

日立ブルドーザの進歩

— T 13 を中心として —

Recent Progress of Hitachi Bulldozers

— Mainly Refers to the T 13 —

上 田 浩 二*
Kôji Ueda

内 容 梗 概

日立製作所で開発した、17 t 級 T 13 ブルドーザは、各部に新しい技術が盛り込まれている。これらのうち、主として構造機能上の進歩を述べるとともに、ブルドーザ特有の数多い研究の中から、光弾性実験によるトラクタリンクの応力測定と、高圧大容量油圧バルブに関する研究を紹介した。

1. 緒 言

ブルドーザは、わが国では戦後急速に発展した建設機械の中心的存在である。十数年の試練を経て、今や技術的に外国先進メーカーの製品に劣らぬほどに成長したといわれている。しかし果してそうであろうか。性能面はともかく、耐久力や使いやすさの点でなお一歩を譲っていたことはいなめない事実ではなかろうか。その原因は、経験の不足もさることながら、研究力の差が大きかったのではないかと考えられる。国産ブルドーザも、外国技術の摂取段階を経て、今や研究時代にはいっているといえる。地道な基礎研究が、独自の技術開発を誘起しつつある。

日立製作所が開発した T 13 ブルドーザは、こうした背景のもとに生まれた機種である。本稿では、T 13 ブルドーザの特長的機構を述べ、あわせて二、三の基礎的研究内容を紹介することとした。

2. T 13 ブルドーザ

T 13 ブルドーザは、重量 17 t、機関の作業時最大出力 150 PS で、広範な土工作业条件に適合するブルドーザである。ケーブル式と油圧式の両形式がある。外観を第 1, 2 図に、動力伝達系統を第 3 図に、主要仕様を第 1 表にそれぞれ示す。

2.1 エンジン

建設機械専用に設計された日立 B 60 ディーゼルエンジンを積載している。建設機械用として特に考慮された点は、

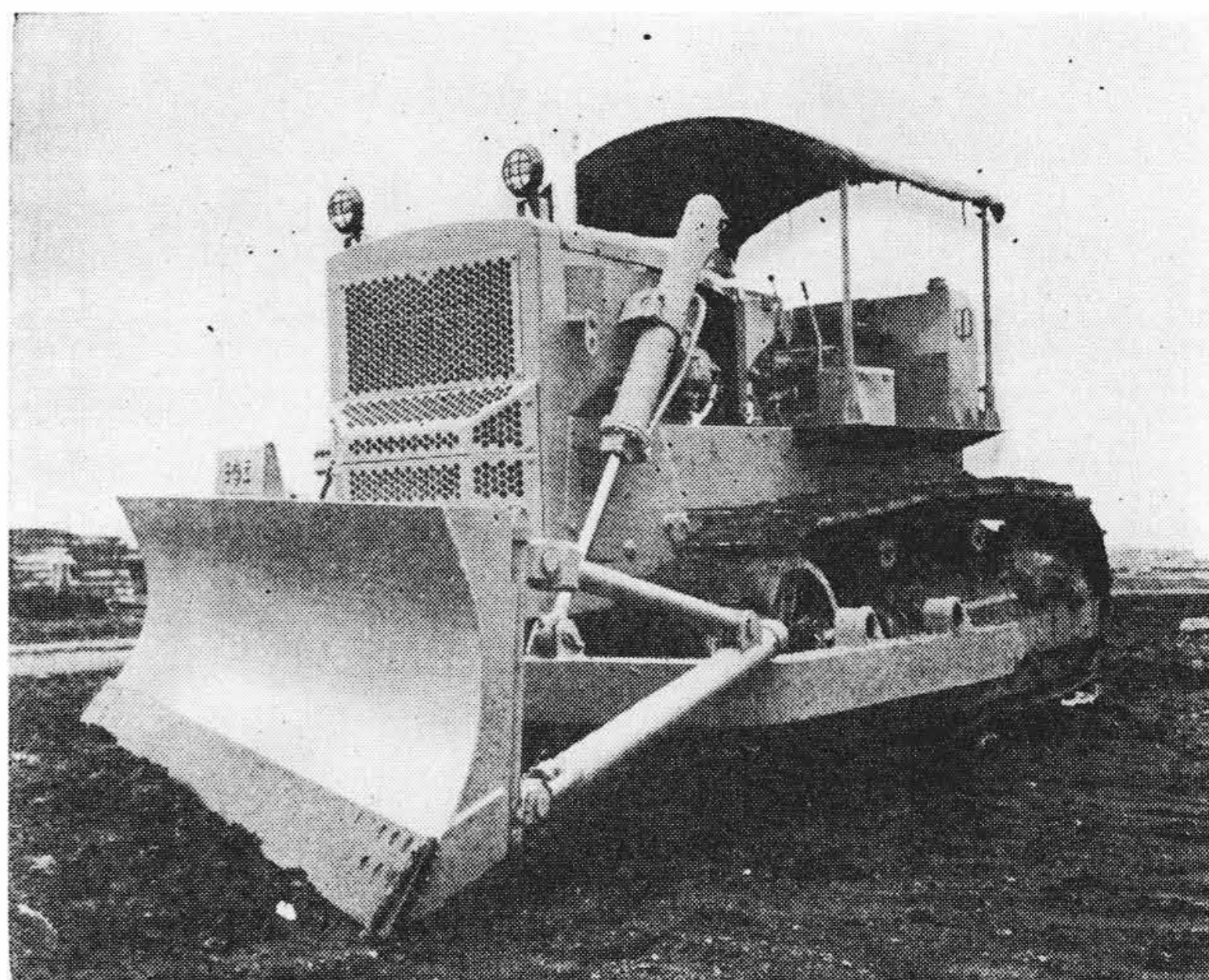
(1) 車体から受ける衝撃、振動に耐えるよう全体に剛性が大き

くがんである。

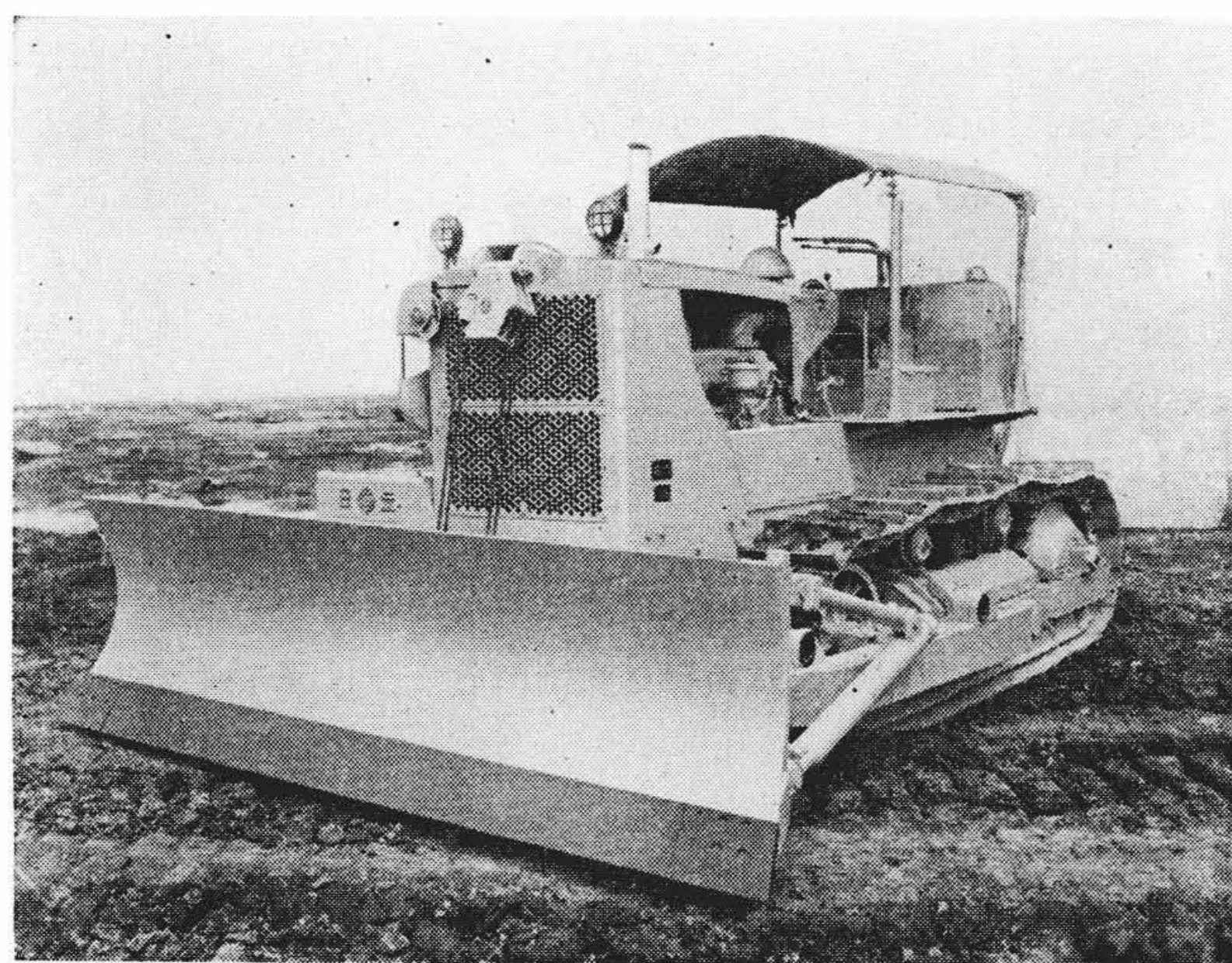
- (2) オイルジェットによりピストン裏側を強制冷却している。
- (3) 運転中、吸排気弁が自動的に回転して、常にバルブシート面のあたりを均一にする。
- (4) クランクケース後部より、大容量の補助動力を取り出すことができる。
- (5) トルクライズが大きく、粘りつよい。

などである。

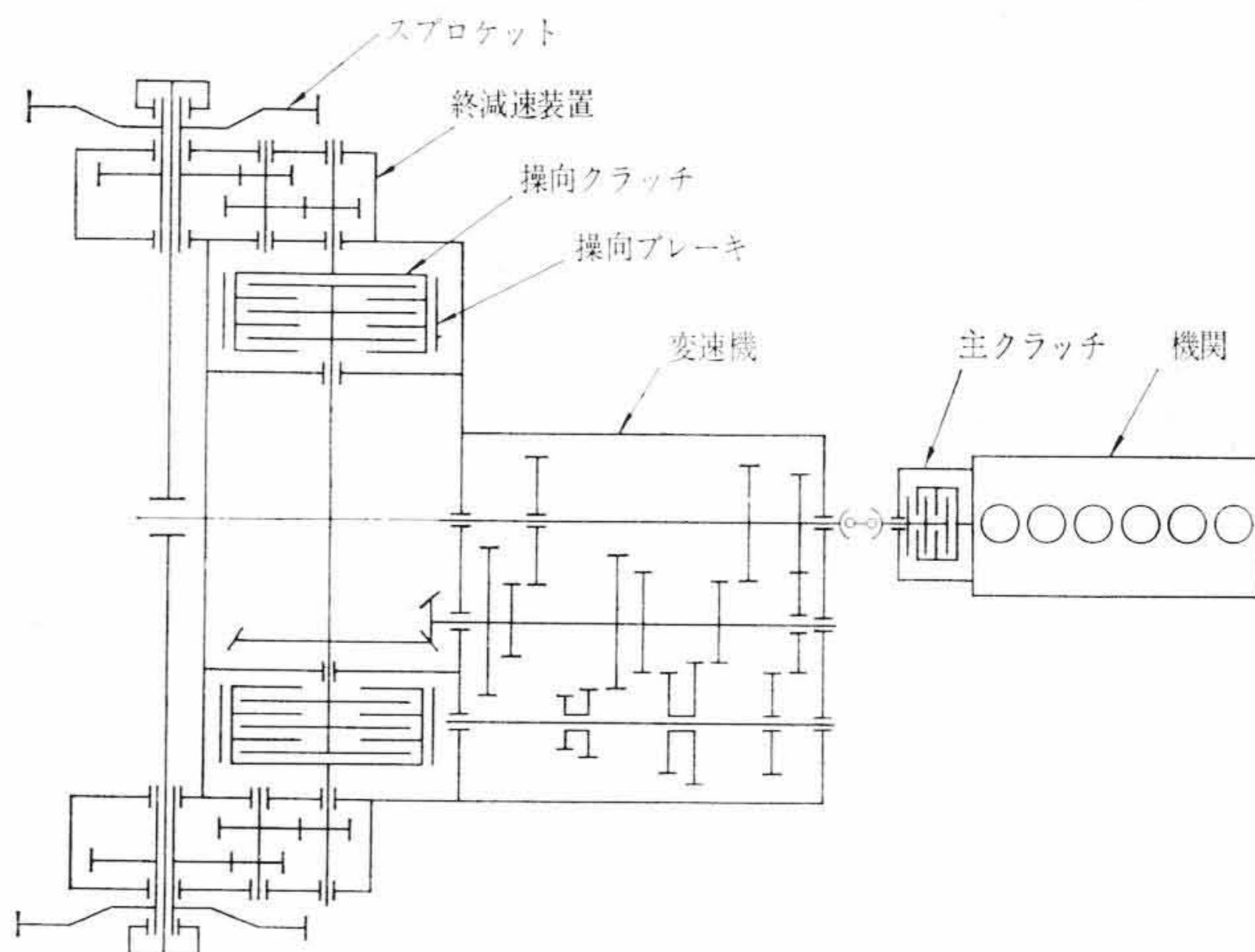
トルクライズ (torque rise) は、ブルドーザのように、不意に過大負荷がかかる機械にとって重要なもので、近年クローズアップさ



第 2 図 T 13 ブルドーザ (油圧式)



第 1 図 T 13 ブルドーザ (ケーブル式)

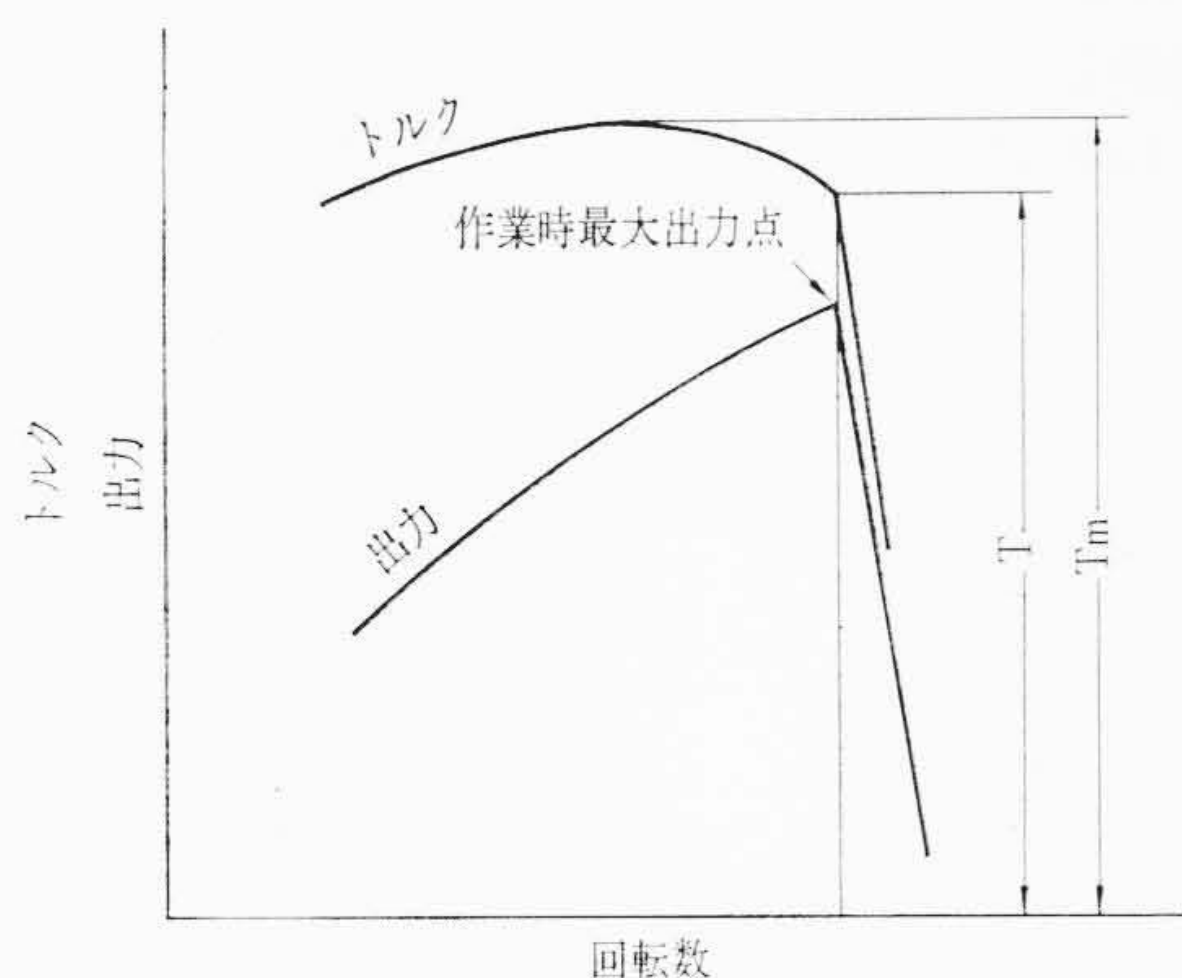


第 3 図 動力伝達系統図

* 日立製作所亀有工場足立分工場

第1表 T13 ブルドーザ仕様

諸元	全装備重量	17,000 kg
	全長	5,630 mm
	全幅	3,880 mm
	全高	2,815 mm
	最大牽引力	15,000 kg
	牽引出力	120 PS
機関車	前進 5 段	2.6~10.2 km/h
	後進 4 段	3.2~10.1 km/h
機関形式	日立 B60 ディーゼルエンジン	
	作業時最大出力	150 PS
	定格回転数	1,500 rpm
パワコントロールユニット(ケーブル式)		
形式	複胴多板クラッチ式	
ドラム径×幅	280×125 mm	
ケーブル容量	14φ×66 m	
油圧装置(油圧式)		
ポンプ形式	歯車ポンプ	
吐出量	340 l/m	
圧力	100 kg/cm ²	



第4図 トルクライズ

れた性能である。第4図に示すように、トルクライズは、次式で表わされる。

$$\alpha = \frac{T_m - T}{T} \times 100$$

ここに α : トルクライズ (%)

T_m : 最大トルク

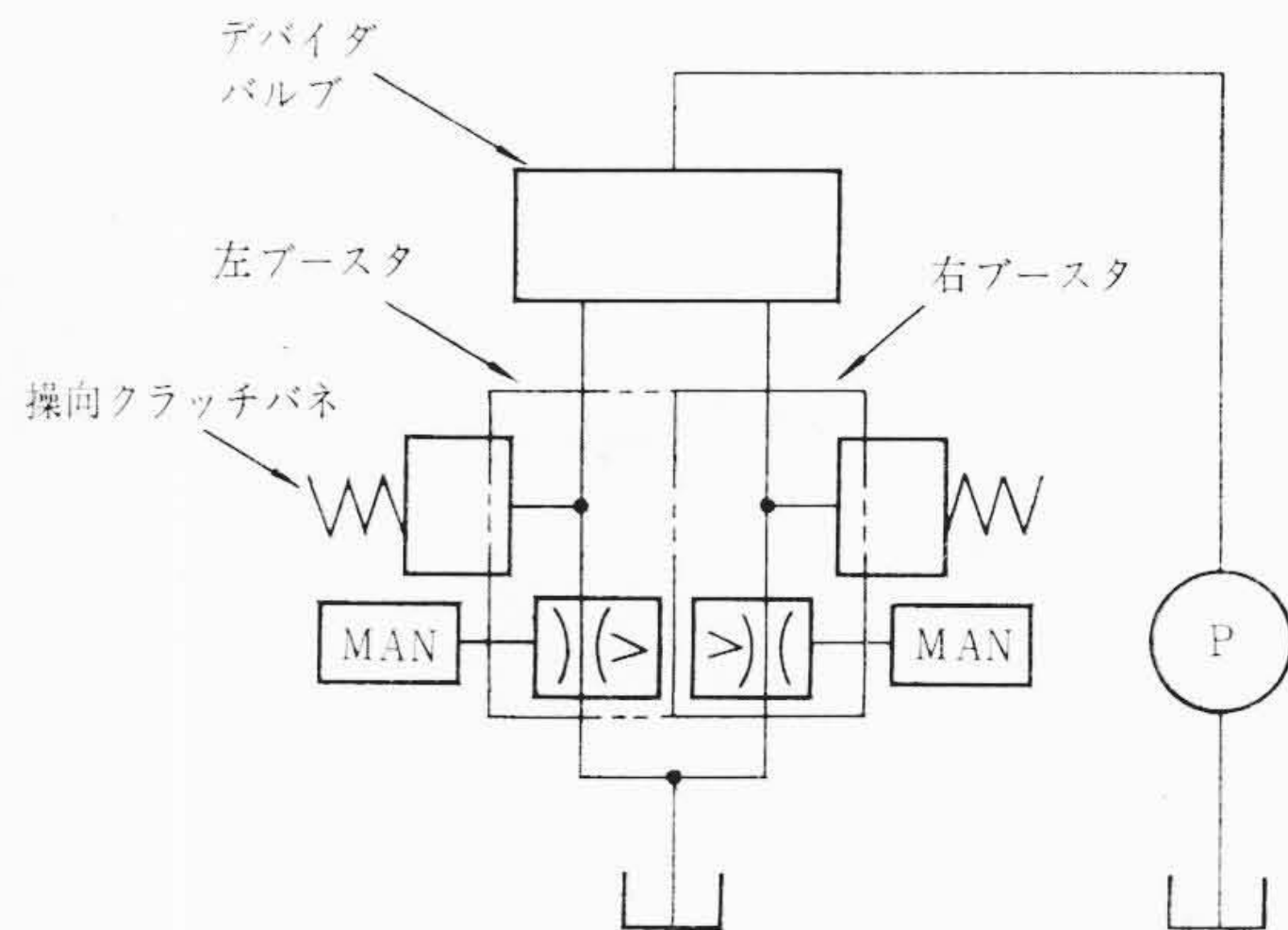
T : 作業時最大出力点におけるトルク

ブルドーザは、常時作業時最大出力付近で仕事をしている訳であるが、不意に過大負荷が加わったとすると回転は低下し、それに伴ってトルクが増大する。トルクライズの小さいエンジンは、エンジン停止を起こしやすいが、トルクライズが大きいほど過大負荷に耐え、エンジン停止の危険が少ないことになる。つまり粘りづよいことになり、作業性が向上するのである。トルクライズがいくらであればよいかということは、一概に決められないが、ブルドーザの場合、経験的に10%程度以上であることが望ましいといわれている。

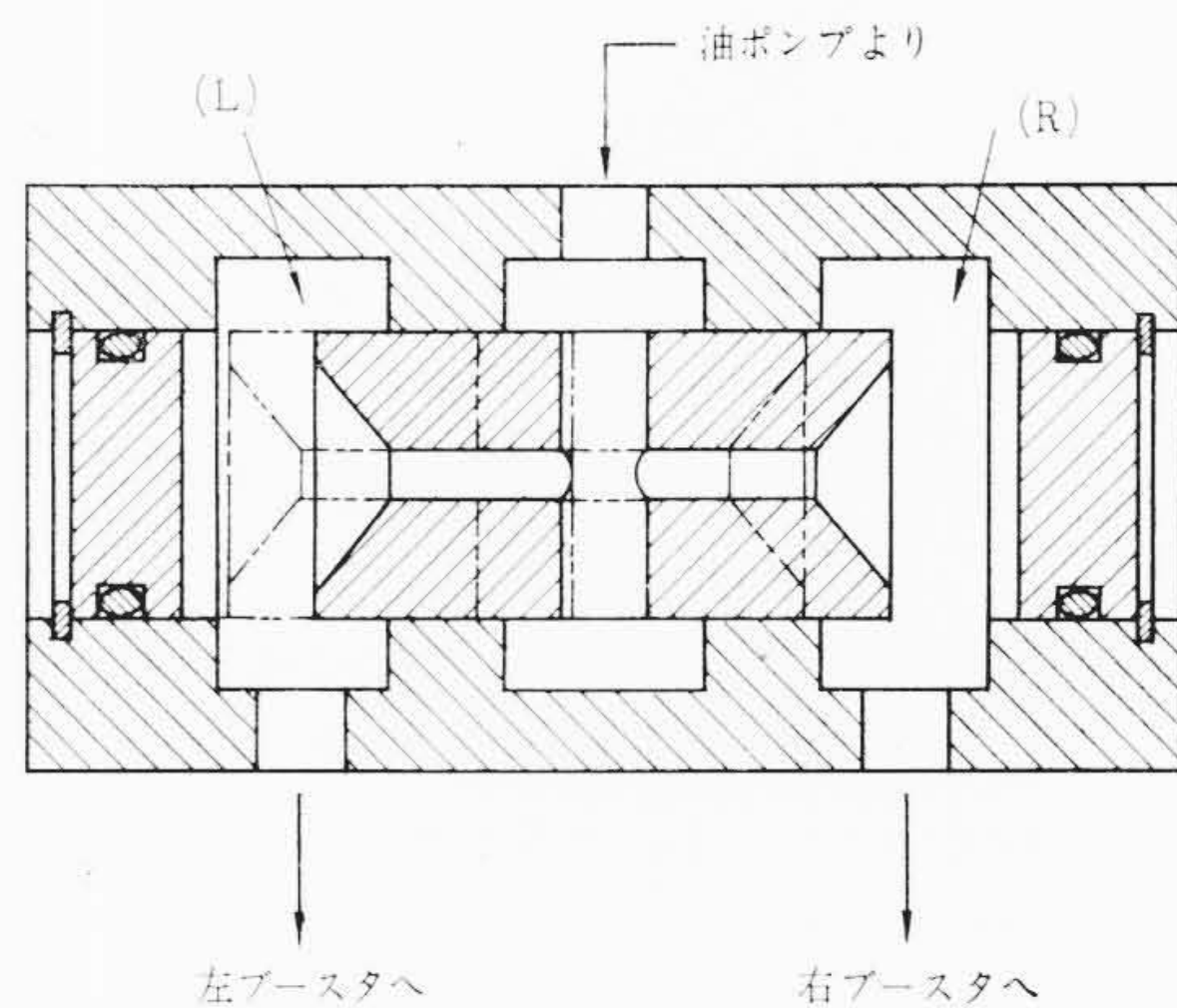
以上のほか、各部の耐摩性がよいことも特長である。最近、ブルドーザのエンジンは、5,000時間ノータッチであることが目標にされているが、これまでの耐久試験の結果から、この目標は十分に達せられている。

2.2 主クラッチ

油を強制循環させて、各部の潤滑と冷却を行なう、いわゆる湿式クラッチを採用している。摩擦板は、銅系の焼結合金表張りを有し、摩耗はきわめて少なく、その実績からみて半永久的な寿命を持っている。



第5図 操向クラッチ油圧操作機構回路図



第6図 デバイダバルブ

2.3 変速機

変速機における進歩は、従来のはねかけ潤滑から強制潤滑としたことである。油面は回転部に接触しておらず、油ポンプが、歯車と軸受に給油する。はねかけ潤滑の場合、かきまぜ損失は案外に大きく、この級では5~10 PSに達するのであって、強制潤滑の場合はこの損失がなくなり、有効出力を増す効果がある。

歯車と軸との結合は、インボリュートスプラインによっており、従来の角形スプラインに比し信頼度が増している。また、軸と軸との結合にはテーパセレーションを使用し強固である。

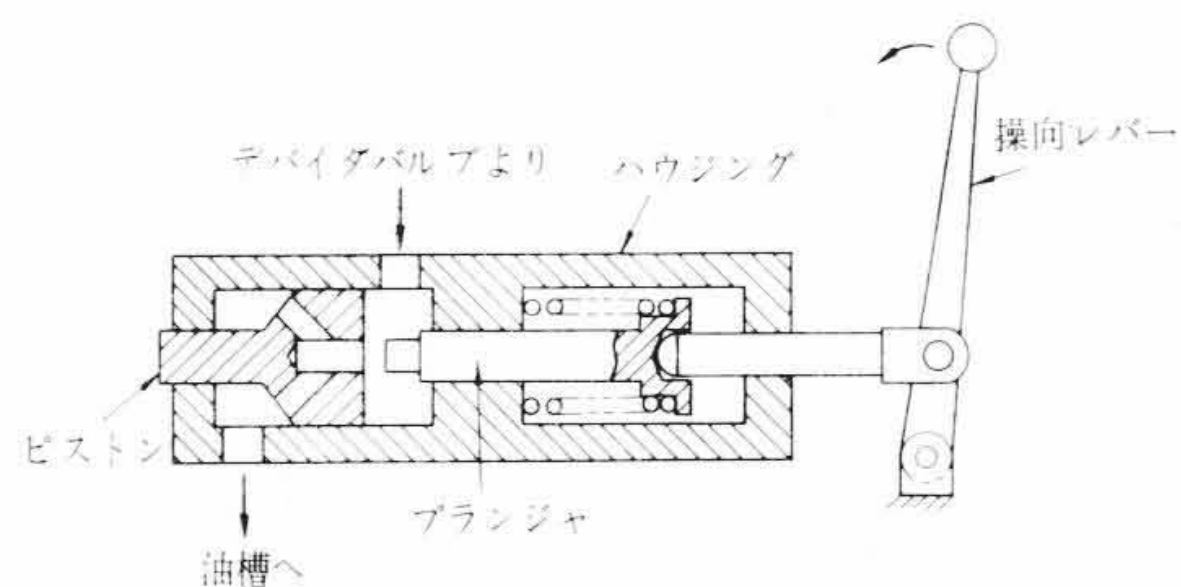
2.4 操向装置

操向クラッチ自体は変わらないが、その油圧操作機構にかなりの進歩が見られる。第5図は、油ポンプ、デバイダバルブ、油圧ブースタ、および左右の操向クラッチからなる、油圧操作機構の回路図である。

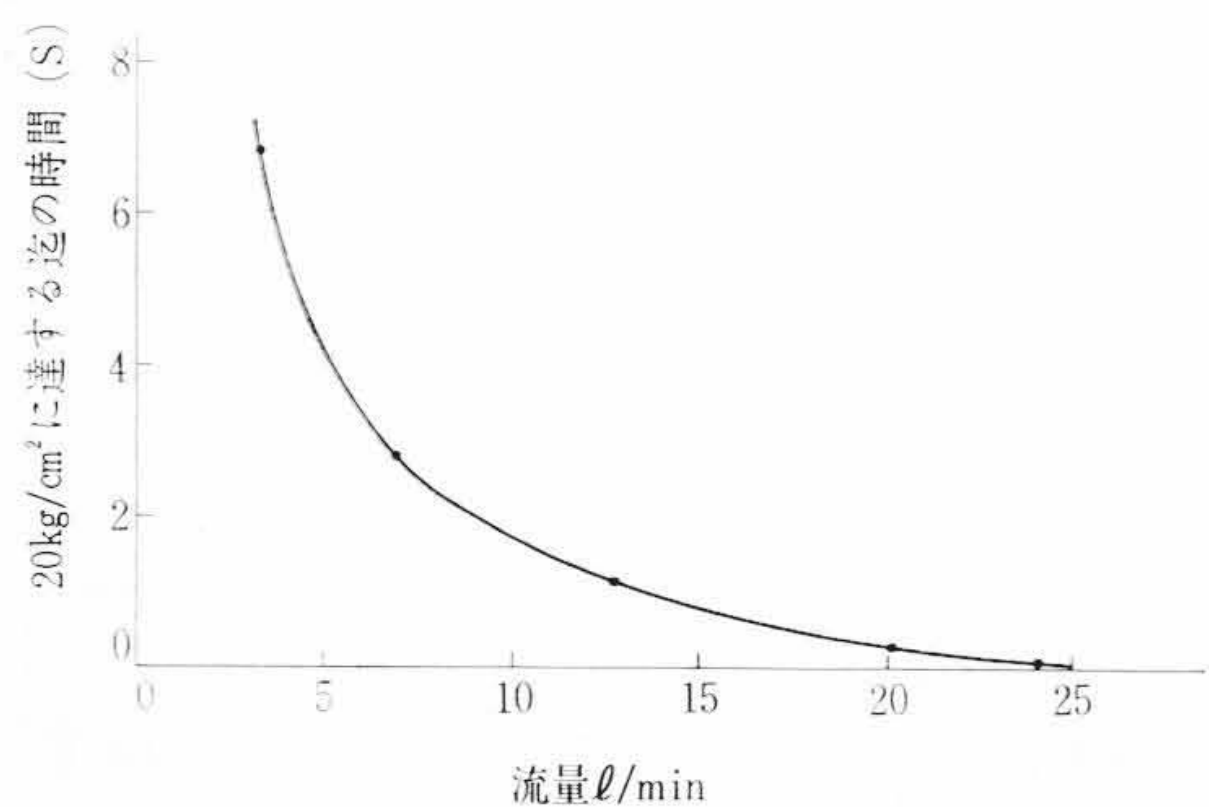
2.4.1 デバイダバルブ(分流弁)

デバイダバルブは、単一の油圧源により2個の動作部を、独立に、または同時に、操作することを可能ならしめるためのものである。第6図に示すようにハウジングとデバイダピストンからなり、ピストンは中心軸に沿って細い孔を有し、その両端に拡大部を持つ。

油ポンプから送られる油は、ピストンの中央からはいり、左右に分かれて細い穴を通り、左右の出口から出て、それぞれ左右のブースタに流れている。その流量は左右均等である。今、仮に右側のブースタの内部で油の流れを絞ったとすると、流量のバランスがくずれ、左側のブースタを流れる量のほうが多くなる。いっぽう、デバイダピストンの内部においては、流速が大きく抵抗損失があり、拡大部においても広がりによる損失がある。この損失は流量の影響を受けるので、上記の場合左側の圧力室(L)の圧力



第7図 油圧ブースタ



第8図 所定油圧に達するまでの時間と流量の関係

は、右側の圧力室(R)の圧力よりも小さくなる。この圧力差によってピストンは左側に動き、鎖線で示す位置にくると、左の出口で油の流れを絞ることになる。こうして左右とも流れが絞られるために、ポンプ吐出圧が高くなり、操向クラッチバネの力に打ち勝つに至ってクラッチを切るのである。デバイダピストンは、常に油の流れが左右均等になるように自動的に動く。このデバイダバルブを使用することによって、従来複雑な構造であった油圧ブースタがきわめて簡単な構造となった。

2.4.2 油圧ブースタ

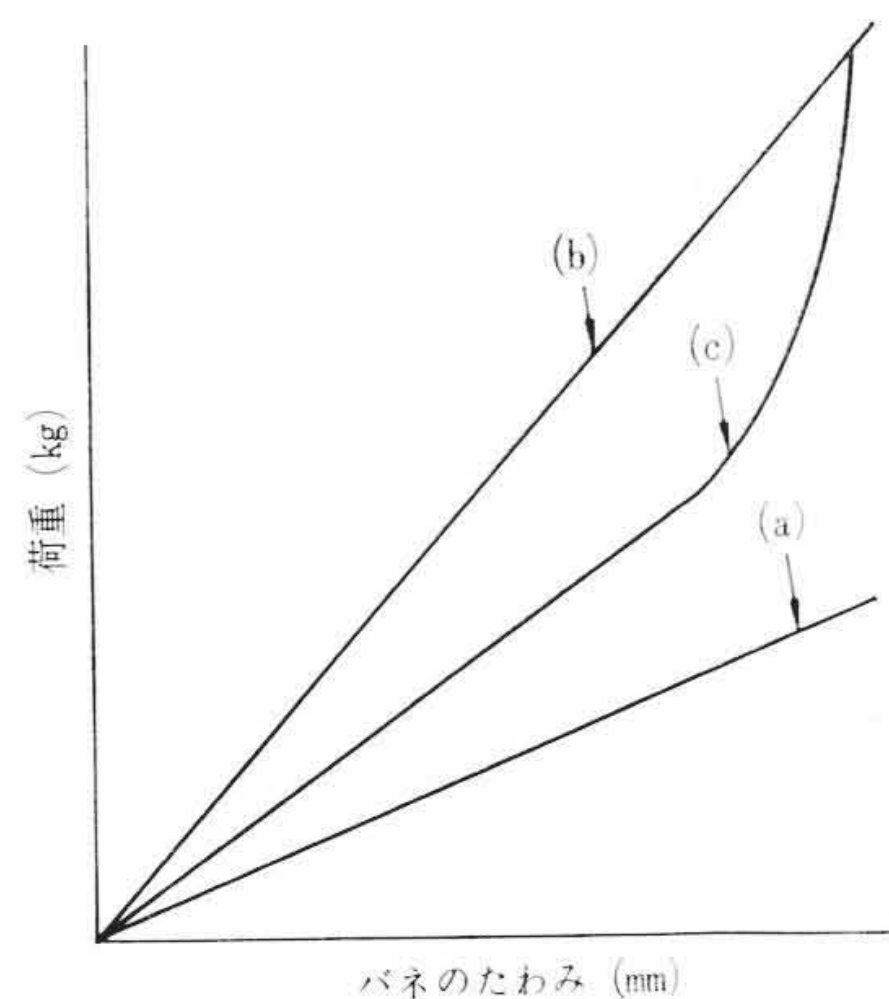
ブースタは、ハウジング、ピストン、プランジャからなる。第7図で操向レバーを引くと、プランジャがピストンに接近し、その先端部で油の流れを絞る。前項で「ブースタ内部で流れを絞る」といったのはこのことである。プランジャの先端は、径の小さい円柱に仕上げられており、ピストンにあけられた円孔の中にしっくりとはまる。つまり、油の流れを円柱の外周面で絞るのである。従来のものは、プランジャの先端およびピストンの穴が、いずれも面取りされており、円すい面で流れを絞っている。油の流れを絞ってから所要油圧に達するまでに時間的ずれが全くなければ問題はない。しかし、実際にはわずかながら時間のおくれが生ずるものである。その原因は、油中に混入する気泡、油の圧縮性、デバイダピストンの移動、その他が考えられる。第8図は、実例についての実験結果であって、ポンプ吐出量に対し、流れを閉めきってから規定圧力（20 kg/cm²）に達するまでの時間の関係を示すものである。流量を大きくとれば時間おくれは小さくなるが、コストやスペースの面でその大きさにも限度がある。円すい面で絞る構造のものは、このわずかな時間にピストンとプランジャが直接接触することになり、クラッチバネの力が直接にレバー操作力となるからスムーズな操作が得られない。上記おくれ時間は、普通で速度でレバーを引いた場合、たとえば0.05秒程度である。したがって意識して速く操作する場合とはともかく、普通の操作の場合、プランジャの先端円柱部の長さを、上記0.05秒間の移動距離をまかなう程度の設計とすれば、ピストンとプランジャが直接接触することなく、スムーズなレバー操作が得られる。

ブースタについての別の進歩は、油ポンプの駆動方式であ

る。従来は、変速機軸から動力を取っていたが、これをエンジン直接駆動とした。こうすることによって、主クラッチを切った状態であっても油圧ブースタが作動するので、狭い場所における操作性が向上することになる。

2.5 懸架装置

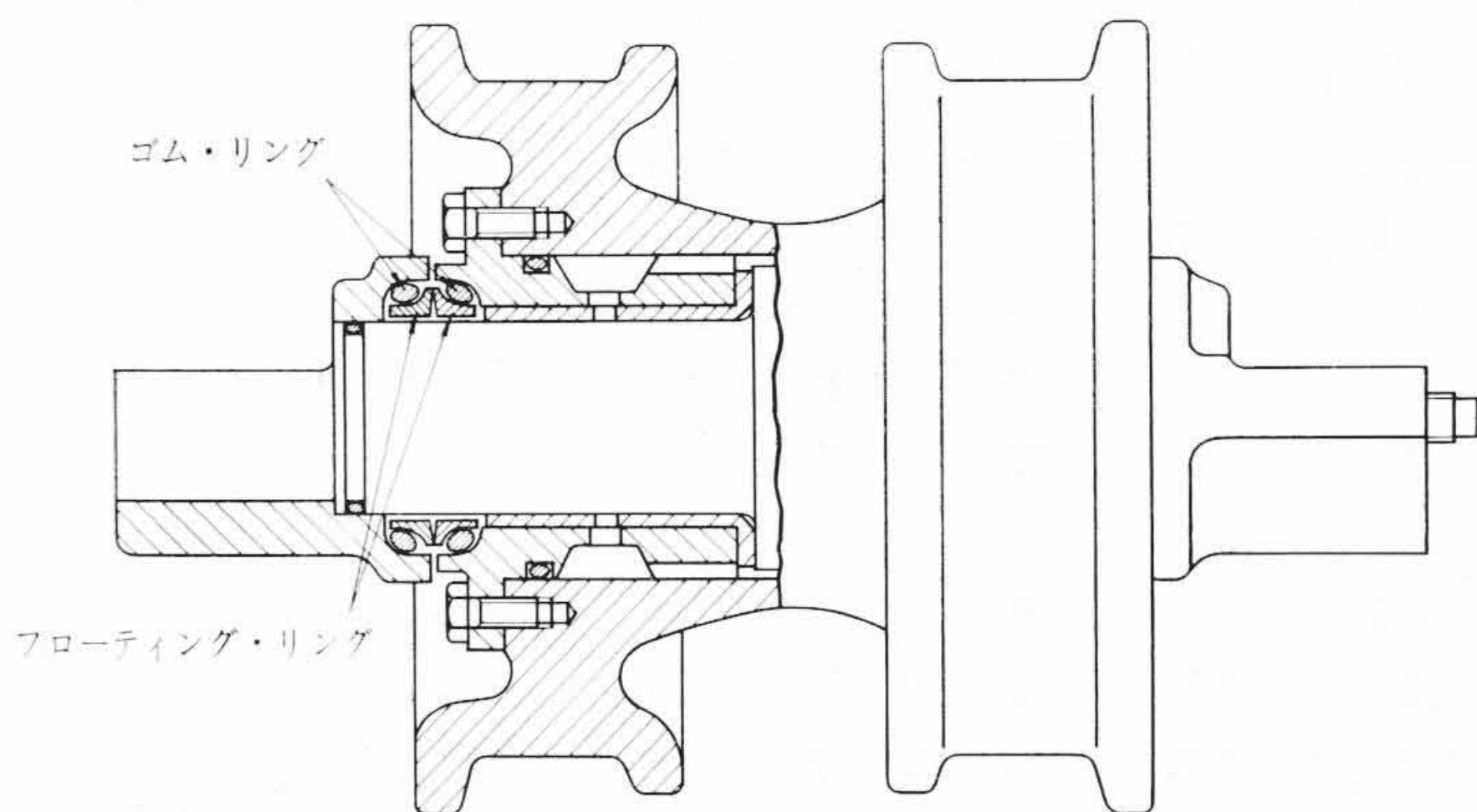
懸架装置としては、従来板バネが多く使用されてきたが、最近、リジッドバーとゴムバネの組み合わせによる方式が用いられるようになった。ブルドーザの懸架装置は、本来、振動の緩和を目的としているので、そのバネ常数は小さくとってある。このため、ドーザー作業で、掘削時に下向きの力が加わると、バネのたわみが大きく、したがって車体の浮き沈みが大きくなって作業性を悪くする。いっぽう、ゴムバネは寿命の点から繰返して大きなたわみをあたえることはできないために、バネ常数は大きくなり、掘削時にはよいが、走行時の振動吸収性はよくない。T 13 ブルドーザにおいては、両者の長所をいかすような構造としてある。すなわち、ゴムバネを2種使用し、走行時には、バネ常数の小さいゴムで振動を緩和し、掘削時にたわみが大きくなると、大きなバネ常数を持つゴムも作用して、車体の沈みを押えるのである。つまり、荷重とたわみの関係を非線形としてある。第9図で、(a)は板バネ式、(b)はゴムバネ式、(c)はT 13 ブルドーザの場合である。



第9図 懸架装置の荷重とたわみの関係

2.6 足回り（走行装置）

ブルドーザの生命は足回りにあるといわれている。したがって足回り(シュール、トラックリンク、ピン、ローラなど)の材質、形状、熱処理などは、不断の研究対象とされている。その一例として、次章にトラックリンクの研究を取り上げたので、ここでは保守、整備上の進歩について述べる。走行装置としてのローラ類の軸受は、大きな衝撃荷重を受けるので、その潤滑状態を常に良好に保つ必要がある。いっぽう、足回りには泥土が付着するから日常整備(給脂)に



第10図 ローラの密封装置

は、かなりの時間を要する。このように整備をおろそかにできない原因は、要するにシール装置の信頼度がひくかったことにある。従来、シールとしては、ベローズ式またはゴム式の端面シールが用いられていたが、T13ブルドーザには、第10図に示すとおり、一種のメカニカルシールが用いられている。これは2個の特殊鋳鉄のリング（フローティング・リング）が、2個のゴムリングの弾性力で互いに押しつけられ、その接触面は鏡面仕上げされていて、この面で密封するのである。潤滑油としては、ギヤオイル、またはエンジンオイルが使用されるが、密封が確実であるため、長期間にわたって給油する必要がなく、オペレータの手間を省くという利点を持っている。

2.7 アタッチメント

アタッチメントの進歩としては、油圧機器の高圧大容量化があげられる。排土板を上げ下げする装置としての油圧機器は、迅速な動作と強大な力の要求にこたえるため、高圧大容量化が求められている。T13ブルドーザの油ポンプの仕様は、圧力100 kg/cm²、吐出量380 l/min、回転数1,500 rpmである。このように高圧大容量になると、各機器の製造技術に高度のものが要求されることは当然であるが、それと同時に、種々の流体力学的な問題が発生することも見のがせない。ブルドーザのような走行機械は、定置機械と違って油圧機器に大きなスペースをさくこともできず、強制冷却も不可能であるため、油温が高くなる傾向にあることなどが原因して、複雑な問題を起こすのである。高圧大容量化の研究については、次章で一例をあげる。

以上、T13ブルドーザを対象として、主として、構造機能上の進歩を述べたが、単に機械本来の作業性能の向上にとどまらず、使いやすさとか、保守の容易さというような、オペレータの身になっての研究進歩にも努力が向けられていることが、理解いただけることと思う。

3. 二、三の研究

ブルドーザ特有の研究テーマは数多いが、ここではその一端を紹介する。

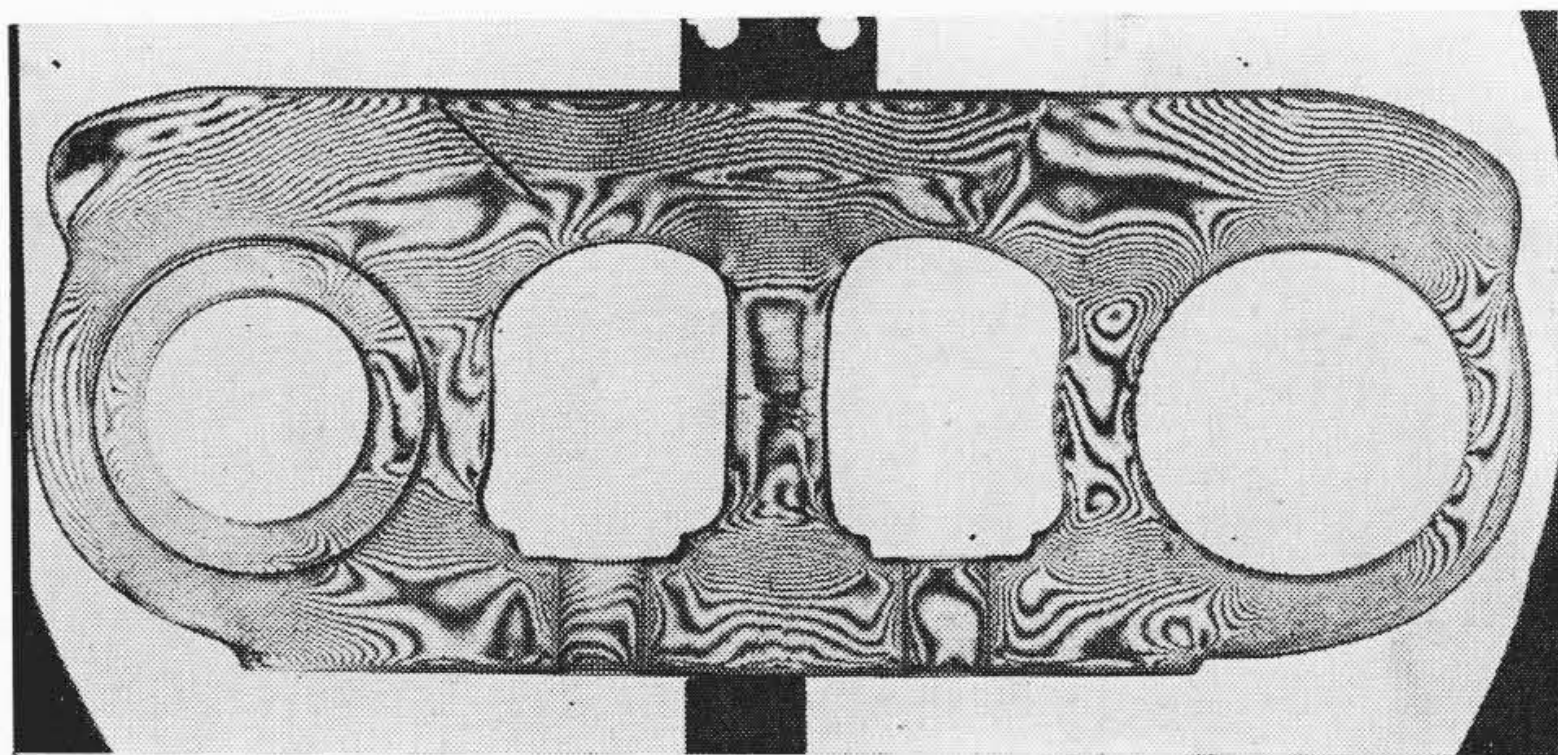
3.1 光弾性実験によるトラックリンクの応力測定⁽¹⁾

トラックリンクは、履帯を構成する部品で、その応力分布を知ることにはきわめて重要であるが、複雑な形状をしているため、それを計算で求めることはむずかしい。そこで模型による光弾性実験で応力分布を調べた。第11図にトラックリンクを示す。作用する外力は、両端の円孔に牽引力による引張荷重が作用し、さらに転輪の移動による集中荷重が加わる。本実験では、三次元光弾性実験により、引張荷重を受ける場合の応力分布を求め、また、二次元光弾性実験により、引張荷重による応力分布と、集中荷重点の位置の変化

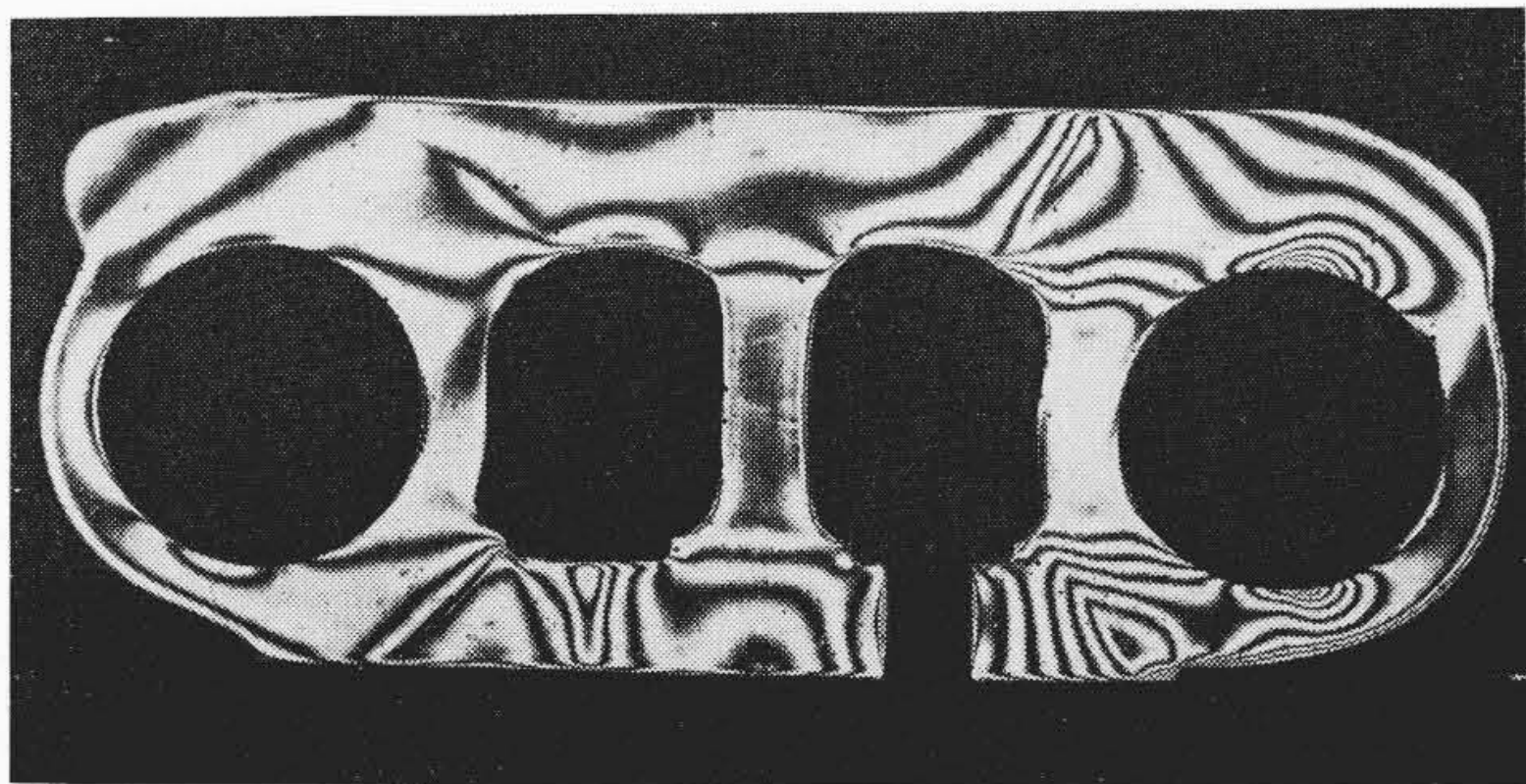
した場合の応力分布とを重畳して実際の応力分布を考察した。

3.1.1 三次元光弾性実験

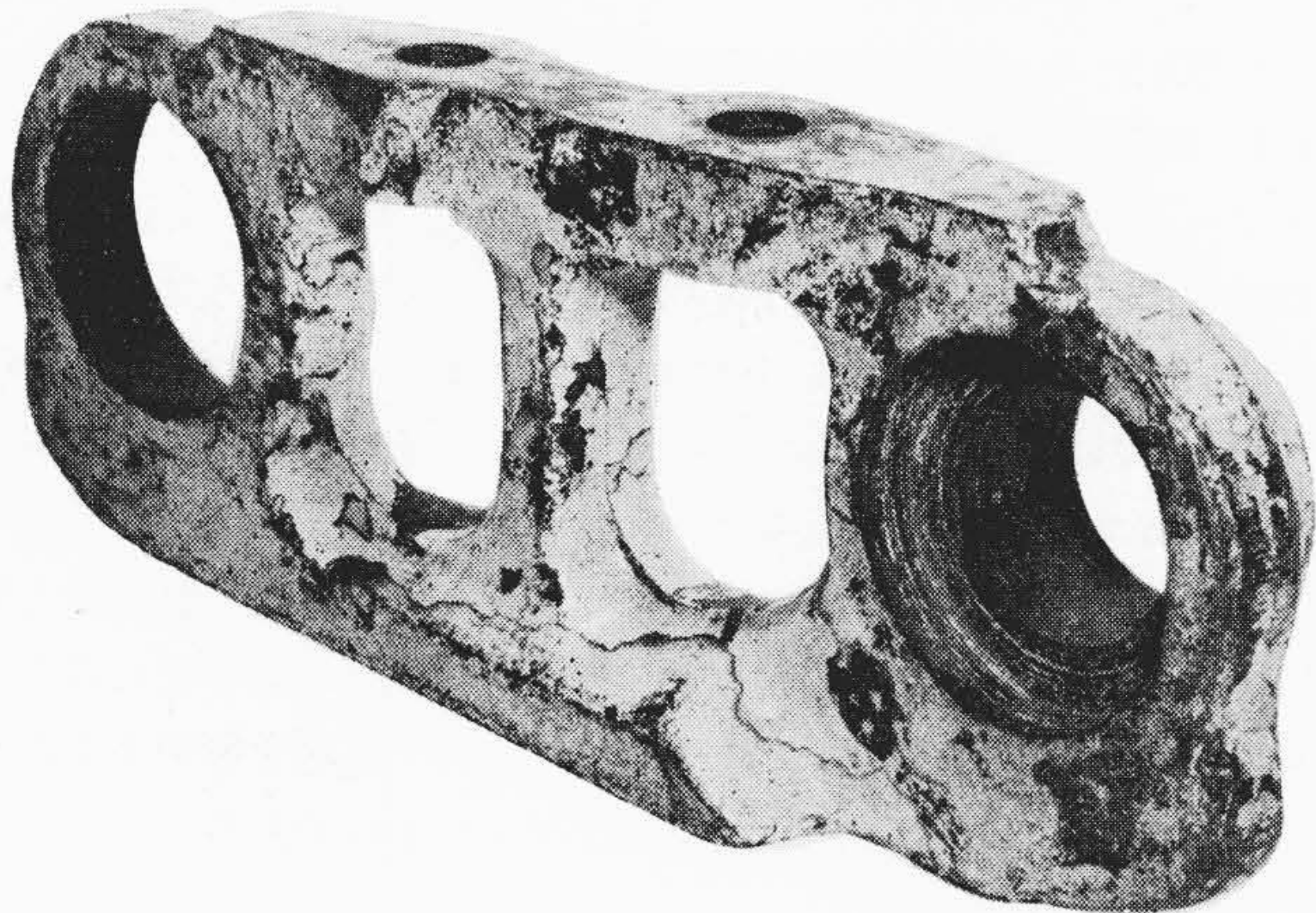
応力が凍結された光弾性模型を薄片（スライスという）に切断する、いわゆる凍結法によるものである。模型材料としては、エポキシ樹脂を用い、ブロックを注型して第11図に示す形を削り出す。これを凍結用定温乾燥機内に取り付け、円孔にピンを嵌合させ引張荷重を加え応力を凍結する。これを、この模型材料と屈折率の等しい浸漬液槽に入れて第12図に示す等色線写真を得る。この模型からいくつかのスライスを取りそれぞれ等色線写真を撮影したが、その一例を第13図に示す。これから応力をプロットしたものが第14図である。こうして、第15図のA, B, C, …… , N, N'の各点について最大応力を求め、それを次式のように無次元化した量として応力集中係数として表わすと第2表の結果を得る。



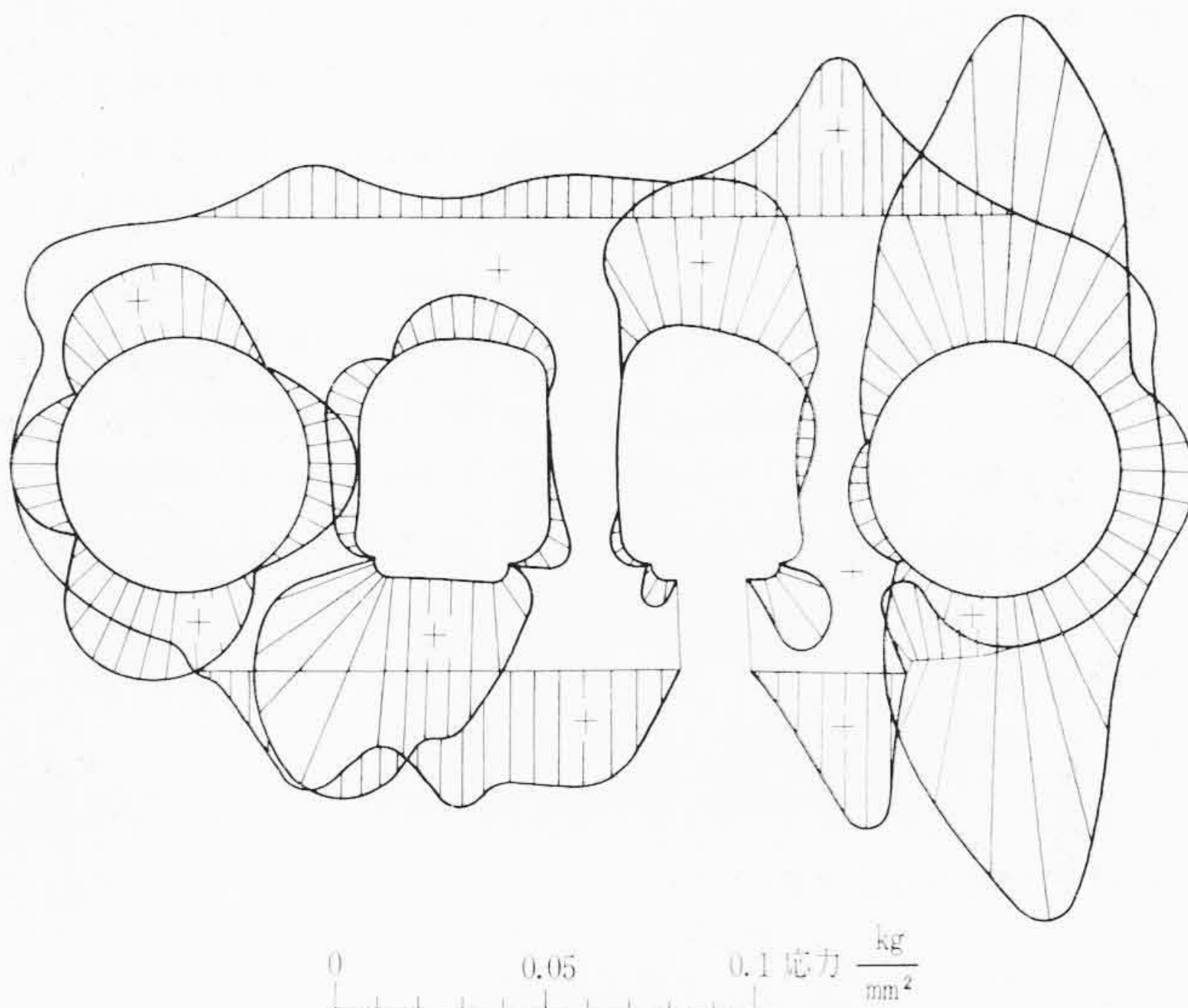
第12図 三次元光弾性模型に引張荷重を加えた場合の等色線写真



第13図 スライスの等色線写真



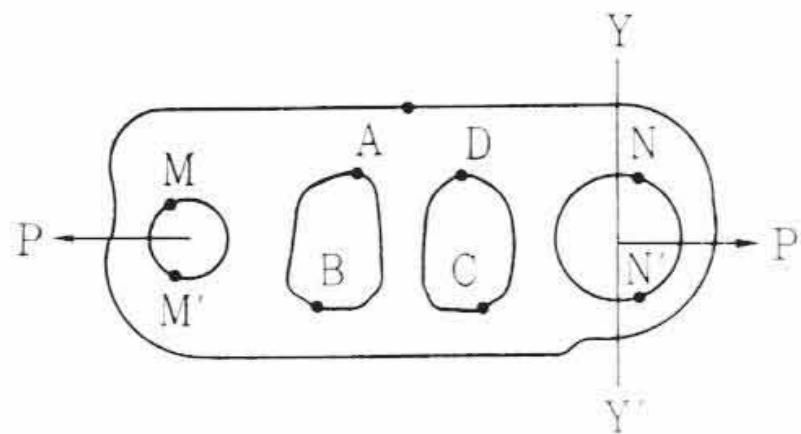
第11図 ト ラ ッ ク リ ン ク



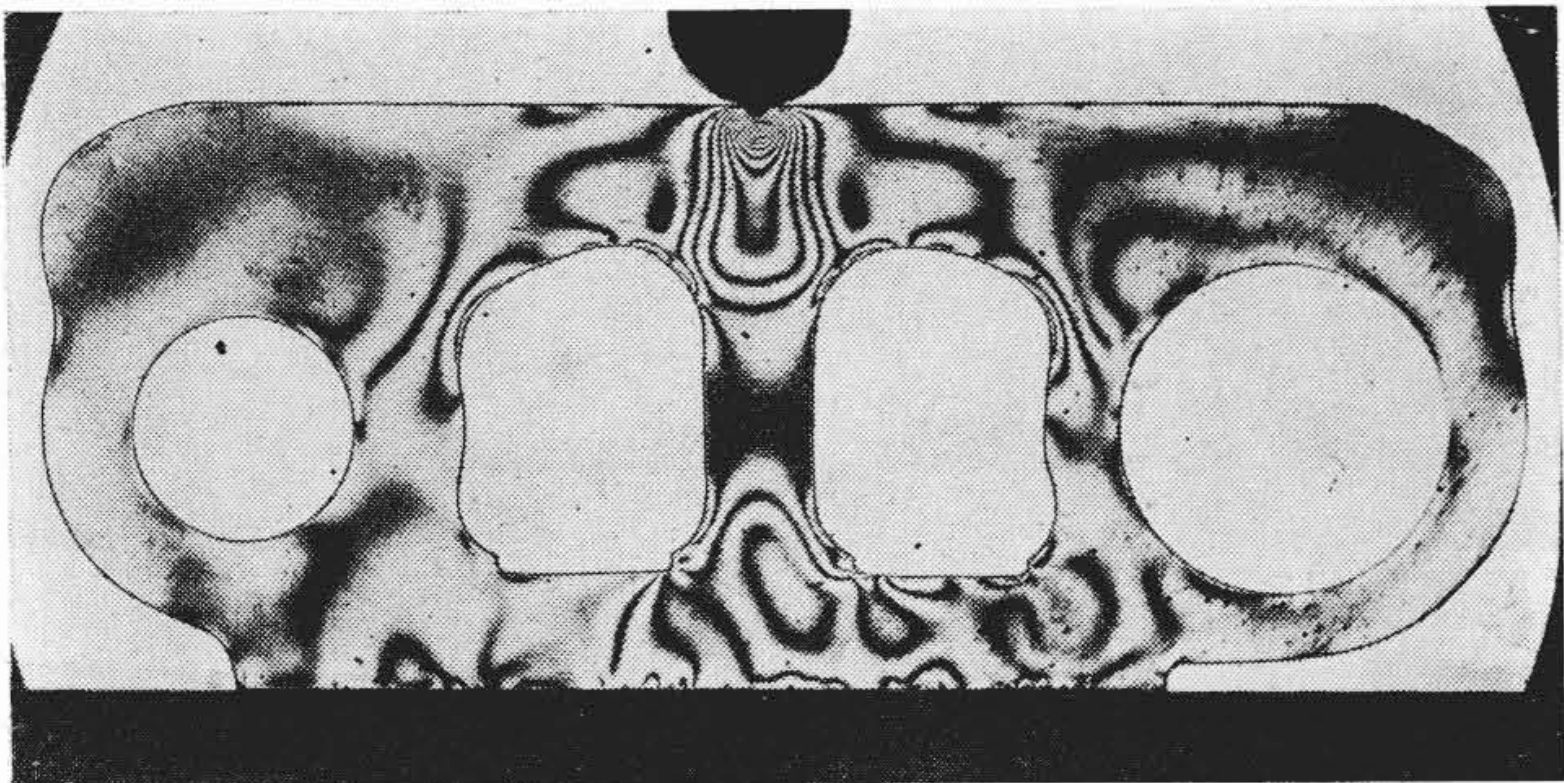
第14図 三次元光弾性実験による応力分布

第 2 表 応力集中係数 (三次元実験)

応 力 点 記 号	K_3
A	1.31
B	1.56
C	1.04
D	1.07
E	0.80
M	3.13
M'	3.34
N	3.68
N'	3.68



第 15 図 応 力 点 説 明 図



第 16 図 集中荷重を加えた場合の等色線写真

$$K_3 = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_0}$$

ここに、 K_3 : 応力集中係数
 $\sigma_{\max}$: 各点の最大応力
 σ_0 : 基準 応 力 $\sigma_0 = \frac{\text{引張荷重}}{\text{第 15 図の Y-Y' 断面積}}$

3. 1. 2 二次元光弾性実験

二次元光弾性実験は、負荷を加えた状態で等色線写真をとる。円孔にピンをはめて引張荷重を加える。集中荷重は、模型を金属平板上に置き、ローラを介して加える。一例として、集中荷重点が中央の場合の等色線写真を第 16 図に示す。これらの等色線写真から、それぞれ応力分布をプロットすることができる。引張荷重と集中荷重の共存による応力分布は、それぞれ単独の場合の応力分布を重ねることによって求められる。こうして求めた結果、その一例として、ローラが中央の位置にある場合の応力分布図を第 17 図に示す。引張応力を +、圧縮応力を - で表わしてある。なお、集中荷重は、引張荷重の 20% に換算した結果で示してある。この実験結果から、各点の応力集中係数が求められる。応力集中係数は、三次元の実験と同様に、Y-Y' 断面に生ずる引張応力を基準応力として表わす。第 3 表で、 K_2 は引張荷重の場合の、 K_2^* は引張荷重と集中荷重が共存する場合の応力集中係数である。

3. 1. 3 実車における応力

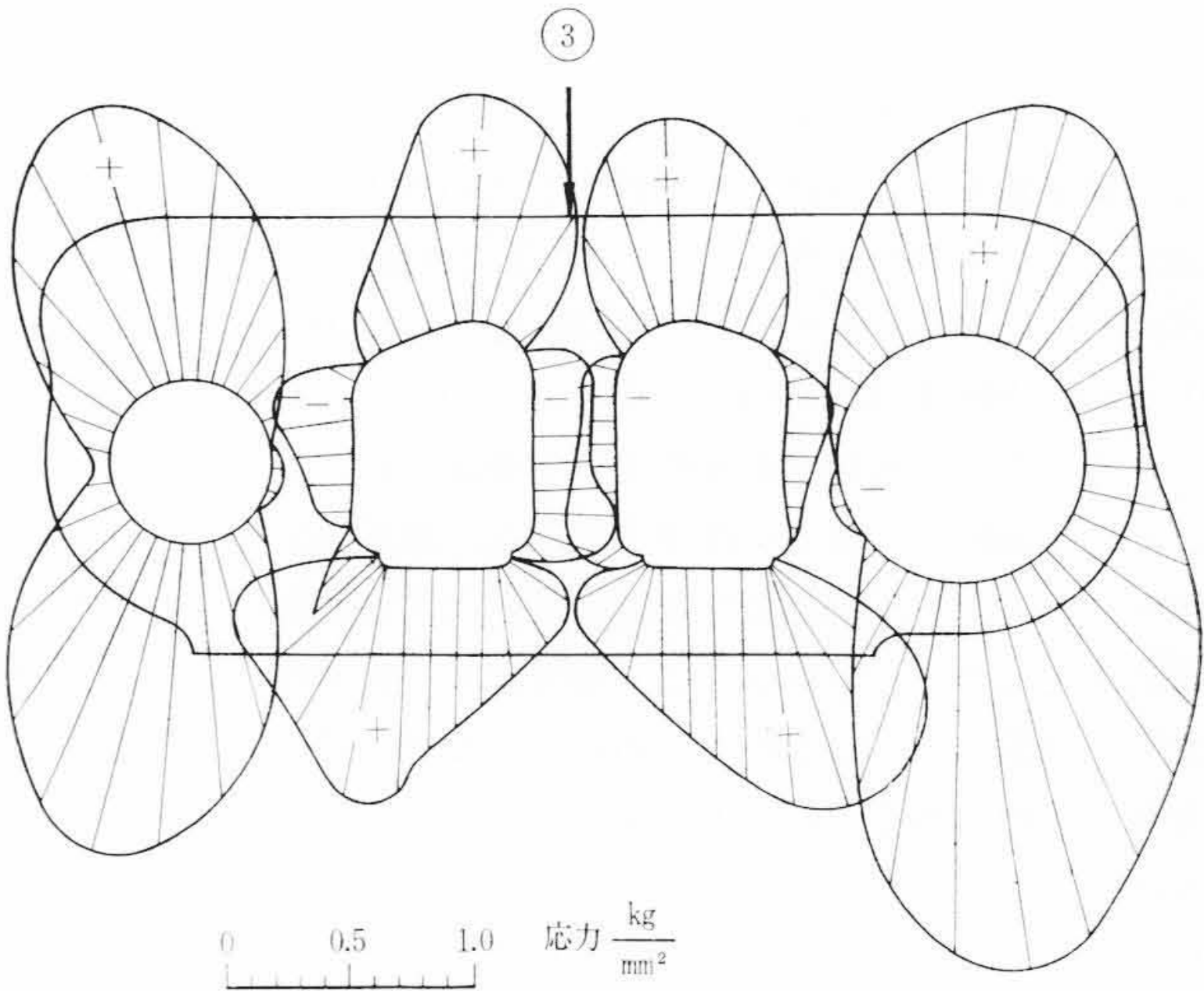
実物のトラックリンクに生ずる各点の最大応力 $\sigma_{\max}$ は、次式から計算で求めることができる。

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 \cdot K_3 \cdot \frac{K_2^*}{K_2}$$

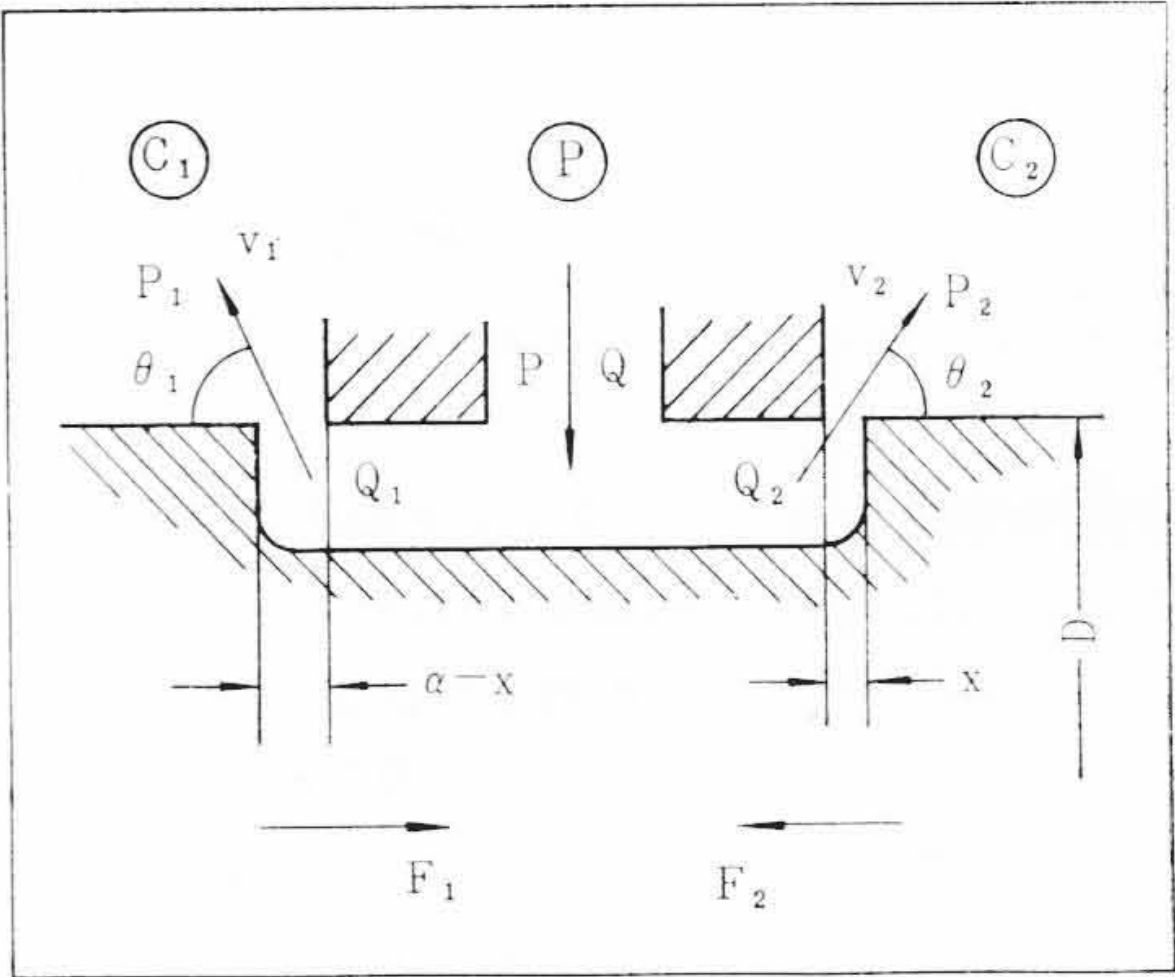
ここに、 $\sigma_0 = \frac{\text{牽引力による引張荷重}}{\text{第 15 図の Y-Y' 断面積}}$

第 3 表 応力集中係数 (二次元実験)

応 力 点 記 号	引 張 荷 重	引張荷重 + 集中荷重
	K_2	K_2^*
A	1.70	1.89
B	1.95	1.97
C	1.79	2.08
D	1.58	1.72
E	0.78	0.63
M	2.76	2.40
M'	2.96	2.67
N	2.36	2.03
N'	3.39	3.28



第 17 図 引張荷重と集中荷重を加えた場合の応力分布



第 18 図 スプールのに作用する軸力の説明図

以上の実験結果は、いろいろな面に活用できる。たとえば、異なったサイズの同形式リンクの応力の推定や、近似計算による応力の推定法などに応用できるであろう。

3. 2 高圧大容量油圧バルブ

スプールタイプのコントロールバルブには、油が流れる際の運動量の変化によって生ずる軸方向力が存在することはよく知られている。圧力 100 kg/cm²、流量 200 l/min の仕様のバルブでは、この軸方向力が 20 kg 程度にも達するのである。一般に、バルブの円滑性をよくするために、スプールのランドにノッチをつけたり、テーパをつけたりすることが行なわれているが、これは果して軸方向力緩和にどんな影響をもたらすものであろうか。また、油の流れの方向が軸方向力に及ぼす影響はどうか。これらの問題を解明するために、数種のスプールによって実験を行なったものである。

3. 2. 1 軸方向力の理論

第 18 図において記号を次のとおりとする。

(P) : ポンプにつながるポート θ : 流出角
 (C_1) (C_2) : 負荷ポート F : 軸方向力
 P : 圧力 α : アンダラップ
 Q : 流量 D : スプール径
 v : 流速 x : (C_2) 側の開口量
 $F_1 = \frac{r}{g} Q_1 v_1 \cos \theta_1$ サフィックス 1, 2 は
 $F_2 = -\frac{r}{g} Q_2 v_2 \cos \theta_2$ それぞれ (C_1) 側,
 $Q_1 = C_D \pi D (\alpha - x) \sqrt{\frac{2g(P-P_1)}{r}}$ (C_2) 側を示す。
 $Q_2 = C_D \pi D x \sqrt{\frac{2g(P-P_2)}{r}}$

ここに, C_D : 流量係数

g : 重力の加速度

r : 油の比重量

軸方向力 F は,

$$F = F_1 + F_2$$

となる。以上の式から、具体例について数値をあたえ、 $P_1=0$ とし、 P_2 をパラメータとして F を求めると第19図のようになる。これを見ると、負荷側圧力が高くなると軸方向力が非常に大きくなることわかる。スプールの軸方向力を消す方法はすでに明らかにされている。すなわち、第20図のような形状にすればよいのである。しかし、排土板の上げ下げは、いわゆるイン칭性能が要求されるためにノッチを用いるので、このような形状にすることができないのである。

3.2.2 実験

第21図のような実験用バルブを作り、第22図に示す数種のスプールのそれぞれ組み合わせたときの軸方向力を測定した。第23図に示すように、スクリュ装置によって、レバーを介してスプ

ールを移動させ、レバーの表裏にはったストレインゲージのひずみ量によって軸力を測定する方法をとった。同時に圧力、流量も測定した。

今、両ポートの圧力差を ΔP 、速度係数を C_v とし、

$$F_0 = \frac{r}{g} Q \sqrt{\frac{2g \Delta P}{r}}$$

$$f = C_v \cdot \cos \theta$$

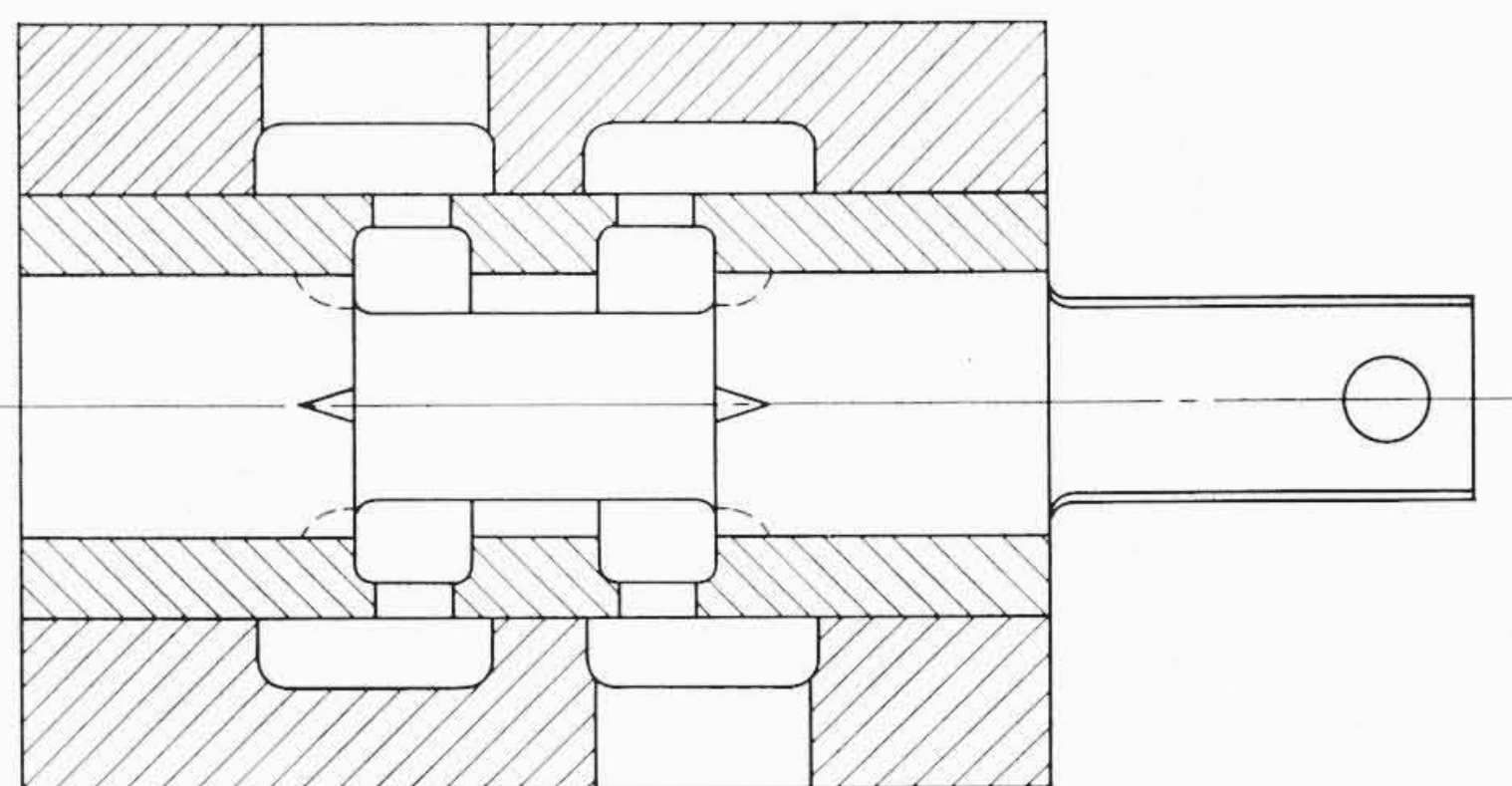
とおけば、軸方向力 F は、

$$F = f \cdot F_0$$

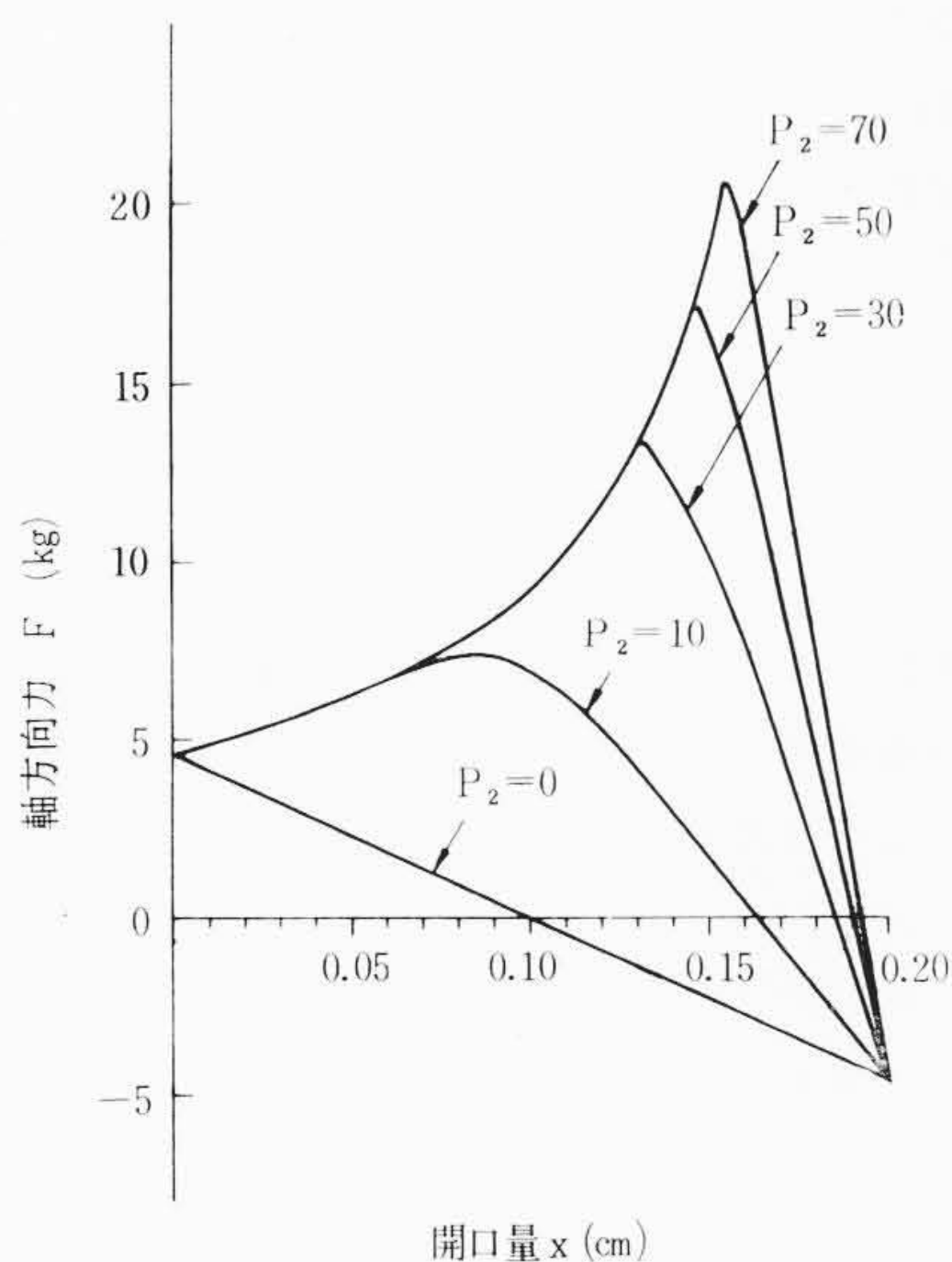
F_0 は、どのスプールについても、 Q と ΔP があたえられれば一定の値である。 f は、流出角と速度係数で定まる値で、各スプール特有の値となる。この f の値が小さいほど、軸方向力緩和の効果が大いことになる。なお、バルブの締切には、流入締切と流出締切があるので両者を測定した。

3.2.3 実験結果と検討

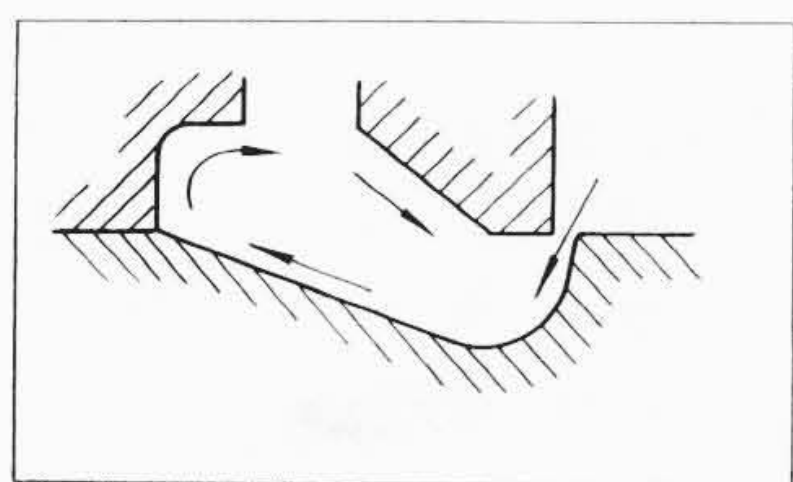
各スプールの実験結果のうち、一例として最も一般に用いられているスプール②の場合を第24図に示す。また、各スプールの f の値を比較したものが第4表である。この実験により、ノッチ形



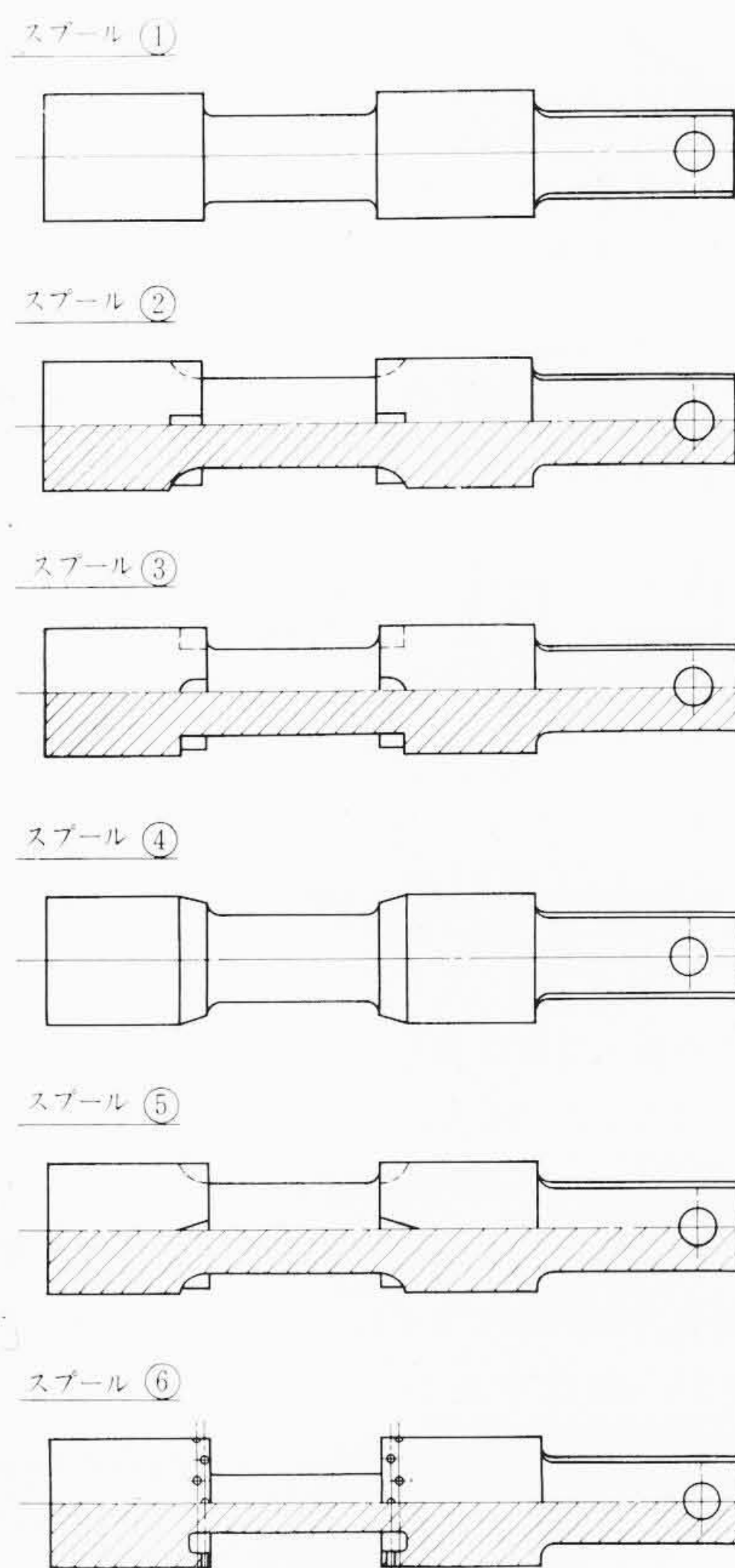
第21図 実験用バルブ



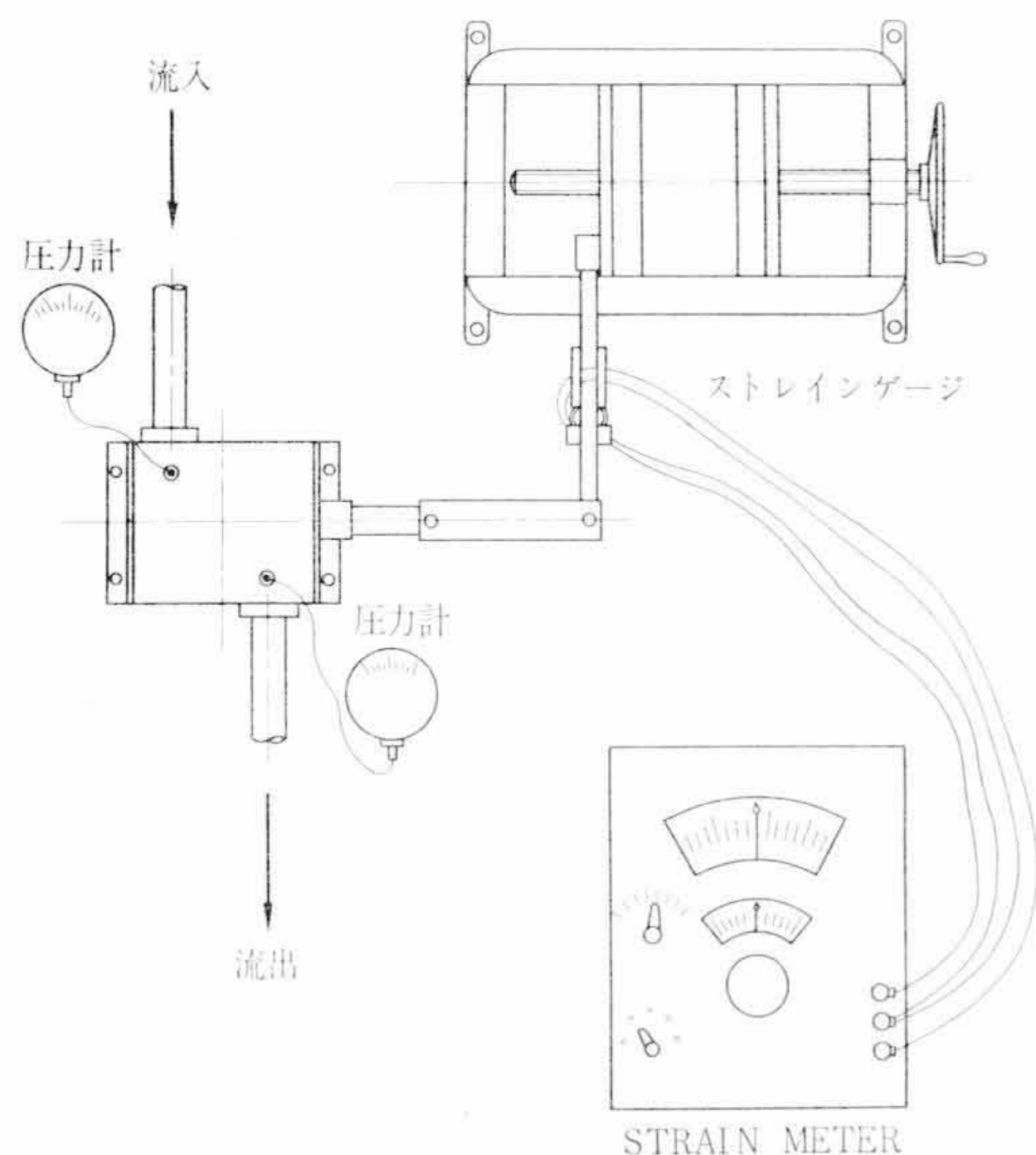
第19図 軸方向力の変化の様子



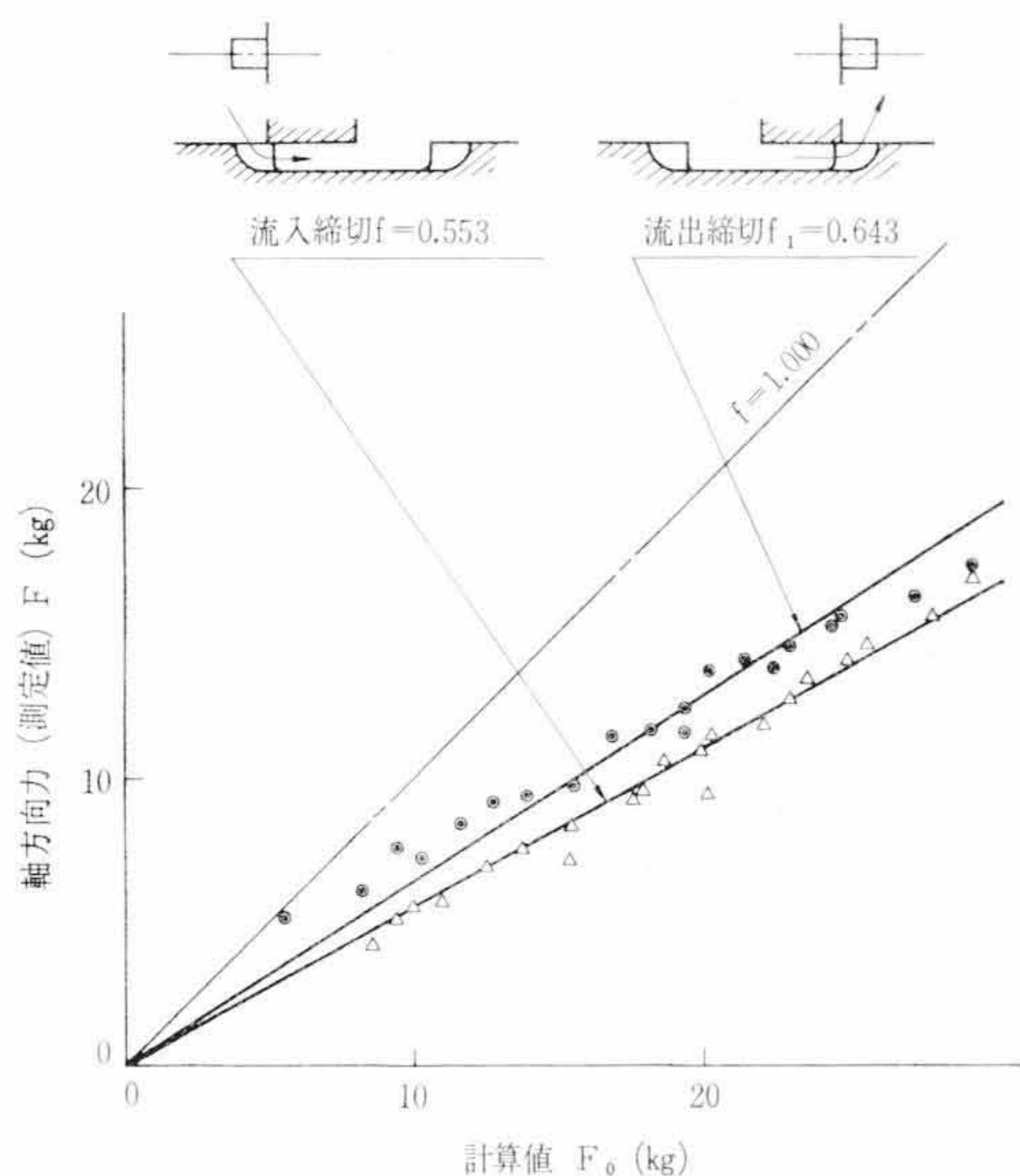
第20図 軸方向力を消す形状



第22図 実験用スプール



第 23 図 実 験 装 置



第 24 図 スプール②の実験結果

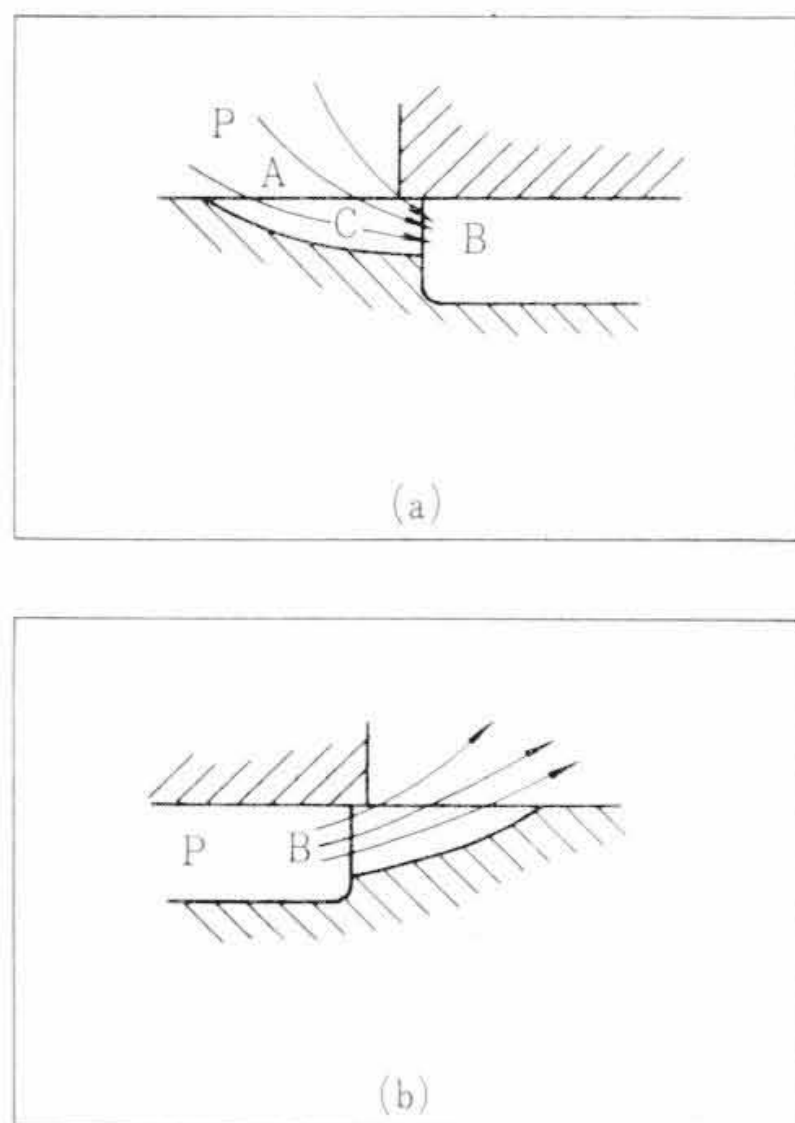
第 4 表 各 スプールの f 値 順 位

スプール 番 号	①	②	③	④	⑤	⑥
形 状						
流入締切 順 位	4	6	3	5	2	1
流出締切 順 位	3	4	2	6	5	1

注 順位は f 値の小さいものから順につけたものである。

状によって f の値が非常に異なることと、流入締切と流出締切とで大きな差が出るものがあり、しかも、流入締切のほうが流出締切よりも f が小さいことがわかった。

④⑤は流入締切はよいが流出締切で劣る。③は比較的によく加工も容易である。③が②にすぐれるのは、③のほうが平均流出角が大きいことが、形状の上から推定されるからうなづける。⑥は、理論的にもいえることであるが、軸方向力をなくす点で非常に効果があり、しかもインテグレーション性能もある。欠点は、加工が生



第 25 図 流入締切と流出締切の相違説明図

産的でないことである。

次に、流入締切と流出締切で軸方向力に大きな差があるのは、なぜであろうか。有力な原因として次のことが考えられる。

流入の場合、第 25 図(a)のようになっているとする。圧力 P は、Bにおいて速度エネルギーに変換されるが、Cにおいてはまだ流速がBより低く、静圧を持っている。いっぽう、出口側ノッチでは、 $P=0$ であるから、この静圧の分だけスプールに力が働く。その方向は、軸方向力を緩和する向きである。

流出締切の場合を考えると、第 25 図(b)で圧力 P はBにおいて、速度エネルギーに変換され、ノッチ部を流れる油の静圧は、外圧である。一方、流入側ノッチには、全圧 P がかかっているから、この分だけ力が働き、その方向は軸方向力を加勢する向きである。したがって流出締切のほうが軸力が大きくなる。

本実験結果から、高圧大容量のスプールバルブを設計するに際し、流れによる軸方向力を除去するための指針として、次のようにまとめることができる。

- (1) 円滑性をよくするためにノッチを用いることはよいが、適切な形状、寸法、使用法でなければ効果がない。
- (2) 一般に流入締切のほうが流出締切よりもよい。
- (3) 生産性に欠けるうらみはあるが、⑥のような形状にすれば、どんな場合でも確実に円滑さが保証される。

4. 結 言

T13 ブルドーザを中心として、最近の技術的進歩と研究の一端を述べた。ブルドーザの普及は目ざましいが、このことは、技術的にしのぎを削る時代になったということである。

不断の研究と、使う身になって設計し製作する態度が、技術の進歩を促し、顧客の信頼をかちうる道であることはいうまでもない。

ブルドーザは、大地が相手であるだけに、未知の要素が非常に多い。それだけに、絶え間ない進歩が期待できるのであって、苦しみも大きい、喜びもまた大きいのである。

努力を重ねて、建設という大きな仕事に、よりいっそう貢献したいと念願するものである。終わりに、光弾性実験は日立製作所亀有工場機械研究課本堂氏、高圧大容量油圧バルブは同じくトラクタ設計課池田氏のそれぞれ研究成果であることを付記する。

参 考 文 献

- (1) 本堂：日立評論 44, 1166 (昭 37-8)