三井中速機関の開発*

三宅 幹彦** 檀上 裕二** 水原 修平**

Development of Mitsui Medium Speed Engines

By Mikihiko Miyake, Yuji Danjoh, Shuhei Mizuhara

Mitsui has developed new 4-stroke medium speed diesel engine L and V 42M, having cylinder output of 750 bhp. Main features of the engine are:

- 1. Strong and sturdy structure
- 2. Easy maintenance
- 3. Simplified L.O. and F.W. lines

In this paper, the structural characteristics which realizes abovementioned features, the research results which are obtained in achieving them and performance data are described. And, brief comments on reduction gears for 42M engine are also presented.

1. ま え が き

当社では、数年来四サイクル中速ディーゼル機関を当社独自の技術で開発し、50年来製造して来たMitsui-B & W形大形低速二サイクルディーゼル機関と共に、幅広い需要に応ずる態勢を整えてきたが、ここに、先に開発した四サイクル大出力機関三井V60M形機関(シリンダ当り出力1500BHP)に加えて新たにシリンダ当り出力750BHPの三井L、V42M形機関を開発し、より幅広い出力域の要求に応えることができるようになった。この機関の設計、製作、試験には三井V60M形機関の開発で得た各種技術はもちろん、大形低速ディーゼル機関の製造、就航実績のフォローアップ等の成果が充分にとり入れられている。

三井42M形機関の特徴は次の3点に要約される。

- 1) 堅ろう強固な骨組構造
- 2) 容易な保守整備
- 3) 諸管系統の簡略化

L形及びV形の一番機はそれぞれ工場運転時充分な運転期間をとり、特殊な耐久力試験を実施し、その耐久性および信頼性を確保すると共に、船主立会のもとに、主要部品の解放の実演を行い、保守整備の容易なことも確認された。

本論文では、三井42M機関の構造の概要、開発段階における、試験研究結果の概要、機関の運転結果および減

表1 機関主要目(船用)

T Y P E		4-stroke, single acting, In-line and Vee-type, reversible trunk piston diesel engine with exhaust gas turbocharger											
Designation		Mitsui L42M						Mitsui V42M					
Cylinder Arrangement		In-line type						45° Vee-type					
Number of cylinder		6	7	8	9	10	12	14	16	18			
Cylinder bore	mm	420											
Piston stroke	mm	450											
M. Output	BHP	4500	5250	6000	6750	7500	9000	10500	12000	13500			
C. Revolution	rpm	530											
R. Mean effective pressure	kg/cm ²	20.4											
Max. pressure	"	130											
Mean piston speed	m/s	7.95											
C. Output	BHP	4050	4725	5400	5075	6750	8100	9450	10800	12150			
S. Revolution	rpm	512											
R. Mean effective pressure	kg/cm ²	19.0											
Mean piston speed	m/s	7.68											
Overload rating	%	110											
Rotation		Clockwise or counterclockwise, looking from aft.											
Starting system		Compressed air (max. press. 30 kg/cm ²)											
Cooling medium		Cylinder jacket, : Fresh water cylinder head : lubricating oil Piston : Fresh water Fuel valve : Fresh water Turbocharger : Fresh water Air cooler : Sea water											

Note: The above output is based on 40°C for peripheral area, 760 mmHg for barometric pressure and 32°C for sea water.

速装置について述べる。

2. 機関主要目および外形寸法

三井L & V42M形機関の主要目を表1に示す。
外形寸法を図1に、又、外観写真を図2に示す。

* 原稿受付 昭和54年3月3日
ISME TOKYO '78講演(昭和53年11月15日)
** 正会員 三井造船(株)玉野事業所(玉野市玉3-1-1)

Engine Model	Dimension (mm)									Weight (t)
	A	B	C	D	E	F	G	H	J	
6L42M	2,940	3,940	1,320	1,070	2,390	5,070	1,010	6,770	3,195	52
7L42M	2,940	3,940	1,320	1,200	2,520	5,750	1,010	7,450	3,195	60
8L42M	2,940	3,940	1,400	1,200	2,600	6,430	1,010	8,130	3,295	66
9L42M	3,090	4,090	1,400	1,200	2,470	7,110	1,340	9,140	3,395	73

Engine Model	Dimension (mm)							Weight (t)
	A	B	E	F	G	H	J	
10V42M	2,730	3,730	4,140	4,690	1,055	6,470	2,990	70
12V42M	2,730	3,730	4,140	5,430	1,055	7,210	2,990	80
14V42M	2,730	3,730	4,140	6,170	1,055	7,950	3,090	95
16V42M	2,730	3,730	4,140	6,910	1,055	8,690	3,090	105
18V42M	2,850	3,850	4,440	7,650	1,415	9,790	3,190	115

図1 機関外形寸法

6L42M

12V42M

図2 機関外観

3. 機関主要部の構造

L形およびV形機関の横断面を図3に示す。

三井42M形機関は、コンパクトな設計であるが、主要部には無理な重量軽減は行わず骨組構造も堅ろう強固な信頼性の高い機関となるよう、設計上の考慮を払うと共に、燃焼室を構成する部品は、適正な材料と構造を採用し、低質油を常用出来るよう、耐久性の向上に留意した。また、姉妹機三井V60M形機関同様、保守整備の容易化には特に留意し取り扱いやすい機関となっている。

更に、諸管系統を簡略化し、部品の開放、組立やぎ装配管時の作業を容易にしている。

3.1 架構，シリンダフレームおよびクランク軸

架構およびシリンダフレームの形状を図4に示す。

架構は鋳鋼と鋼板の溶接一体物で曲げおよびねじり剛性が高い箱形断面をしており、中央部には下方から主軸受台を吊下げた、いわゆるフルハンガタイプである。架構壁板には爆発力を主軸受台に伝えるための、強力なリブがあり爆発力の大部分は、このリブを介して主軸受にスムーズに伝達されるよう考慮されている。

主軸受台は、ボルトで下方と側方から架構に強固に締め付けられており、軸受性能を保つのに十分な剛性を有すると共に、架構全体の剛性をも高めている。

シリンダフレームは、ライナ冷却水ジャケットを内蔵した鋳鉄製の一体物で剛性は高く、ボルトにより架構に強固に締め付けられ、爆発による引っ張り力が鋳鉄製のシリンダフレームに直接かからないように、設計されている。

このようにして機関の全体剛性は非常に高いものとなっており、曲げおよびねじりによる変形は極少となり、

図4 エンジンフレーム構造

極めて信頼性の高い機関本体を構成している。

クランク軸はR-R鍛造一体形であり、各クランク腕には主軸受の負荷を軽減するために、つり合錘がボルトで強固に締め付けられている。

3.2 シリンダふたおよびシリンダライナ シリンダふたは、高温強度に優れたCr-Mo鋳鋼製で、機熱応力分離のためのストロングバックの一種である二種底構造としている。すなわち、高温燃焼ガスに接する下面板は充分の冷却と熱応力低減のため、比較的薄肉とし、高圧力に対する強度をその背面の厚肉中間板によりバックアップさせる考え方である。また、二重底形シリンダふたの中間板は下面板冷却のための冷却水ガイドの役目

L42M

V42M

図3 機関断面図

も果たし、この間に入った冷却水は、下面板の裏面に沿って中央燃料弁ライナ貫通部へ流れ、この部分の輪状の穴より上部冷却室へ至る。このため、全冷却水が下面板に沿って高速で流れるので、下面板の十分な冷却が行われる。

中央部に燃焼噴射弁が1個、これを囲むように吸気弁へ排気弁が各2個ずつ配置されている。

これらの弁および動弁腕は弁囲で覆われているが、燃料弁および排気弁着脱時は、ヒンジ付の上部囲を開くのみで良く、動弁腕を機関上から取り外す必要がないため、保守整備性に優れている。

シリンダふたは8本の締め付けボルトで油圧ジャッキにより締め付けが行われる。

シリンダライナはその優れた耐摩耗性が大形低速機関の就航実績より証明されている特殊ボロン鋳鉄製で、内面は保油性を考慮した波目ボーリング仕上げを施しており、ピストン本体およびピストンリングとのしゅう動なじみに優れている。潤滑はクランクケースの飛まつ油により行い、シリンダ注油は不要である。

シリンダライナ上部フランジは、高温からフィレット部を遠ざけると共に燃焼室部分の耐圧強度を充分確保するため、フランジ高さを充分大きく採っている。フランジ部の冷却は、冷却効果を高めて、内面温度を適度に低くするため、内面近くに沿った多数の長穴の中に冷却水を通す、いわゆる、ボアクール方式が採用されている。

3.3 ピストンおよび連接棒 ピストン本体は、しゅう動特性が良好な鋳鉄製であり、外周に鉛銅リングを設けて、シリンダライナに対する初期なじみ、しゅう動性を更に高めている。

ピストン冠は、高強度のCr-Mo鍛鋼製で熱応力を小さくするため薄肉とし、システム油によるシェーカー方式で冷却効果を上げ、爆発力に対しては、中支え形構造として機械的応力を小さくしている。リング構の上下面は表面硬化して耐久性を高めている。

連接棒は小端を持つ本体と大端上部および大端冠部とからなり、それぞれがボルト締めされており、分割面は軸芯に対し直角である。ピストン解放時は大端部は残し、本体のみピストンと共に、上方に抜き出せる。これら分割面を結合するボルトの締め付けは、すべて油圧ジャッキにより行う。

V形機関左右列の連接棒は、隣接して一つのクランクピンに配置されるサイド・バイ・サイド方式である。

3.4 吸・排気弁 吸気弁は弁箱を持たず弁座はシリンダふたに圧入されている。

排気弁は、Cr-Mo鋳鋼製の弁箱を持ち、弁箱の先端部には冷却水室を設けると共に弁座にはステライトが溶着されている。弁棒はフェースに特殊な高硬度の金属を溶着してあり、ローテータ機構を設けることにより、弁傘周上の温度を均一にして、変形によるガス漏れを防ぎ、弁座冷却と共に、耐久性の向上を図っている。弁座の冷

図5 排気弁解放要領

却はシリンダふた冷却後の高温冷却水により行い、排気ガス通路の低温腐食の防止に留意した系統としている。

更に、排気弁箱の着脱を容易にするため、上方にかぶさっている動弁腕は排気弁箱解放時取り外さなくても良い構造にしている。すなわち、図5に示すようにスラストねじを抜き、その穴から押棒を上方へ抜きとれば、動弁腕を直立する方向に回すことができ、これを取り外さずに弁箱を上方に抜き出せる。

3.5 燃料噴射弁および燃料噴射管 燃料噴射

図6 燃料噴射システム

図7 間接冷却形燃料噴射弁

弁は図6に示すように、シリンダふたに2本の長いボルトで取り付けられている。ノズルの冷却は図7に示すように、シリンダふたに挿入してあるライナの先端に冷却水室を設け、通路内冷却水の対流によりライナ先端部を冷却し、これによりノズル部を間接冷却する方式が採用されている。このため、噴射弁自体には冷却水通路がなく、弁は構造簡単、軽量小形であり、且つ、外部配管もないので、弁着脱時に配管の着脱が不要で、取り扱いが容易である。

噴射管は図6に示すように直管で、ポンプ側、弁側共各1本のねじ棒によって押しつけて固定してある。このため、管に無理な力が加わらず信頼性が高く、また、弁着脱時の噴射管着脱も容易である。

噴射管には鋼管製の保護管をかぶせてあり、万一の高圧油漏えいに備えると共に、弁からの漏油回収通路にもなっている。

3.6 給気ミスト・キャッチャー 過給機により加圧した給気を冷却器により冷却した際給気中の水分が復水し、給気系やシリンダ部分の発せい、腐食、異常摩耗などを誘発する。これに対処するため、空気冷却器後に既に大形低速機関で実用し、その効果が十分に確認されているミスト・キャッチャーを装備して給気中の水分を極力除去するよう配慮している。

4. 開発段階における試験、研究

機関の開発過程において、42M機関の構造強度、性能、信頼性を確保するために、種々の解析、試作、実験を実施したが、ここでその代表的な2・3の例を紹介する。

4.1 連接棒 四サイクル機関においては、連接棒は、構造強度上、十分な検討を要する部品であり、42M機関の連接棒形状の決定に際しても、種々の解析、試験が行われた。

まず第一は、クランクピン軸受本体の慣性力作用時の変形量であり、良好な軸受性能を確保するためには、これを一定量以下に押える必要がある。42M機関においては軸受本体の剛性が比較的得やすい水平分割形を採用しているが、これの最適形状を求めるために、図8に示す3種類の連接棒を試作した。これら試作連接棒は、図9に示す。引っ張り試験装置にかけられ、静的荷重に対する挙動が計測された。図10は軸受本体の変形量の実測値を有限要素法による計算結果と対比した一例であり、両者はよい一致を見せている。

次に、この種連接棒における重要なポイントは、小端部と軸受本体の合せ面に発生するフレットングの回避である。フレットングは合せ面の相対滑りによるものであるが、その滑り量は軸受本体の剛性の分布によって異なってくる。合せ面での相対滑り量の実測値を図8に示した。滑り量の比較的大きなAタイプの連接棒においては、短時間の運転により、図11に示すようなフレッ

図8 試作連接棒と相対滑り計測結果

図9 連接棒引っ張りテスト装置

(DEFORMATION / INNER DIA. $\times 100\%$)

TYPE		CALCULATION	MEASUREMENT
A TYPE	a	-0.035	-0.042
	b	0.045	0.054
B TYPE	a	-0.026	-0.029
	b	0.038	0.045
C TYPE	a	-0.024	-0.027
	b	0.036	0.043

図10 ハウジングの変形量

図11 連接棒のフレットング状況

ティング現象が見られた。一方, B, Cタイプでは相対滑り量は小さく, 製造上の観点より実機モデルに採用されたBタイプにおいては長時間にわたる耐久力運転後も, フレットング現象は見られていない。

4.2 架構およびシリンダフレーム

前記の図3に示すようにL形機関もV形機関も鋳鉄一体製のシリンダフレームと架構の合せ目は, 水平として製造の簡易化を図っている。この構造は, V形機関のシリンダフレーム締め付けスタッドの配置において, 他構造の機関に比べ, 幾分特異性を有している。すなわち, V形のシリンダフレームは, 各シリンダ間げきごとに, 中央の垂直スタッド1本と, 両サイドの斜めに立てられたスタッド2本によって, 斜めに締め付けられている。

この構造上の特異性を含め, 機関全体構造の強度, 信頼性を決定する, 架構, シリンダフレームの確性を, 次のような手順で行った。

(1) 有限要素法による計算 次のような問題点を調査するために, 当社開発の大形計算プログラム, MISA (Mitsui Structural Analysis Program) を使用して, 強度計算を行った。

- 締め付けスタッドの必要締め付け力の決定。
- 架構とフレーム合せ面の接触面圧分布と, 相対滑りの有無。
- 各部の変形と応力分布。

図12は, 計算機Out Put の一例を示す。

(2) 光弾性試験 有限要素法による計算結果に基づき, 架構, シリンダフレームの基本構造を決定した後, 1/5スケールのエポキシモデルを製作し, 光弾性試験を

図12 有限要素法による計算結果

図13 光弾性実験用模型

実施した。図13に, V形機関の架構, シリンダフレーム光弾性モデルを示す。

光弾性試験の目的は, 有限要素法によって得られた応力レベルの確認と, 局所的な応力集中の有無の調査である。この試験により, 架構, シリンダフレームの基本的な構造強度は充分であることが証明されると同時に, 必要な修正箇所が明確にされ, 設計に反映された。

図14 静的油圧テストの概念図

(3) 静的負荷試験 詳細設計の完了後、12 シリンダ機関の架構、シリンダフレームを製作し、実物モデルにて、静的な荷重試験を実施した。図15は、テスト状況を示す写真であり、図14は、静的荷重の与え方を示す。また、図16は、静的試験によって得られた、応力値計測結果の一例を示す。

この静的負荷試験により、種々の荷重条件の下で、応力レベル、変形量、相対滑り量が、いずれも充分低いレベルに納まっていることが確認された。

(4) 実機における応力計測 強度の最終確認ステッ

図15 架構、フレーム静的油圧テスト装置

UNIT: Kg/mm ²						
PART	POINT	INITIAL	GAS	INERTIA FORCE		
CYLINDER FRAME	A	-0.8	1.2	0.1	0	-0.1
	B	-1.2	1.2	-0.1	-0.1	-0.1
	C	-2.3	1.3	0	0	-0.1
	D	-0.6	0.8	-0.1	0	0.1
ENGINE FRAME	E	2.2	1.1	-0.8	0.8	-0.1
	F	1.0	1.3	-1.0	0.4	0.1
	G	2.3	0.9	-3.2	0.2	0
	H	1.5	-0.7	0.8	0.7	0
	I	1.4	1.1	1.1	0.5	-1.5
	J	-1.1	1.6	1.4	-2.0	-0.3
MAIN BEARING PEDESTAL	K	1.2	1.5	-0.2	1.6	-0.1
FASTENING BOLT	L	25.5	1.1	-0.1	0	0
	M	29.8	0.1	-0.4	0	0
	N	27.0	1.2	0.3	0.6	0
	O	26.0	0	0	0	0

図16 静的試験結果

UNIT: Kg/mm ²		
POINT	σ_1	σ_2
A	5.4	0.3
B	-0.9	0.2
C	2.4	0.3
D	-0.7	0.3
E	-0.2	0.3
F	2.3	1.5
G	-	0.2
H	-	0.1
I	-	0.3
J	-	0.4

図17 6L42Mでの応力計測結果

プとして、実機における変動応力計測が、L形機関の1号機6L42Mと、V形機関の1号機12V42Mで行われた。図17はL形機関6L42Mにおいて計測された変動応力の実測値の一例を示す。応力レベルは、いずれも充分低く押えられていることが再確認された。

4.3 燃料弁 前述のように、燃料弁の冷却は、ウェットライナからの間接冷却方式が採用されており、これが保守の容易化に多に寄与している。この冷却方式の性格は、既に姉妹機であるV60M機において充分確認されたものである。ライナ下部の冷却穴を満たす冷却水は、対流により自動的に循環し、充分なる冷却効果を生ずる。図18は、燃料弁アトマイザにおける温度計測の結果を示すが、この間接冷却方式により、充分低い温度レベルに保たれていることを示している。

図18 燃料弁の実測温度

4.4 排気弁ローテータ 排気弁ローテータの効果は、既にテスト機関において充分に確認されている。図19は排気弁棒における温度計測の結果を示す。図中、実線で示すものは、排気弁ローテータを装着しない弁棒で計測された温度で、弁傘部の周上で、100~130度の温度差を有することが分かる。このような温度分布は弁傘部に非対称な熱変形を生ぜしめ、弁座との間での良好なシール効果を損なうことになると考えられる。この弁棒に排気弁ローテータを装着すると、同図中、破線で示すごとくなり、弁傘周上の温度差は約20度位まで減じて平均化しており、同時に弁座での最高温度も低下している。

図19 排気弁棒シート部の実測温度

5. 運転結果

5.1 機関性能 一番機である三井 6L42M 形機関の陸上公試での性能カーブを図20に示す。

図20 性能カーブ(6L42M)

5.2 耐久力テスト エンジンの耐久性を確認するために、6L42MにてJGルールによる耐久力テストを含む。以下のテストを実施したが、すべての検査結果は充分満足できるものであった。JG耐久力テストのタイムスケジュールを図21に示す。

図21 6L42Mでの耐久力テスト日程

- 性能テスト
- 耐久力テスト
 - ・連続運転テスト(200時間)
 - ・負荷変動テスト(50回)
- 解放検査

5.3 解放結果 耐久力テスト後に解放検査を実施した。結果を以下に示す。

図22 ピストン

図 23 主軸受

図 24 クランクピン軸受

図 25 排気弁棒

○ピストン 運転後解放されたピストンを図 22 に示す。ピストンリングおよびピストン本体の状態は非常に良好である。

○主軸受およびクランクピン軸受 主軸受を図 23 にクランクピン軸受を図 24 に示す。摩耗はほとんど認められず、き裂も存在しない。

○排気弁棒 排気弁棒を図 25 に示す。シート面には特殊な高硬度の合金を盛金しておりシート面は充分冷却されているので、傷は少なくステムの摩耗もほとんど認められない。

5.4 騒音 三井 42M 形機関では機関状態の経年劣化を防ぐために、げん外吸気を推奨している。

しかし、このような場合、過給機の吸気音が吸気ダクトを伝って外部へ漏れることになる。そこで特殊な吸気サイレンサを開発し、三井 42M 形機関に装備している。図 26 に、このサイレンサを使用した時のノイズ・レベルを示す。

LOAD POINT	dB (A)	
	C. S. O.	M. C. O.
A	104	105
B	105	106
C	105	106
D	100	100

NOISE LEVEL ON 6L42M

図 26 騒音レベル

6. 減速装置

減速装置は、この種機関をとう載する船用推進プラントにおいて、重要な一つの要素であり、当社は、機関のみならず、減速装置も供給できる態勢にある。以下に、当社の製品について、概略を紹介する。

6.1 遊星形減速装置 1 機 1 軸配置の推進プラ

ントにおいては, 同芯形の配置が望ましい. この要求に応じるために, 当社は三井-IMT形遊星減速装置を製作している. 図27は遊星減速装置の外観であり, 図28はその断面図である.

遊星歯車装置の設計において, 最も重要な点は, 遊星歯車間の負荷を等配することである. 三井-IMT形遊星減速装置においては, TSZ (Toyo Seimitsu Zoki) の

図27 遊星減速装置

図28 遊星減速装置断面図

図29 負荷分担実測結果

基本特許に基づく, 荷重等配機構を採用している. これは図28に示す, 浮動ブッシュAとイコライザピンBとより成る比較的簡単な機構である. 図29は四つの遊星歯車への荷重等配割合を実測にて求めた結果である. この図より分かるように, 荷重等配は5%以下の精度で達成されている.

6.2 通常形減速装置 2機1軸配置の推進プラントにおいては, 当社は, ダブルヘリカルギヤを使用したたわみ軸を有する形式の減速装置を Stal Laval Turbine AB社との技携に基づき製作している. 図30はこの形式の減速装置の外観を, また, 図31は断面図を示す.

この減速装置の特徴は以下の通りである.

(1) ダブルヘリカルギヤを使用しており, 且つ, スラ

図30 減速装置外観

図31 通常形減速装置断面図

スト軸受は別置き形であるので、歯車ケーシングは運転中スラスト力を受けない。従って、ケーシングおよび軸受の変形が非常に小さく、良好なる歯当り状態が保持できる。

(2) 機関と減速装置間のミスアライメントは、たわみ軸と軸端に設けられた弾性継手により完全に吸収されるので、減速装置に、ミスアライメントによる悪影響がおよばない。

(3) 歯車ケーシングは、すえ付中心線に対して、左右前後(船首・船尾)に対称の位置 4 点で支えられているため船体の変形が、ケーシングに均等に伝わり、従って、船体変形が歯当りに与える影響を最少にすることができ、この減速装置の設計は Stal Laval Turbine AB 社

の船用減速歯車装置の分野における、長年の経験に基づいたものである。

7. あとがき

三井 42M 形機関は、当社に永年にわたって蓄積されたディーゼル機関の設計および製作に関する高い技術力を基礎として開発したもので、経済性、保守整備性、耐久性および信頼性に優れた機関である。

その一番機は既に就航を開始したが、本機関が真にユーザー各位に信頼される機関たりうるか否かは、今後の就航実績いかんにある。今後きめ細かく就航実績を追求し、より高い経済性、信頼性のある機関に育ててゆく所存である。

委員会報告要旨

軸系船尾側アライメント

軸系研究委員会

推進軸系の設計にあたって、軸系アライメントをどの様に調整するかということは、軸系の良好な作動状態を得るために極めて重要である。

従来は、すべての軸受支点が一直線上に並ぶストレートアライメントとして設計されることが多かった。

しかし、近来、船舶の大型化、超高速化による一軸当りの出力増大に伴って、プロペラおよびプロペラ軸の重量も増加する傾向にあるため、このような軸系の軸受、特に過酷な条件下にさらされる船尾管後部軸受の軸受条件を緩和するために、スロープアライメントを採用し、軸系全体のバランスを考慮した上で、アライメントを決定する例が多くなって来ている。

アライメントに影響する要素としては、軸系の静的荷重、動的外力、船体のタワミ、軸受の摩耗、据付誤差など複雑多岐にわたっているが、ここでは、静的荷重のみを対象とし、油潤滑船尾管を採用した実船の軸系をベースに、アライメントのあり方について検討を試みた。

結論としては、船尾管後部軸受の前端部を起点として、船尾側ヘスロープを与える方法が、船尾管後端部軸受条件の緩和に最も効果があり、なおかつ、船尾管後部軸受長さ(l)を従来の $l=2.5d$ (d =プロペラ軸径)から $2d$ あるいは $1.5d$ と短縮するほど、その緩和効果を著しく増大させ得る傾向にあることが判明した。(会告参照)