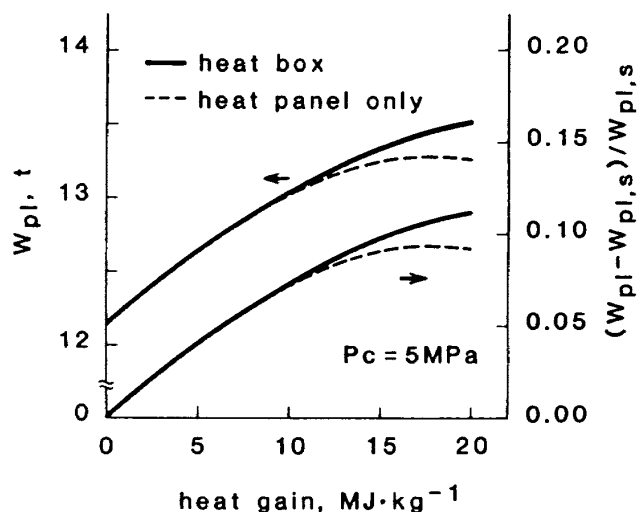


図 11 ペイロード ($P_c = 5 \text{ MPa}$)
 W_{pl} はペイロード質量
 $W_{pl,s}$ は基準ペイロード質量

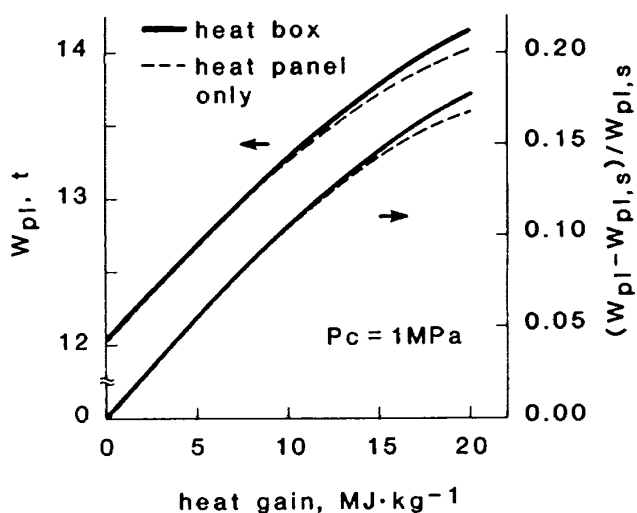


図 12 ペイロード ($P_c = 1 \text{ MPa}$)
 W_{pl} はペイロード質量
 $W_{pl,s}$ は基準ペイロード質量

図 11, 図 12 にペイロードを示す。ミッション開始時の低軌道での全質量を 50 t とした。太陽熱を利用しない場合を比較の基準とした。 W_{pl} はペイロードを, 添字 s は基準の場合を示す。まず燃焼室圧力が 5 MPa の場合について考察する。熱箱を用いた場合の $20 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ の熱交換時に, 凹面鏡質量が 0.5 t 程度になるにもかかわらず, 約 1.3 t, 約 10% のペイロードの増加が達成される。熱吸収部を集熱板のみとした場合には $17 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ あたりにペイロード増加の極大値が現われる。これは比推力上昇の程度に比べ, 凹面鏡の質量が大きくなり過ぎるためである。燃焼室圧力が 1 MPa の場合には 5 MPa の場合に比べて凹面鏡質量が小さいために, 太陽熱利用の場合のペイロードの上昇は更に顕著になり, $20 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ の熱交換時には約 15% のペイロードの増加が達成される。

4.2 混合比の影響

4.1 で太陽熱吸収による効果について述べたが, 4.2 では混合比の違いにより太陽熱吸収の効果がどのように変わるかについて述べる。混合比 O/F = 6 のときの投影面積の凹面鏡を用いて, 燃焼室圧力を保ちつつ混合比を変えるとエンジン性能がどのように変化するかについて調べた*。パラメーターとした凹面鏡投影面積 (A_{mr}) は次のとおりである。

燃焼室圧力 5 MPa の場合

1600 m^2 : O/F = 6 での熱交換量は $10 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

3800 m^2 : O/F = 6 での熱交換量は $20 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

燃焼室圧力 1 MPa の場合

400 m^2 : O/F = 6 での熱交換量は $10 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

1100 m^2 : O/F = 6 での熱交換量は $20 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

図 13, 図 14 に混合比と水素ポンプ出口圧力との関係を示す。

燃焼室圧力が 5 MPa の場合, 太陽熱交換を行わない ($A_{mr} = 0 \text{ m}^2$) と, サイクル成立の点から混合比を

注* 凹面鏡面積一定の条件は, 単位時間当たりの熱伝達量 (仕事量, \dot{W}) を一定とした条件に近い。しかしながら

- (1) 熱吸収部が低温になる程, 放射による損失は減少する。
- (2) 熱吸収部入口での水素温度が低い程, 水素への熱伝達量は多い。

といった理由に拠り, 凹面鏡面積一定の条件で水素に伝達される熱伝達量は, 混合比 O/F が小さくなる程増加する。例えば燃焼室圧力 5 MPa, 凹面鏡投影面積 3800 m^2 の条件では O/F = 6 のときに太陽熱交換量は約 3.2 MW ($20 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, $\dot{m}_f = 0.16 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$) であるが O/F = 1.5 では約 4 MW ($10 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, $\dot{m}_f = 0.4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$) である。

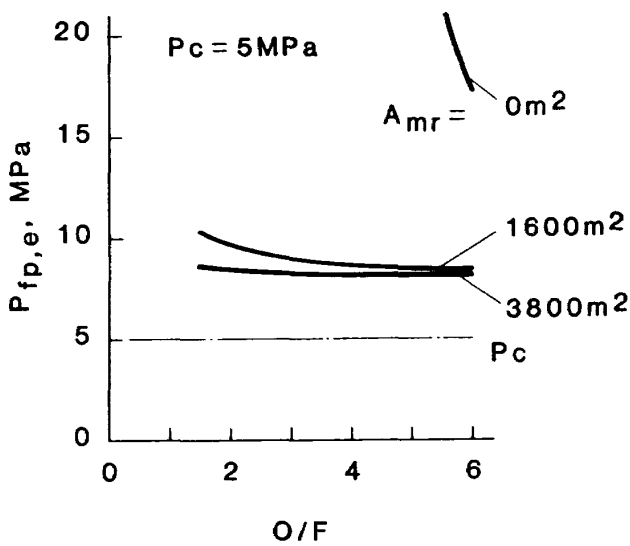


図13 混合比とポンプ出口圧力との関係
($P_c=5\text{ MPa}$)
 A_{mr} は凹面鏡投影面積

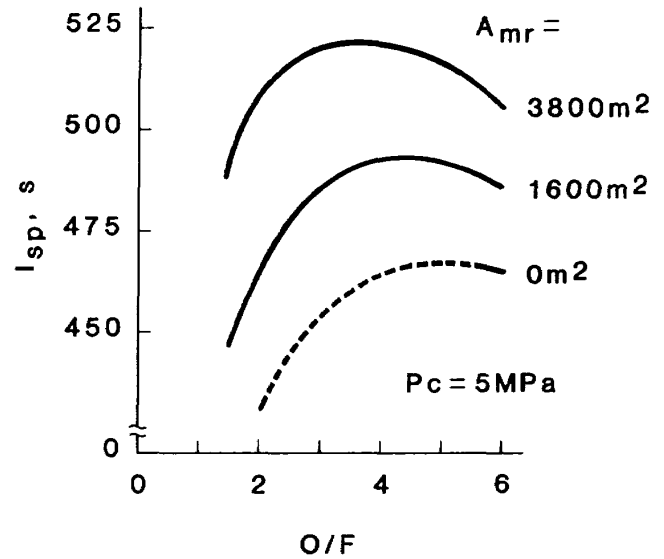


図15 混合比とエンジン比推力との関係
($P_c=5\text{ MPa}$)
 A_{mr} は凹面鏡投影面積

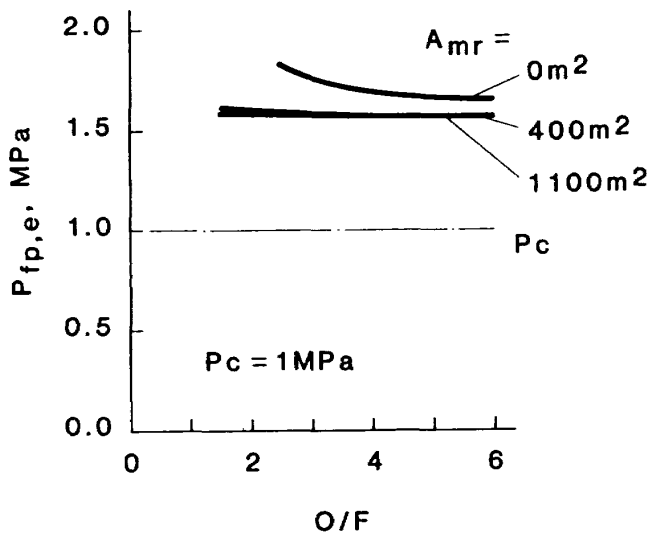


図14 混合比とポンプ出口圧力との関係
($P_c=1\text{ MPa}$)
 A_{mr} は凹面鏡投影面積

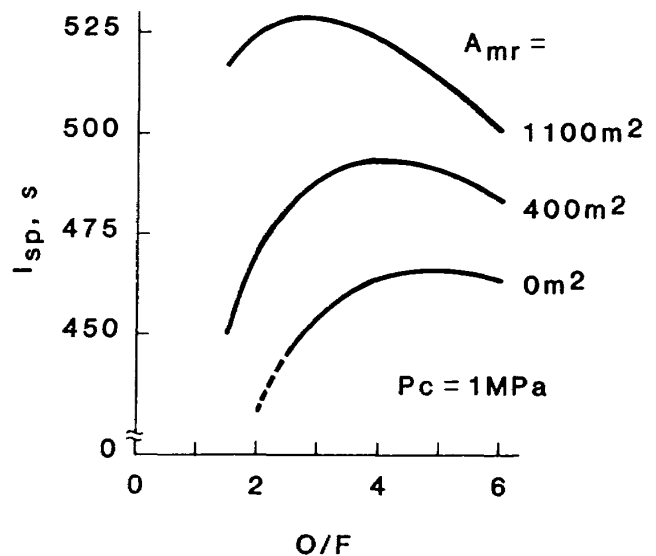


図16 混合比とエンジン比推力との関係
($P_c=1\text{ MPa}$)
 A_{mr} は凹面鏡投影面積

下げることは困難である。1600 m² の投影面積の凹面鏡を持つ場合、あるいは3800 m² の場合にはタービン入口温度が高いためにタービンでの圧力降下は小さく、ポンプ出口圧力も低く、混合比を下げることは可能である。O/F=3あたりからO/Fが小さくなる程、ポンプ出口圧力が上昇するのは水素のエンタルピー上昇が少なくなるからである*。

燃焼室圧力が1 MPaの場合には図10のところで述

べたように、タービンでの圧力降下がもともと少ないために、O/Fの変化によるポンプ出口圧力の変化は燃焼室圧力5 MPaの場合程顕著ではない。しかし、O/F=2あたりになると太陽熱を用いない場合にはサイクルは成立しなかった。

図15、図16に混合比と比推力との関係を示す。先に示したサイクル成立範囲を超える部分を破線で示

注* 凹面鏡面積を固定したために太陽からの流入熱量が一定であるのに対して、燃焼室および燃焼室圧力を一定にしているためにO/Fが小さくなる程、水素流量は増加する。そのために水素エンタルピー上昇はO/Fの増加と共に小さくなり、太陽熱吸収によるタービン入口温度の上昇も減少していく。

す。混合比が小さくなり燃焼ガスの平均分子量が小さくなる程、比推力は上昇する傾向にあるが、混合比の低下は燃焼ガス温度の低下をも招く。そのため従来の（タンク・レベルでの）最高の比推力は $O/F = 4 \sim 5$ あたりで実現される。太陽熱を利用して燃焼ガス温度の低下を抑制した結果、図に示すように熱交換量の増加（ここでは凹面鏡面積の増加）に伴い比推力極大の点は混合比の小さい方へ移行する。燃焼室圧力5 MPaの場合、タンク・レベルではサイ

クル成立範囲内に比推力の極大点はなかったが、太陽熱交換によりサイクル成立範囲内に極大点が含まれるようになった。熱交換量に応じて、言い替えれば凹面鏡面積に応じて作動混合比を選ぶことにより、発生比推力を上昇させることができる。

図17, 図18に燃焼室圧力5 MPaの場合の、図19, 図20に燃焼室圧力1 MPaの場合のペイロードを示す。ミッション開始時の低軌道での全質量はやはり50

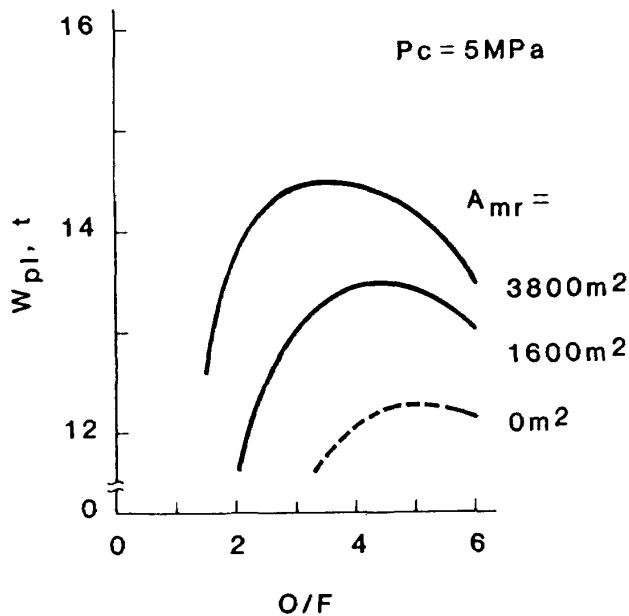


図17 混合比とペイロード質量との関係
($P_c = 5 \text{ MPa}$)
 A_{mr} は凹面鏡投影面積

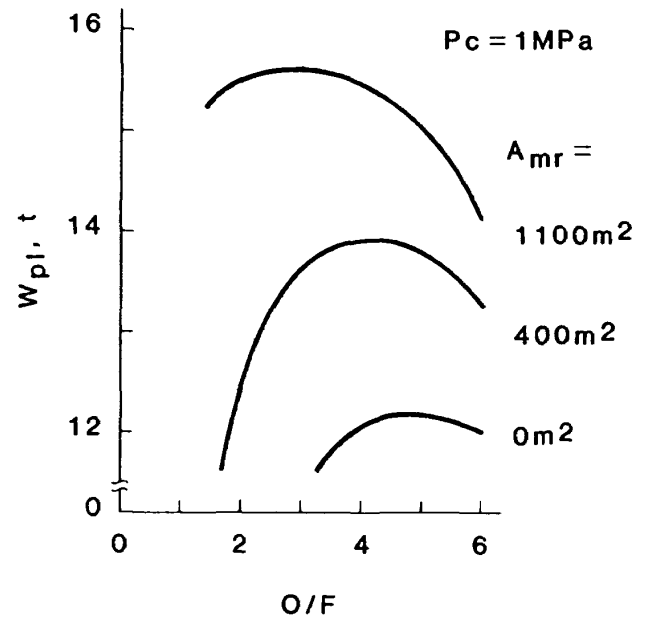


図19 混合比とペイロード質量との関係
($P_c = 1 \text{ MPa}$)
 A_{mr} は凹面鏡投影面積

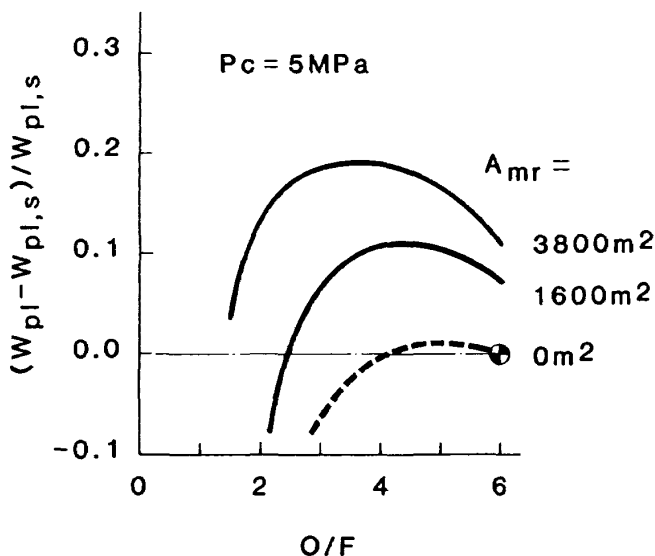


図18 混合比とペイロード増加割合との関係
($P_c = 5 \text{ MPa}$)
 A_{mr} は凹面鏡投影面積

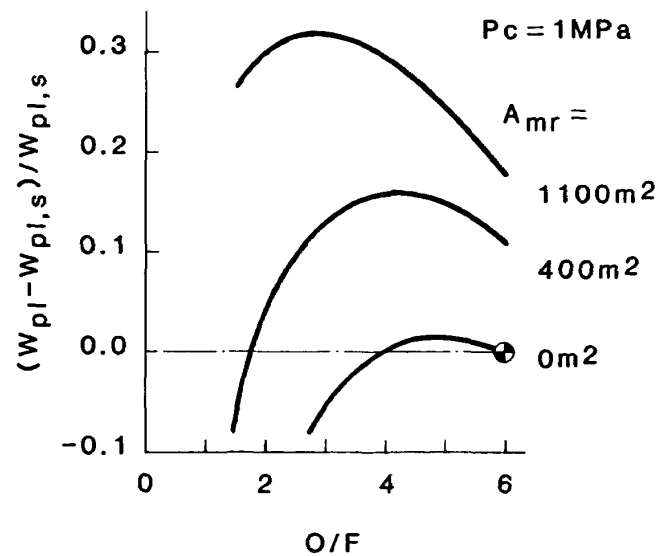


図20 混合比とペイロード増加割合との関係
($P_c = 1 \text{ MPa}$)
 A_{mr} は凹面鏡投影面積

tである。太陽熱を利用しない、 $O/F=6$ の場合を比較の基準とし、図18、図20では⊕で示した。

まず燃焼室圧力5 MPaの場合について検討する。混合比変化による比推力の上昇によりペイロード質量も増加し、図17に見るように、 $O/F=6$ の場合に比べ最大で、凹面鏡投影面積 1600 m^2 の場合には約0.5 t、 3800 m^2 の場合には約1tを更に運搬することができる。基準の場合との比較で見ると、図18に見るように、 1600 m^2 の場合には $O/F=6$ では7%のペイロード増だったものが11%増に、 3800 m^2 の場合には11%から19%増になっている。

燃焼室圧力1 MPaの場合には、凹面鏡質量が5 MPaの場合に比べ小さいために、あるいは図16に示したように比推力の上昇の割合が大きいためにペイロードの増え方も大きく、図19に見るように、 $O/F=6$ の場合に比べ最大で、凹面鏡投影面積 400 m^2 の場合に0.7 t、 1100 m^2 の場合には1.6 tのペイロードが更に運搬可能となる。基準の場合との比較で見ると、図20に見るように、 400 m^2 の場合には $O/F=6$ では11%のペイロード増だったものが15%増に、 1100 m^2 の場合には18%増から32%増になっている。同一面積の凹面鏡を用いても、混合比を最適に選ぶことによりペイロードを増やすことが可能である。

5. 結 論

以上の検討から次のことが明らかになった。

- (1) 太陽熱を利用することにより、バイ・プロペラントのロケットエンジンの比推力を従来よりも高めることができる。
- (2) エキスパンダー・サイクルのようなトッピング・サイクルでは、同一燃焼室圧力の実現に際し、太陽熱を利用することによりエンジン圧力レベルを下げるができる。
- (3) 太陽熱を利用することによりペイロードを増やすことができる。
- (4) このとき熱吸収部は集熱板のみとするよりも熱箱を用いる方が凹面鏡が小さくなり、ペイロードも増加する。
- (5) 混合比を最適化することにより更に比推力を高め、ペイロードを増やすことが可能である。更に、今回の検討では、燃焼室圧力が低いほうが、効果が

大きかった。

今回の検討では集熱器を別に設けたが、大型構造物に用いる場合には外殻パネル部に熱交換器を兼ねさせたり、スペース・ステーションやビークルの熱防御で回収した熱を推進に利用する等、太陽熱吸収の方法は幾通りも考えられる。付録に集光装置を用いない場合の検討結果を掲げる。

謝 辞

報告書作成にあたり航空宇宙技術研究所宇宙研究グループ清水盛生グループリーダー、角田支所田村洋主任研究官、熊川彰長主任研究官、小野文衛技官より資料提供を受けた。

参 考 文 献

- 1) Shoji, J.M.; Potential of Advanced Solar Thermal Propulsion, Orbit-Raising and Maneuvering Propulsion~Research Status and Needs, Progress in Astronautics and Aeronautics Vol.89, AIAA Inc.(1984)
- 2) Shoji, J.M.; Solar Rocket Component Study, AFRPL TR-84-057(1984)
- 3) Shoji, J.M.; Performance Potential of Advanced Solar Thermal Propulsion, AIAA-83-1307(1983)
- 4) Etheridge, F.G., et al.; Solar Rocket System Concept Analysis, AFRPL-TR-79-79(1979)
- 5) Cooper, L.P.; Status of Advanced Orbital Transfer Propulsion, NASA-TM-87069, IAF-85-164(1985)
- 6) 若松義男, 荻田丈士, 冠 昭夫; 液水/液酸ロケットの推進剤および燃焼ガスの物性値高速計算用プログラム, NAL TM-564(1987)
- 7) 毛呂明夫, 鈴木和雄; ロケットプロペラントの理論性能-多項近似式による表示-, NAL TM-293(1976)
- 8) Gordon, S. and McBride, B.J.; Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions, Rocket Performance, Incident and Reflec-

ted Schocks, and Chapman-Jouguet
Detonations, NASA SP-273(1971)

- 9) 押田勇雄；太陽エネルギー（昭和50年）生産技術センター
- 10) 物理学辞典編集委員会；物理学辞典（昭和59年）pp.1184，培風館
- 11) 日本機械学会編；伝熱工学資料（改訂第4版）（昭和61年）pp.189，日本機械学会
- 12) 小出昭一郎；物理学（昭和50年）pp.272，裳華房
- 13) 久保沢稔，小宮山香苗，手塚俊一，相原 守編；配管技術ハンドブック（1970）pp.36，誠文堂新光社
- 14) Wakamatsu, Y., Kanmuri, A. and Toki, K.; Partial Bleed Expander Cycle for Low Thrust Lox/LH₂ Rocket Engine, NAL TR-837T(1984)
- 15) Bartz, D.R.; A Simple Equation for Rapid Estimation of Rocket Nozzle Convective Heat Transfer Coefficients, Jet Propulsion, Vol.(1957)pp.49-51
- 16) 冠 昭夫，若松義男，荻田丈士，熊川彰長；新素材の宇宙開発におよぼすインパクト（その2）ロケットエンジンシステムの性能向上，宇宙輸送シンポジウム（昭和60年）pp.75-76
- 17) Rao, G.V.R.; Approximation of Optimum Thrust Nozzle Contour, ARS J., Vol.30 (1960)pp.561

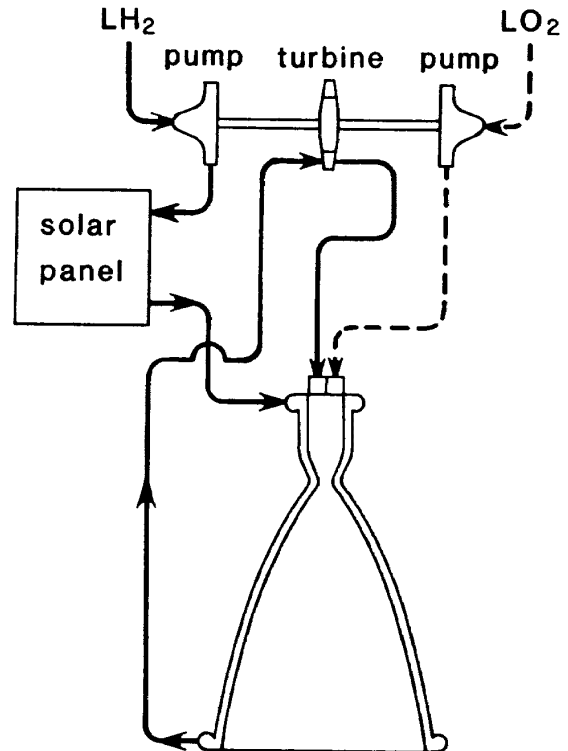
付録 太陽熱交換器に集光装置を使用しない場合

A-1. まえがき

本文では凹面鏡を用いた場合の検討を行ったが，大型構造物で太陽熱を利用する場合には外殻パネル部に熱交換器を兼ねさせるといったことも考えられる。ここでは凹面鏡，レンズといった集光装置を使わず熱箱のみを用いて太陽エネルギーを利用する場合の検討結果について述べる。

A-2. エンジン・サイクルの概要

エンジン・スキマティックを図A-1に示す。太陽



図A-1 エンジン・サイクル・スキマティック
（太陽熱交換器を熱箱で構成した場合）

熱交換器は，後述する理由に拠り，ポンプ出口と再生冷却ジャケット入口との間に設けた。

A-3. 仮定，計算条件

太陽熱交換器の断面は図1に示す熱箱と同じ構造のものを大型化することを考えた。燃料流路は内径10mmの多数の管からなりシングル・パスの熱交換を行うものとした。管の本数は燃焼室圧力5MPaの場合1000本，1MPaの場合500本とした。

太陽熱交換器についてのエネルギー保存の式をたてると集熱板，ガラスについてそれぞれ

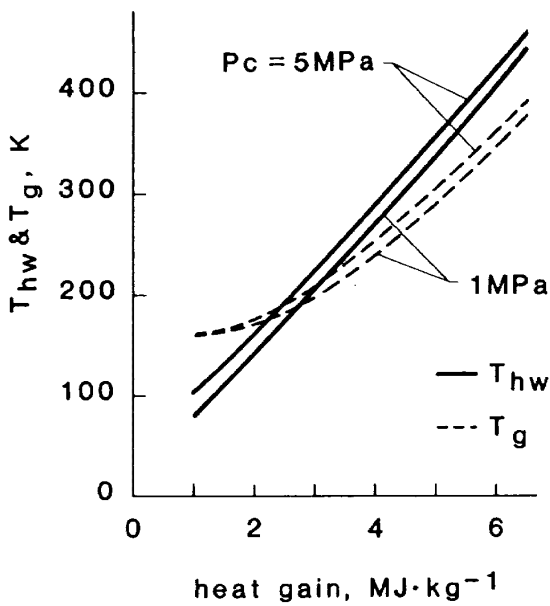
$$A_{hp} \cdot I_s + A_{hp} \cdot \sigma \cdot T_g^4 = A_{hp} \cdot \sigma \cdot T_{hw}^4 + \dot{q} \quad (A-1)$$

$$A_{hp} \cdot I_s + A_{hp} \cdot \sigma \cdot T_{hw}^4 = 2 \cdot A_{hp} \cdot \sigma \cdot T_g^4 \quad (A-2)$$

ここで A_{hp} は熱交換器面積を表わす。 T_g はガラスの， T_w は集熱板の温度をそれぞれ表わす。燃焼器燃焼ガス側壁温は800Kに固定した。混合比はO/F=6である。上記以外の条件は本文に同じである。

A-4. 結果および考察

太陽放射によって得られるエネルギーとエンジン



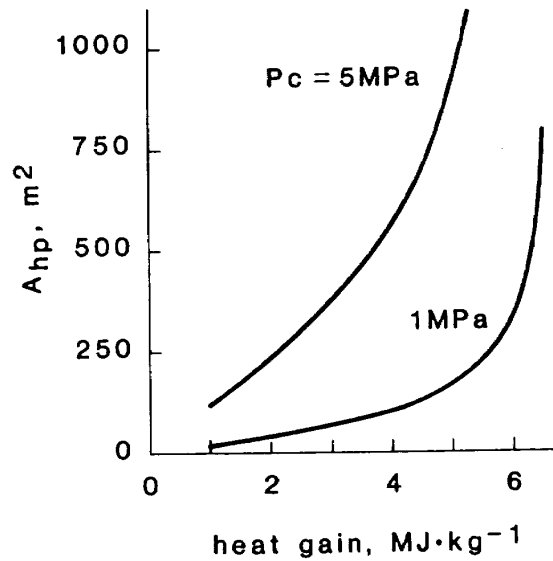
図A-2 集熱板およびガラスの温度
(太陽熱交換器を熱箱で構成した場合)
 T_{hw} は集熱板の温度
 T_g はガラスの温度

比推力との関係は本文の図4に示したとおりである。即ち太陽放射により $4000 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ の熱交換があった場合、8～9秒の比推力上昇がある。

図A-2に集熱板およびガラスの温度を示す。(A-1)式において水素による熱交換がない($\dot{q}=0$)とした場合に決まる集熱板の温度が集熱板の温度の上限(臨界温度)であり、約470 Kになる。集熱板の温度が熱交換後の水素温度の上限となるため、約6500 $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ 以上の熱交換はできない。これ以上の熱交換を行うにはレンズあるいは鏡といった集光装置を使用して集熱板への放射強度を高め、集熱板の臨界温度を上昇させる必要がある。これに関しては本文で述べたとおりである。

熱交換量が少ない間(約2500 $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ 迄)は集熱板温度よりもガラスの温度の方が高い。集熱板とガラスの温度が等しくなるのは約190 Kである。(2)式からわかるように、集熱板からの放射エネルギーの項($A_{hp} \cdot \sigma \cdot T_{hw}^4$)が太陽放射の項($A_{hp} \cdot I_l$)よりも小さい場合には、ガラスの温度 T_g は集熱板温度よりも高くなる。また熱交換器での熱交換量は集熱板温度 T_{hw} によって決まるので、熱交換量が少ない場合は集熱板温度は低い。

図A-3に太陽熱交換器の面積を示す。放射により



図A-3 太陽熱交換器面積
(太陽熱交換器を熱箱で構成した場合)

$4000 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ の熱交換を可能にするためには燃焼室圧力5 MPaでは約560 m^2 、1 MPaでは約100 m^2 の熱交換器が必要である。先に述べた臨界温度付近で集熱板面積が急激に大きくなる。

本文で論じたように再生冷却ジャケット出口とタービンとの間に太陽熱交換器を配すると、集熱板の臨界温度が低いために水素に所定の熱交換をさせることができないか、あるいはできたとしても大きな集熱板が必要となる。

A-5. 結 論

以上の検討から以下のことが明かとなった。

(1) 集光装置を用いない場合にも比推力を向上させることはできる。

(2) しかしながら臨界温度が低いために熱交換量に上限があり、比推力の上昇にも限界がある。

まえがきのところでも述べたように、大型構造物の外殻パネル部に熱交換量を兼ねさせるような形式での太陽熱の利用は効果的である。しかしながら集光装置を持たない太陽熱交換器をOTV等の主推進系に用いてペイロードを増やすことは、

(1) 凹面鏡を利用する場合に比べ比推力の上昇が少ない。

(2) 構造質量がかなり大きくなることが予想される。

といった理由に換り困難であると考えられる。

航空宇宙技術研究所報告992号

昭和63年8月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺東町7-44-1
電話三鷹(0422)47-5911(大代表)〒182

印刷所 株式会社 共 進
東京都杉並区久我山5-6-17

Printed in Japan