621.436.019

うず流室式ディーゼル機関の圧力上昇率と連絡孔の関係*

長尾不二夫**, 池上 詢**, 宮下直也***

The Relationship between Rate of Pressure Rise and
Connecting-Passage Area in a Swirl
Chamber Type Diesel Engineby Fujio NAGAO, Makoto IKEGAMI,
and Naoya MIYASHITA

This paper is a sequel to the investigation on effects of connecting passage area of divided chamber type Diesel engine on knock intensity: The rates of pressure rise in the auxiliary-and the main chambers of a swirl chamber type engine were measured from indicator cards under a light load. The test results are summarized as follows: Above 1000 rpm of the engine speed, the rate of pressure rise in the swirl chamber and the amplitude of detonation-like pressure oscillation rapidly augment as the area ratio of the passage is reduced. The relationship between rates in the main chamber and in the swirl chamber can be classified into three stages according to the ratio. In the smallest ratio range the gas flowing out from the swirl chamber is delayed by the connecting passage, thus resulting in a relatively low rate of pressure rise compared with that in the main chamber. In the intermediate area range the rate in the main chamber is nearly equal to that in the swirl chamber. The larger area ratio gives higher rate than in the swirl chamber because of combustion in the main chamber due to easier outflow of unburned fuel.

1. 緒 言

前報⁽¹⁾では、副室式ディーゼル機関のノックの強さを支配する要素として、主燃焼室と副室とを結ぶ連絡孔面積をとりあげ、主燃焼室では燃焼は起らないものと考えてその影響を検討した結果、予燃焼室式機関程度の連絡孔面積であれば、副室内の急激な圧力上昇は連絡孔によって緩和されるので、予燃焼室内の急激な圧力上昇自体が直接ノックの原因とはならないことを見出した。しかし、うず流室式のように連絡孔面積が比較的大きく、主燃焼室容積比が比較的小さい場合には、うず流室での圧力上昇はそのまま主燃焼室へ伝わるから、主燃焼室では燃焼が起らなくても圧力上昇率は高く、ノックは防ぎえないと述べた。

一方、Ricardo はスリーブ弁付き機関でうず流れの強さを変えて試験したところ、その強さを増すほど性能はよくなるが、ある程度以上ではノックが強くなって運転が荒れ、性能も低下することを見出した⁽²⁾。また前報では⁽³⁾、燃料の噴射方向によってうず流室内の

圧力上昇率は変り、燃焼室の中心方向に噴射するときには燃焼騒音が高く、気流に沿って燃焼室壁に近づくにつれて圧力上昇率が低下する傾向を見出した。

本研究では、実際のうず流室式機関において連絡孔を狭くしていくと、圧力変化がどのように影響されるかについて、正確なインジケータ線図をもとにして調べ、燃焼騒音軽減の手がかりを得ようと試みた。

2. 実験装置

供試機関は水冷単シリンダ機関(ヤンマーディーゼル, ST95 形を実験用に改造したもの)であって、そのシリンダ径および行程は、それぞれ 95 mm および 115 mm、定格出力は 7PS (1400 rpm) である。燃焼室には、第1図のような Ricardo Mk. I 形を用いた。ここに、圧縮比は 16.0、副室容積比は 65% であり、噴射ポンプには Bosch 形 PE1A70B100、噴射ノズルには DN30S2、燃料には A 重油(比重: 0.845, セタン価: 45)を用いた。

うず流室および主燃焼室の圧力は抵抗線式インジケータ(共和電業, PHF-7B)を用いて測り、これらを第1図のように燃焼室壁に直接取付けて取出し管による気柱振動の害を受けぬようにし、2要素形陰極線オ

* 昭和 38 年 3 月 19 日 関西支部第 38 期定時総会講演会において講演, 原稿受付 昭和 38 年 7 月 27 日。

** 正員, 京都大学工学部(京都市左京区吉田本町)。

*** 准員, 京都大学工学部。

シログラフに描いて写真撮影した。

3. 実験結果

うず流室式機関は一般に比較的大きな連絡孔面積を有し、かつ、主燃焼室容積比が小さいので通常の回転数ではうず流室内に急激な圧力上昇が起ると、それが主燃焼室へそのまま伝わることを前報で述べた⁽¹⁾。また、高速度写真で燃焼状況を調べたところによれば⁽³⁾⁽⁴⁾、燃料を気流に載るような方向に噴射すると主燃焼室への燃料の流出が促されるが、中心方向に噴射するとうず流室の中心部に集まり、かつそこで急激な燃焼が起って高い圧力上昇をきたす。そこで、比較的少量の燃料を燃焼室の中心部に向けて噴射して主燃焼室で最初に燃える燃料の量を少なくし、しかもうず流室内で急激な圧力上昇を得るような条件で実験を行なった。

W: うず流室用インジケータ
H: 主燃焼室用インジケータ

第1図 燃焼室断面ならびにインジケータ取付位置

第2～4図はかような条件で4種類の連絡孔ピストン面積比 (f/F) についてインジケータ線図をとり、解析した結果を示す。ここに示した測定値は2～5枚のインジケータ線図を平均したものであり、また、噴油量は燃料ポンプのラックの位置を固定した場合のものである。

第2図の発火遅れ、主燃焼室内最高圧力および毎行程噴油量および第3図のうず流室 (W) および主燃焼室 (H) の最高圧力上昇率、ならびに回転数 1400 rpm のときのインジケータ線図例 (第4図) から、次の諸点が明らかとなった。

第2図 各連絡孔面積比に対する発火遅れならびに主燃焼室内最高圧力

第3図 各連絡孔面積比に対する最高圧力上昇率

(1) うず流室内の最高圧力上昇率は連絡孔面積比を小さくするほど概して高くなる。

(2) 連絡孔面積比が1.3%以上の場合には回転数にかかわらず主燃焼室内圧力上昇率がうず流室より高いが, 0.75%の面積比では1000 rpm以上でこの関係は逆になり, 主燃焼室の圧力上昇率が低い値を示す。

(3) 連絡孔面積比0.75%の場合には800 rpmのとき比較的静粛になる。その回転数以上でも以下でもノックを起す。1.9%以上では, 低速では一般に圧力上昇率は低く, 静粛である。

(4) インジェクタ線図によれば, 連絡孔面積比をかえると圧力上昇後の振動の様相, すなわち振動周期ならびに振幅にかなり変化がみられる。第1表に各燃焼室の主要振動数の実測値を示す。これによると, 面積比2.2%では, 両燃焼室の振動数は1.9 kc/sではほぼ一致し, 逆位相となっているから, ガスは連絡孔を出入りし, あたかもヘルムホルツの共鳴器のような振動姿態となるものと考えられる。連絡孔面積比が1.9%以下では, 両燃焼室の振動数は異なる値を示し, うず流室では9~13 kc/s, 主燃焼室では4~4.5 kc/sとなる。連絡孔面積を小さくしても振動数にはあまり変化はないが, 振幅は急激に増す。

また, 実験条件を変えて試験した結果を第5図に示す。ここに, 噴射ノズルにはDN8S1を用い, 燃料がうず流れに載るように燃焼室中心より8°の角をもって順流方向に噴射し, 正味平均有効圧を2.0 kg/cm²一定で機関騒音をマイクロホンで測った。同図の最大振

幅は陰極線オシログラフに描かれる騒音波形の最大振幅(相対値)を読んだものであり, 騒音レベルは指示騒音計による度数分布の中央値を示す。これより, 高速時では連絡孔面積比が0.75%および1.3%の騒音レベルならびに振幅はほぼ等しく, 1.9%および0.53%のときよりも大きな値となることがわかる。なお, さきの定噴油量試験で0.53%を試みたときには, 間欠的に発火するため測定できなかった。また, 面積比が0.53%および0.75%の場合は, 低速で強いノックが認められ, 回転数が800 rpm以下になると振幅は急増してある回転数で最大となり, ごく低速ではふたたび小さくなる。この現象は, 予燃焼室式機関でみられるアイドルノックと似ており⁽⁵⁾⁽⁶⁾, 連絡孔面積比を小さくするほどその傾向が強くなる。

4. 燃焼室内圧力振動に関する考察

第1表に示した各燃焼室の圧力振動はほぼ3種類に分類できることがわかった。考えられる振動の形としては, (i) うず流室内の基準振動, (ii) 主燃焼室内の基準振動, および (iii) うず流室と主燃焼室で形成さ

第1表 燃焼室内主要振動数実測値
(第4図による)

f/F %	うず流室内 kc/s	主燃焼室内 kc/s
0.75	8.9	4.1
1.3	9.8	4.3
1.9	12.9	4.5
2.2	1.89	1.93

回転数: 1400 rpm, 噴射時期: -14° TDC, タイムマーク: 1/1000 s

第4図 インジェクタ線図の例

れる結合共鳴器としての振動の三つがある。以下に、これらを簡単に説明する。

(i) うず流室の球状空どう内の振動姿態は音響学で理論的に求められている⁽⁷⁾。その結果として、第2表に規準振動の最低次の姿態とその振動数の算式を示す。ここで、 a は音速、 d は球の直径を表す。単純な姿態としては、軸対称に等圧面をつくる場合(ν_{WA})と、流体が球内を左右に往復運動し、あたかも両端閉鎖管内の音場のような姿態(ν_{WD})とが含まれ、振動数は後者が低い。

(ii) 主燃焼室内の規準振動は、シリンダを円筒形空どうと考えるとその径を D とすると、さきの場合と同様に2種類の基本振動数(ν_{HA} , ν_{HD})が考えられ、径対称形のほうが低い値となる。なお、表に示した値は軸方向の厚みの影響は考慮されていないから、実測値はこれより低くなると予想される。

(iii) 結合共鳴器の音響理論に従うと、容積 V_1 , V_2 の2室を結ぶ穴の導伝率を G とすれば、穴を通過するガスの流量 q に対して次のような自由振動の方程式が成り立つ⁽⁷⁾。

$$\frac{d^2 q}{dt^2} + a^2 G \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right) q = 0 \dots \dots \dots (1)$$

ここで、穴が円形でその長さが小さいならば導伝率 G は穴の直径に等しいが、任意の形の穴ではそれと面積の等しい直径 d_0 なる円形孔の導伝率で近似できる。穴の長さ l が d_0 に対して無視できない場合には、 G は次のように修正される。

第5図 定負荷($p_e=2.0 \text{ kg/cm}^2$) 運転による騒音レベルおよび騒音波形最大振幅の比較

第 2 表

振 動 系 (関連ある燃焼室)	規準振動の 等 圧 面	最低次基準振動数	供試機関に対する計算値 $a = 750 \text{ m/s}$
球 状 空 だ う (う ず 流 室)		$\nu_{WA} = 1.430 \frac{a}{d}$ (軸対称)	29.0 kc/s $d = 37 \text{ mm}$
		$\nu_{WD} = 0.633 \frac{a}{d}$ (径対称)	12.8
円 筒 形 空 だ う (主 燃 焼 室)		$\nu_{HA} = 1.218 \frac{a}{D}$ (軸対称)	9.60 kc/s $D = 95 \text{ mm}$
		$\nu_{HD} = 0.586 \frac{a}{D}$ (径対称)	4.63
結 合 共 鳴 器 (両 燃 焼 室)		$\nu_R = \frac{a}{2\pi} \left(\frac{f}{F} \right)^{1/4} \sqrt{\frac{D \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right)}{1 + \frac{4}{\pi} \frac{l}{D} \left(\frac{f}{F} \right)^{-1/2}}}$	1.93 kc/s (0.75%) $V_1 = 35.3 \text{ cm}^3$ 2.39 (1.3%) $V_2 = 19.0 \text{ cm}^3$ 2.76 (1.9%) $\left\{ \begin{array}{l} l = 10 \text{ mm} \\ l = 15 \text{ mm} \end{array} \right.$ 2.63 (2.2%) (2.2% のみ)

$$G = \frac{d_e}{1 + \frac{4l}{\pi d_e}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

したがって, 自由振動数 ν_R をシリンダ径 D , 連絡孔面積比 f/F などを用いて表わすと,

$$\nu_R = \frac{a}{2\pi} \left(\frac{f}{F} \right)^{1/4} \sqrt{D \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right) \left\{ 1 + \frac{4}{\pi} \frac{l}{D} \left(\frac{f}{F} \right)^{-1/2} \right\}^{-1}} \quad \text{c/s} \quad \dots\dots\dots (3)$$

なお, (iii) のように共鳴器が結合している振動系であっても, それによって各室内の規準振動数は変わらないことが示されている⁽⁷⁾.

実験結果と比較するには, まず音速 a を推定しなければならない. 圧縮初めの温度, 圧力をそれぞれ T_b , p_b , 外気の温度, 圧力, および音速を T_0 , p_0 , a_0 とし, 残留ガスの影響を無視すると, 体積効率 η_v は

$$\eta_v = \frac{p_b}{p_0} \frac{T_0}{T_b}$$

最高圧におけるガス温度 $T_{\max}$ と T_b との関係は, 最高圧力がちょうど上死点で得られたものとする,

$$\frac{T_{\max}}{T_b} = \frac{1}{\epsilon} \frac{p_{\max}}{p_b}$$

ここに, ϵ : 圧縮比. これを η_v で書改めると,

$$\frac{T_{\max}}{T_0} = \frac{1}{\epsilon \eta_v} \frac{p_{\max}}{p_0}$$

または

$$\frac{a}{a_0} = \frac{1}{\sqrt{\epsilon \eta_v}} \left(\frac{p_{\max}}{p_0} \right)^{1/2} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで, $\epsilon=16.0$, $\eta_v=0.80$, $a_0=340$ m/s としてインジケータ線図から求めた最高圧力* による音速の平均値は 750 m/s である.

W: うず流室 (実線), H: 主燃焼室 (点線)
第6図 各回転数における最高圧力上昇率, 圧力上昇初めおよび終り

* この場合の最高圧 $p_{\max}$ としては, 圧力振動の中心値を用いた.

供試機関の諸元を用いて各振動数を計算した結果を第2表に示す. これを第1表の実測値と比べると, 連絡孔面積比 $f/F=2.2\%$ 以外ではうず流室内の振動数は ν_{WD} のほうに近く, 主燃焼室は ν_{HD} に接近していることがわかる. $f/F=2.2\%$ では, 両燃焼室の連成による振動とみなしてよいが, 理論値は実測値よりかなり大きな値となっている. これは連絡孔からみてかなり奥行が深く広がっている主燃焼室を単に容積のみ考えた結果, ガスの慣性を小さく見積りすぎたことになったためと考えられる.

5. 圧力上昇率に及ぼす f/F の影響

5.1 うず流室内圧力上昇率 第6図は, 実験結果をもとにして燃焼室内圧力上昇率に及ぼす連絡孔面積比 f/F の影響を各回転数について示したものである. 回転数 1000 rpm 以上では, うず流室内の最高圧力上昇率 $\dot{p}_W$ は図のごとく両対数目盛上ではほぼ直線となるから,

$$\dot{p}_W \propto (f/F)^{-(2.3 \sim 3.0)} \quad \dots\dots\dots (5)$$

と表わされ, f/F をわずかに変えても $\dot{p}_W$ は非常に大きく変化することがわかる. これは, f/F を小さくして

いくとうず流室内の燃焼が等積的に行なわれるようになることや, うず流室内への空気の流入速度が増し, それにつれて混合気の形成速度が増したことが考えられる.

Sitkei は, Свиридов が不均一混合気の形成速度と化学反応速度との関係を調べた結果をディーゼル機関に適用して, 圧力変化の形を次のように分類している⁽⁸⁾. すなわち,

(1) 反応速度が混合気形成速度より大きい場合には, いわゆる拡散形燃焼となり, 圧力曲線は第7図曲線 I のように上にとつとなる. これは発火遅れが短いときの燃焼状況に相当している.

(2) 混合気の形成速度が反応速度にくらべて高いとき, たとえばガソリン機関のように均一な混合気があらかじめ存在し, 火災伝播により燃焼が進行するような場合には, 曲線 III のように圧力は S 字形を描いて上昇する.

(3) 混合気形成に要する時間が反応時間と一致すると、混合気形成と前酸化 (pre-oxidation) の二つの相が混在し、場所的に濃度の不均一が増す。かような場合には燃焼は著しくすみやかに行なわれ、圧力上昇はデトネーション状の振動を伴ってIIのようになる。

本実験のように f/F を小さくしても圧力曲線はIIの形に近づくから、熱炎発生前の状況は流入気流の強さによって著しい影響を受けるものと考えてもよからう。また、このような状況はガソリン機関の点火に着火油を用いる場合にもみられ⁽⁹⁾、ある条件ではきわめて急激な圧力上昇をきたし、炎写真で観察すると燃焼室内の多数の箇所から発火する。

第8図は回転数 1400 rpm について、各燃焼室における圧力振動の最大複振幅を調べた結果を示す。うず流室内の圧力振動は $f/F=1.9\%$ でもっとも弱く、これより f/F を小さくすると振幅は増加する。2.2% のときにも 1.9% の場合より大きな振幅を示すが、これはデトネーション状の振動ではなくて、両燃焼室が連成して生ずる過渡振動である。その振幅は、 f/F が大きいほど増大することを前報の水模型による研究で明らかにしたが⁽¹⁰⁾、うへの事実はこのことによって説明することができる。

5.2 主燃焼室内圧力上昇率と f/F の関係 ふたたび第6図をみると、 f/F と主燃焼室内圧力上昇率との関係は、うず流室の傾向とは著しく相違し、回転数が 1000 rpm 以上では曲線が~形となる。第6図の上半分には各燃焼室における圧力の急上昇の初めと終りの時期を示す。連絡孔面積比をかえれば主燃焼室内の圧力上昇の相対的な時期はかなり変化するが、この場合にも 1000 rpm 以上では同一の傾向が認められる。主燃焼室内の圧力上昇率の傾向は 1400 rpm の場合を例にあげれば、圧力上昇率とその相対的な時期に関連して次のように説明できるであろう。

連絡孔面積が小さい場合 (a) には、うず流室の圧力上昇が終ってから主燃焼室の圧力上昇が始まり、主燃焼室内の圧力上昇は遅れ、かつうず流室内の圧力上昇は主燃焼室へ伝わりにくいので、主燃焼室内の圧力上昇率はうず流室にくらべて低い値を示す。連絡孔面積が大きくなるにしたがってうず流室の圧力上昇率は低くなるが、圧力上昇は主燃焼室へ伝わりやすくなり、

第7図 圧力変化の3形態

両者の圧力上昇率はb点付近からしだいに接近し、ほぼ同じ値になる。さらに面積を大きくすると、未燃燃料が主燃焼室へ多く流出するため主燃焼室で急激な燃焼が起り、c点より大きくすると圧力上昇率はうず流室よりはるかに高くなって、圧力上昇の終りもうず流室より主燃焼室のほうが早くなる。dの場合には両燃焼室のガスが連成振動をなし、圧力上昇の終りではこの振動のためにガスは主燃焼室からうず流室へ逆流するものと考えられる。以上のように考えると、c点ではうず流室の圧力上昇率が連絡孔面積を小さくするにつれて高くなる傾向と、主燃焼室への燃料の流出が制限される作用とが打消されて、主燃焼室での圧力上昇率は最低となるものと想像される。したがって、c-dの区間では連絡孔を狭くすることによって機関をある程度静粛にすることができるであろう。

なお、800 rpm 以下の低速では、上述のような傾向は認められず、 f/F が 2.2% の場合を除いてつねに主燃焼室の圧力上昇率はうず流室より高い。600 rpm では連絡孔面積を小さくするほど主燃焼室内圧力上昇率は高くなり、アイドルノックの傾向が増す。 $f/F=0.75\%$ のときには圧力上昇は主燃焼室およびうず流室で同時に開始し、かつ同時に完了するので、かなりの燃料が主燃焼室内で急に燃えたと考えられる。

6. 結 言

以上、うず流室式機関の連絡孔面積比が燃焼室内圧力上昇率に及ぼす影響について実験・検討した結果を要約すると次のようになる。

(1) 高速運転時では、うず流室における最高圧力上昇率は f/F を小さくするにつれて指数関数的に上昇し、それに伴ってデトネーション状の圧力振動の振幅

第8図 各燃焼室における圧力振動の最大複振幅

が大きくなる。

(2) 本実験の条件では, 主燃焼室の最高圧力上昇率は連絡孔面積比が比較的大きいときには, うず流室内よりかなり高いが, 面積比を小さくすると主燃焼室への燃料の流出が遅れるのである点で最低になる。さらに小さくしていくと, うず流室内の圧力上昇が増し, それにつれて主燃焼室内の最高圧力上昇率は高くなる。ある面積比以下では燃料の流出が遅れ, かつうず流室内の急激な圧力上昇率は主燃焼室へ伝わりにくくなるので, うず流室にくらべて主燃焼室の圧力上昇率は低くなる。

(3) 各燃焼室内の圧力振動の形を大別すると, うず流室内および主燃焼室内の各径対称形規準振動および両燃焼室を連絡孔で結合した共鳴器と考えられる場合のいずれかが顕著であり, 後者は連絡孔面積の大き

いときに認められ, 前2者は連絡孔面積比を小さくするほど強くなる。

なお, 本研究は昭和36年度文部省科学試験研究費によって行なわれた研究の一部であることを付記する。

文 献

- (1) 長尾・ほか2名, 機械学会論文集, 29-198 (昭38-2), 395.
- (2) H. Ricardo; *The High-Speed Internal Combustion Engine*, (1953), 94, Blakie & Son, London.
- (3) 長尾・ほか3名, 機械学会論文集, 27-183 (昭36-11), 1874.
- (4) 長尾・ほか3名, 機械学会論文集, 25-160 (昭34-12), 1324.
- (5) 長尾・ほか2名, 機械学会論文集, 24-144 (昭33-8), 599.
- (6) 長尾・ほか4名, 機械学会論文集, 28-192 (昭37-8), 991.
- (7) 伊藤, 音響工学原論, 上巻, (昭33), 267, コロナ社.
- (8) G. Sitkei, *Periodica Polytechnica*, 5-1 (1961), 48.
- (9) 長尾・ほか3名, 機械学会論文集, 23-132 (昭32-8), 579.
- (10) 長尾・ほか2名, 機械学会論文集, 29-198 (昭38-2), 401.

スリップしにくいブチルゴム製タイヤ

ブチルゴム製タイヤは, 高ヒステリシス性で弾性が少ないため, 自動車のスリップを起しにくいという。

Esso Research 社の C. W. Umland 氏は, ブチルゴムのタイヤに対する適性について, 論文を機械技術者協会のシンポジウムに提供している。

ブチルゴムの構造が, 他の炭化水素エラストマー(ポリブタジェン, 天然ゴム, SBR)に比べて, 炭素原子に結びついている側鎖が交互にあって密なために, 側鎖が互いに干渉してヒステリシス性を高めており, 衝撃力に対する応答もおそい。またブチル鎖のかさばりがエネルギーを吸収するという特性をなしているとしている。

力学的特性の実験では, ブチルゴムは周波数の少ない時には天然ゴムよりもやわらかく, 温度 60°C, 10 000 c/s 以上になると天然ゴムのほうがやわらかい。ただし, 速度 60 mile/h で周波数は約 100 c/s と考えられるから, 実際的には問題はない。

ペダル圧を増していった減速率を調べた実験においては, ブチルゴム使用のタイヤではスライディングの起る直前の摩擦係数のピークは静的摩擦係数に変化を示し, スライディングの摩擦係数は普通タイヤの場合よりも大きい。これは純ヒステリシス損に抵抗する密着力のよさと考えられている。

ブチルゴムのコーナリングフォースは, SBR タイヤに比較して, 乾燥路面で 27%, ぬれた路面で 15% 高い。曲り角における急ブレーキの実験においてもほぼ同様の結果を示し, 運転者のすべりからの回復反応はブチルゴムのほうが著しくよかったと報告されている。

燃料の消費量は, エンジン能力の小さいものではブチルゴムタイヤが SBR タイヤのものより多少多いがエンジン能力が大きいものでは大差はない。

[Engineering, 196-5072 (1963), 5]

(日本科学技術情報センター提供)

燃料電池が内燃機関に代る

将来の自動車は燃料電池から動力を得ようになるだろう。

この装置はガソリンやディーゼル油のように精製した燃料でなく, 低価格の燈油や原油で運転できる。燃料を多量にたくわえて, 燃料のエネルギー変換効率を3倍になる可能性があるため, 燃料電池は現在の自動車機関にとって代って相当な燃料節約をすることになる

う。

フロリダ大学の科学者達は, このような電池を取りつけ, 4 個の別々の電動機で走る自動車を計画している。将来飛行機や潜水艦さえもこの新形動力装置で動力を得ようになるかも知れない。

[Sci. News Letter, 84-5 (1963), 77]

(日本科学技術情報センター提供)