

インターナルエキスパンションバンドクラッチの伝達トルクについて

On the Torque Transmitted by the Internal Expansion Band Clutch

江川 正*

内 容 梗 概

インターナルエキスパンションバンド型の摩擦クラッチはクラッチハウジングとバンドの間の摩擦力を利用してトルクを伝達するクラッチである。負荷がある目標値以上になった場合には、このハウジングとバンドが相対的に滑りを起して過負荷の伝達を防止するいわゆる過負荷防止型のクラッチである。しかし摩擦力を用いているため摩擦係数の変動のために過負荷を伝達することも起り得る。筆者はこの型のクラッチの最大伝達トルクと以上摩擦係数の関係をあきらかにし、その最大伝達トルクを与える式として(14')、(26')を導いた。この他に(4')式により最大伝達トルクを規正する方法が考えられるので、摩擦係数の変動に対して最大伝達トルクの変動を小範囲におさえるにはどのような方法が有利であるかを検討し、(4')式により最大伝達トルクを規正する方法が有利であることをあきらかにした。

〔I〕 緒 言

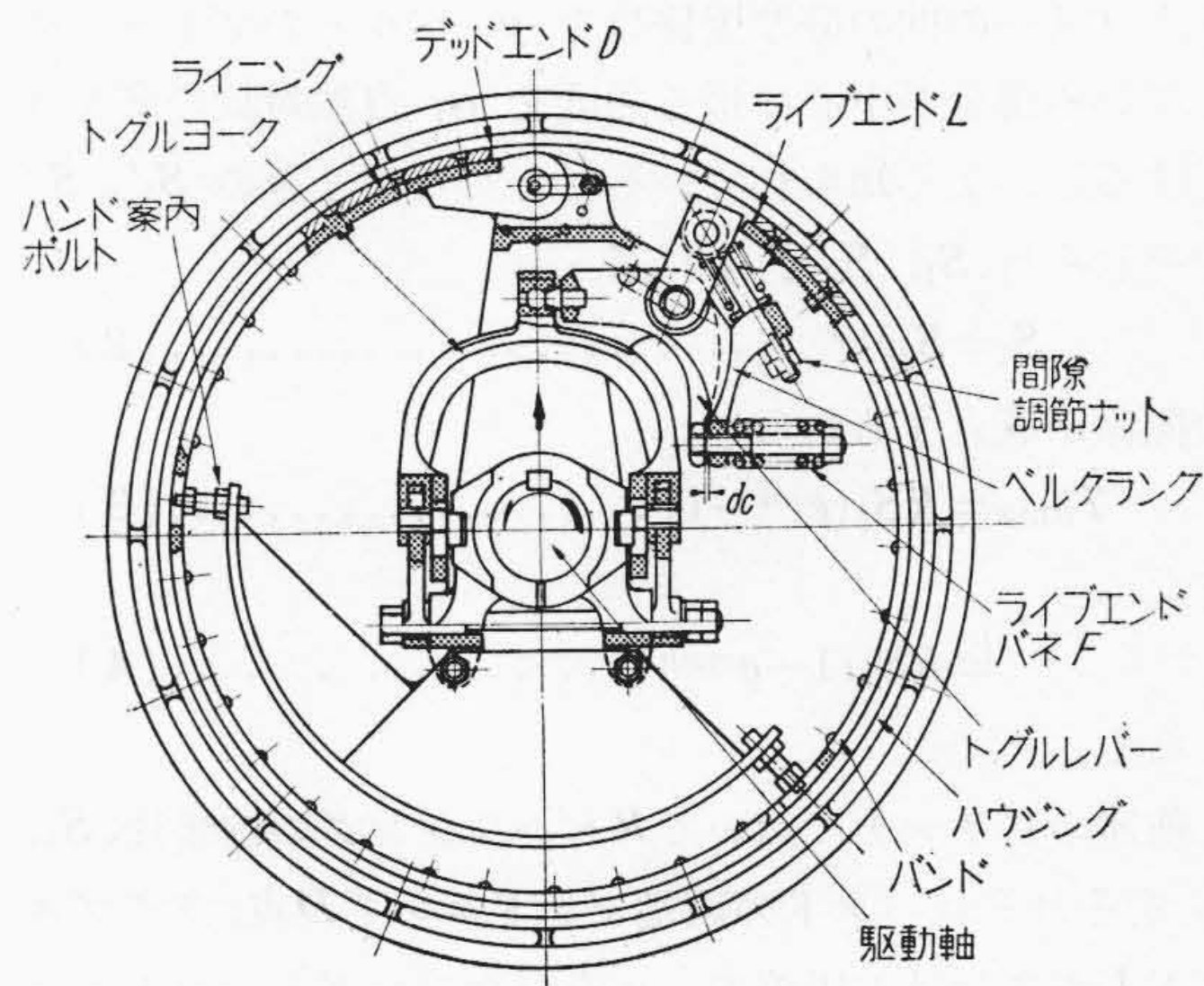
インターナルエキスパンションバンド型の摩擦クラッチはバンドとクラッチハウジング間の摩擦力を利用してトルクを伝達し、負荷がある目標値以上になった場合には、この両者が相対的に滑りを起して過負荷を伝達しないようないわゆる過負荷防止型のクラッチである。しかし摩擦力を用いているため、摩擦係数の変動性（この種クラッチではバンドに非金属のライニングをはつているため摩擦係数のバラツキが特に多い。）および使用中の温度上昇などのため摩擦係数の変動が多く、しばしば上記目標値を越えて過負荷を伝達することがあり、摩擦係数が大きくなっても絶対に過負荷を伝達することがないように調整すれば所望の伝達トルクがえられない場合を生ずる。筆者はこの型の摩擦クラッチにおける摩擦係数と伝達トルクの関係調べ、摩擦係数の変動に対して伝達トルクの変化を小範囲にとどめるためにはどのようにすべきかにつき検討を行ったので報告する。

〔II〕 インターナルエキスパンションバンドクラッチの構造

第1図に普通に用いられるインターナルエキスパンションバンドクラッチ(以下単にクラッチという)を示す。図に示した軸は駆動軸ではしたがってバンドが駆動側、クラッチハウジング(以下ハウジングという)が被動側となっているものとする。

操縦桿を操作してシフターを押すと、トグルヨークはトグルレバーの一端を突き上げる。一端を突き上げられたトグルレバーはピンの周りに回転し、その他端に取り付けられたボルトはライブエンドバネを介してベルクランクの一端を押す。そのためベルクランクはトグルレバーと同一のピンの周りに回転してバンドのライブエンドL点を動かしバンドの半径を拡張しクラッチが入る。こ

* 日立製作所亀有工場



第1図 インターナルエキスパンションバンドクラッチの構造

Fig.1. Essential Features of an Internal Expansion Band Clutch

のときライブエンドバネはバンドがハウジングより受ける面圧により生ずる圧縮力と釣合いトグルレバーとベルクランクとの間に間隙 d を生ずる（以下この間隙を単に間隙という）。この間隙はライブエンドバネの力および間隙調整ナットにより調整することができる。また伝達トルクはこのライブエンドバネの力と間隙の大きさを適当に設定することにより所望の値に調整することができる。

クラッチを入れて駆動軸を矢印方向に回転するとバンドのデッドエンドD点は駆動側より圧縮力をうけ、この力が被動側にトルクを伝える。このとき駆動トルクの増加とともに間隙は逐次小さくなりその分だけライブエンドバネは長さを増す。

このクラッチのバンドはその両端において駆動側にピン止めされているのみであるから、軸方向に振れハウジングに密着しない場合が起りうるのでバンド案内ボルトによりこの横振れを防止するようにしてある。

〔III〕 トルク伝達の理論

この型のクラッチにおけるトルクの伝達機構はベルト伝導にけると同様と考える。たゞベルト伝導においては伝達トルクはベルトの張り側とゆるみ側の張力差により定まるが、このクラッチでは上記張力差の代りにバンドの両端における圧縮力の差を取ればよい。

第2図におけるようにベルト伝導においてはその伝達トルク T はベルトの張り側、ゆるみ側の張力をそれぞれ S_1' , S_2' とし、プリーの半径を R とすると

$$T = R(S_1' - S_2') \dots\dots\dots (1)$$

で表わされ、伝達トルクが最大となるのはベルトとプリーとの間に滑りを生ずる直前で、その値を T_{max} , ベルトとプリーの間の静摩擦係数を μ , ベルトのプリーに接している部分が中心に張る角度を α , 自然対数の底を e とすると、よく知られているごとくこのときの S_1' , S_2' をそれぞれ S_1 , S_2 とすれば

$$S_1 = S_2 e^{\mu\alpha} \dots\dots\dots (2)$$

の関係が成立するから

$$T_{max} = RS_2(e^{\mu\alpha} - 1) \dots\dots\dots (3)$$

または

$$= RS_1(1 - e^{-\mu\alpha}) \dots\dots\dots (4)$$

となる。

前述のクラッチにおいて R をハウジングの内半径, S_1 , S_2 をそれぞれバンドの両端デッドエンド D 点, ライブエンド L 点における圧縮力, μ をハウジングとバンドにはられたライニングの間の静摩擦係数, α をバンドが張る中心角とすると (2), (3), (4) 式はクラッチの場合もそのまま成立する。しかして S_1 , S_2 はハウジングとバンドとが滑り出す直前のバンドの両端の圧縮力の値である。

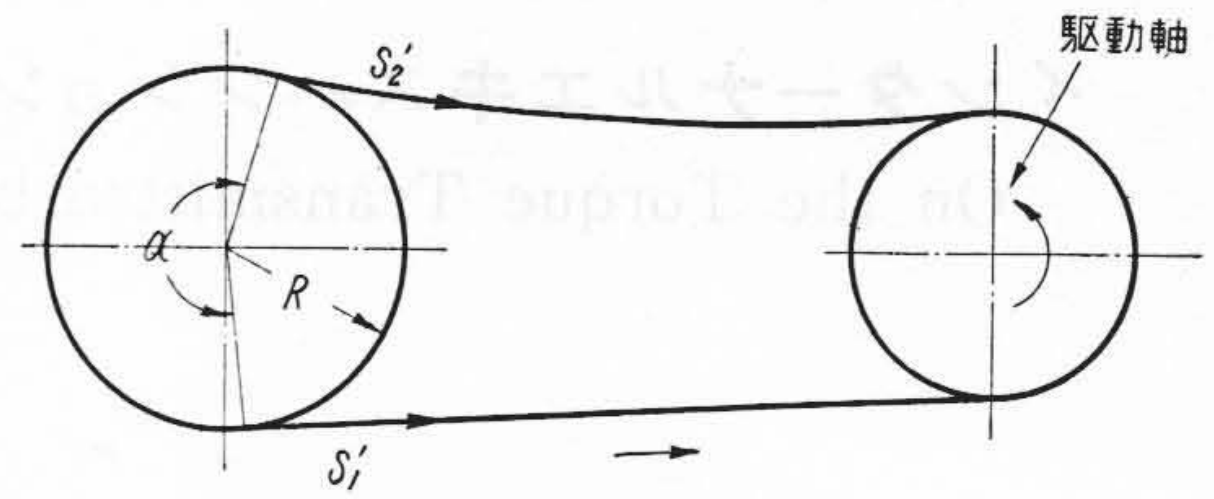
今クラッチを入れて被動側を固定し、駆動軸を矢印方向に徐々に回転し被動側にトルクを伝達する場合を考える。このとき駆動トルクの増加とともに間隙が小さくなることは前述の通りであるが、滑り出す瞬間にこの間隙が残っている場合となくなっている場合とがある。第1図に示した構造のクラッチで最大伝達トルクの値がどうなるかを上記の滑る瞬間の間隙の状況により2つの場合に分けて考えて見よう。

(1) 間隙が残った状態で滑る場合の伝達トルク

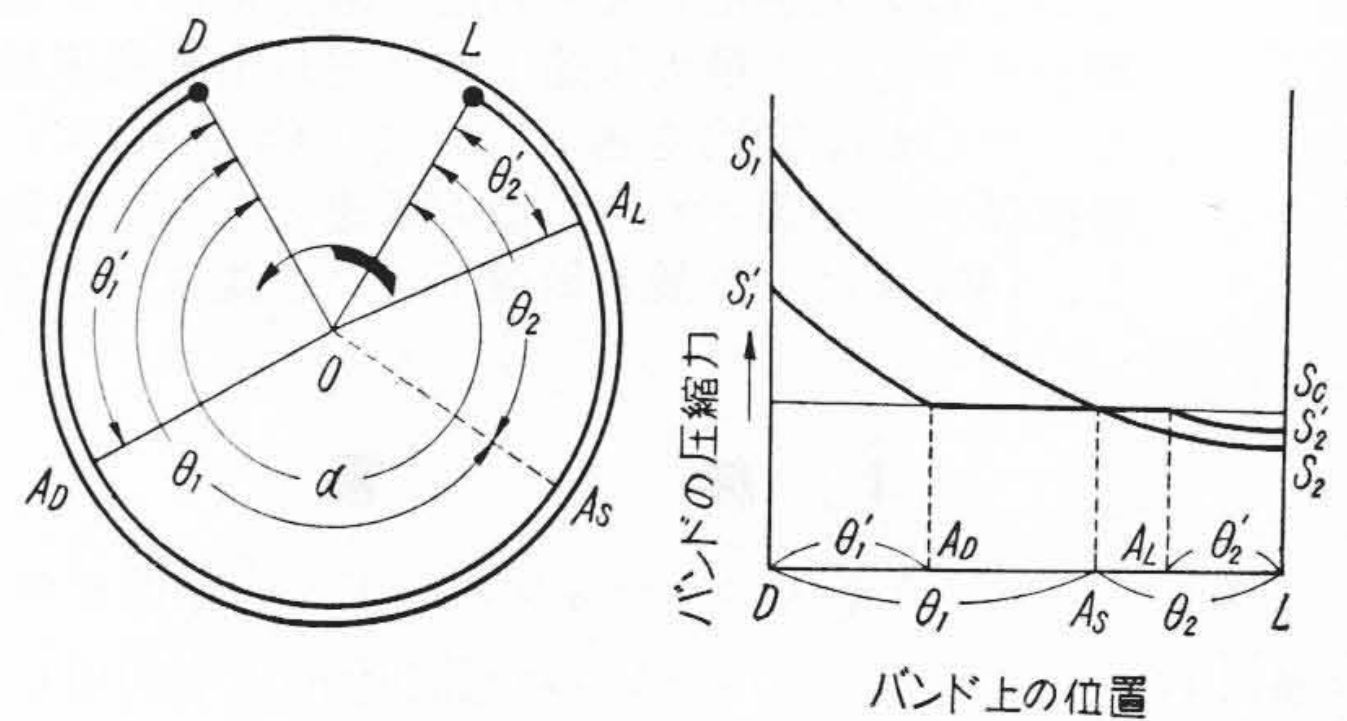
被動側を自由にして操縦桿をクラッチが入る方向に動かすと、バンドのライブエンドはベルクランクに引かれて拡張しクラッチが入る。しかるのち後述のトルク計を介して被動側をその状態で固定する。この状態で駆動軸にトルクを加えなければ被動側においても当然トルクは生じないから (1) 式において

$$S_1' = S_2'$$

であるからバンドの全長にわたって圧縮力は等しいと仮



第2図 ベルトにおけるトルクの伝達
Fig. 2. Transmission by Belt



第3図 バンドにおける圧縮力の分布 (I)
Fig. 3. Distribution of Compression Force on the Band (I)

定し、これを S_0 とする。この状態より第1図に示す矢印のごとく反時計方向に駆動トルクを徐々に加えると、その増加とともにバンドの D 点は、駆動側より力を受けて圧縮力を増加し、この圧縮力がその部分の摩擦力に打ちかつとハウジングに対して局部的に滑りを生じ、つぎつぎと圧縮力の増加は、バンドの D 点から L 点の方向におよんで行く。今この圧縮力のおよんだバンド上の点を A_D とし、バンドの \widehat{DA}_D が中心に対して張る角度を θ_1' ($\widehat{DOA}_D = \angle \theta_1'$) とする。ライブエンドにおいては間隙が逐次減少するのでライブエンドバネの力は減少し、したがって L 点の圧縮力は逆に減少し、これは L 点より D 点の方向に波及して行く。この圧縮力の減少のおよんだ点を A_L 点とし \widehat{LA}_L が中心に張る角度を θ_2' ($\widehat{LOA}_L = \angle \theta_2'$) とする。第3図にこの状況を示す。左図はバンド上の点の位置と角度との関係を示し、右図の横軸にこれらの点を展開して示し縦軸にそれらの点におけるバンドの圧縮力を示した。この状態では

$$S_1' = S_0 e^{\mu\theta_1'} ; \quad S_2' = S_0 e^{-\mu\theta_2'}$$

となり

$$T = R(S_1' - S_2')$$

となる。駆動トルクの増大とともに S_1' は増大し、 S_2' は減少し、 A_D, A_L は互に逐次接近してついに A_S 点で合致し S_1', S_2' はそれぞれ S_1, S_2 となり、

$$S_1 = S_2 e^{\mu\alpha}$$

となつてバンドはハウジングに対して全体的に滑るに到る。このときの θ_1, θ_2' をそれぞれ θ_1, θ_2 とすればつぎの連立方程式が成立する。

$$\begin{cases} S_c = \lambda F \dots\dots\dots (5) \\ S_1 = S_c e^{\mu\theta_1} \dots\dots\dots (6) \\ S_2 = S_c e^{-\mu\theta_2} \dots\dots\dots (7) \\ \theta_1 + \theta_2 = \alpha \dots\dots\dots (8) \\ S_2 = S_c - \lambda k(d_c - d_s) \dots\dots\dots (9) \\ \varepsilon(L_D - L_L) = d_c - d_s \dots\dots\dots (10) \end{cases}$$

ここに F : クラッチを入れたときのライブエンドバネの力

λ : F を L 点に伝える機構におけるレバー比

d_c, d_s : クラッチを入れた状態および滑り出す直前における間隙の大きさ

k : ライブエンドバネのバネ常数

L_D, L_L : クラッチを入れてから滑り出すまでの間に D, L 点がハウジングに対して変位する量

ε : 間隙の変化量とバンドの長さ \widehat{DL} の変化量の比

L_D, L_L の値はバンドの長さ方向の歪による変位量と、その厚さ方向の歪(特にライニングの厚さの歪)による変位量が加え合わさったものとして求めることができる。筆者の場合は使用クラッチの寸法、材料の弾性係数などの数値を入れ計算を行ったところ後者の影響は前者に比し小さいのでこれを省略し前者のみによるものとしての計算をつぎに示す。

$$\begin{aligned} L_D &= \int_0^{\theta_1} \frac{R_b}{AE_b} (S_c e^{\mu\theta} - S_c) d\theta \\ &= \frac{R_b}{AE_b} S_c \left\{ \frac{1}{\mu} (e^{\mu\theta_1} - 1) - \theta_1 \right\} \dots\dots\dots (11) \end{aligned}$$

同様に

$$L_L = \frac{R_b}{AE_b} S_c \left\{ \theta_2 + \frac{1}{\mu} (e^{-\mu\theta_2} - 1) \right\} \dots\dots\dots (12)$$

ここに A : バンドの断面積(鋼板のみを考える。)

E_b : バンドの弾性係数

R_b : バンドの厚さの中心線の半径

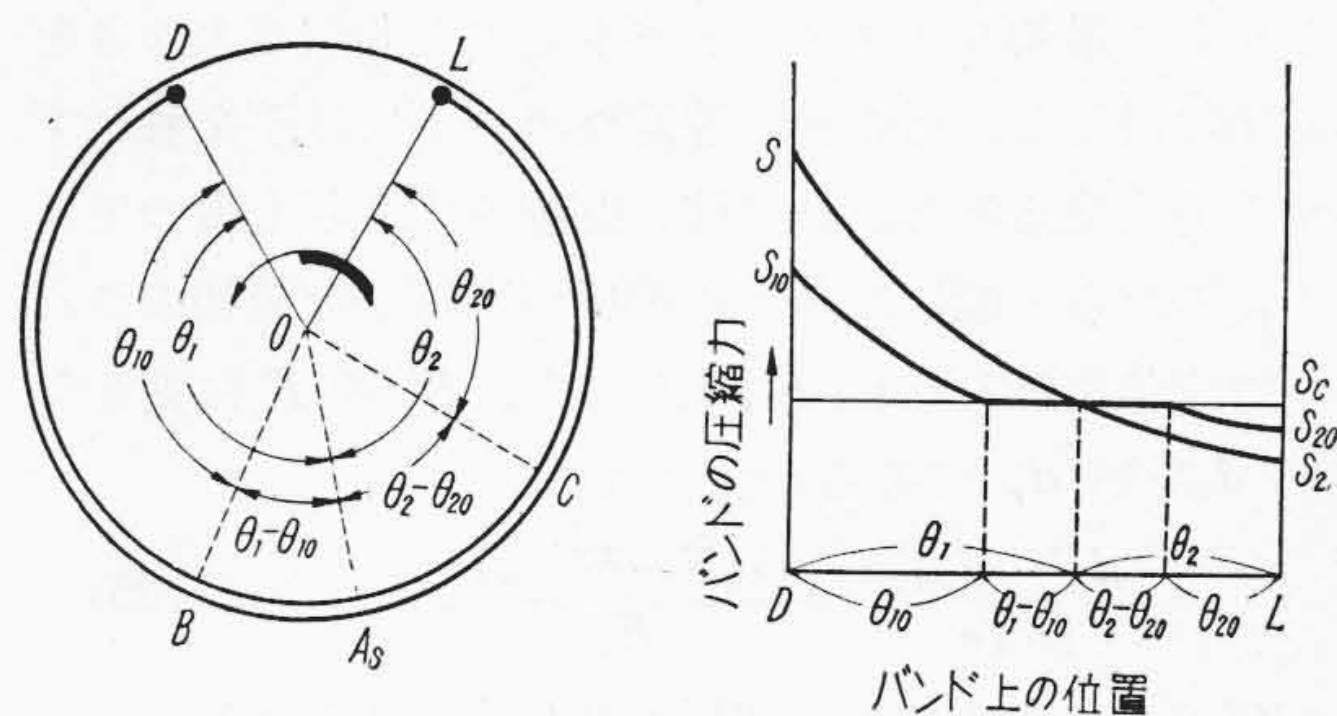
(5)~(12)式より $S_1 - S_2$ を求めるとつぎのようになる。

$$\begin{aligned} S_1 - S_2 &= \frac{1 + \frac{\varepsilon \lambda k \alpha R_b}{AE_b}}{1 + \frac{\varepsilon \lambda k R_b (e^{\mu\alpha} - 1)}{\mu AE_b}} S_c (e^{\mu\alpha} - 1) \\ &= \frac{1 + \frac{\varepsilon \lambda k \alpha R_b}{AE_b}}{1 + \frac{\varepsilon \lambda k R_b (e^{\mu\alpha} - 1)}{\mu AE_b}} \lambda F (e^{\mu\alpha} - 1) \quad (13) \end{aligned}$$

したがって間隙が残った状態で滑る場合における最大伝達トルク T_1 は

$$T_1 = \frac{1 + \frac{\varepsilon \lambda k \alpha R_b}{AE_b}}{1 + \frac{\varepsilon \lambda k R_b (e^{\mu\alpha} - 1)}{\mu AE_b}} R \lambda F (e^{\mu\alpha} - 1) \dots\dots\dots (14)$$

となり、 T_1 は摩擦係数 μ およびライブエンドバネの力 F により定まる。



第4図 バンドにおける圧縮力の分布 (II)

Fig.4. Distribution of Compression Force on the Band (II)

(2) 間隙がなくなつて後に滑る場合

間隙がなくなつて後に滑る場合には間隙がなくなるまでの第1段階とそれから後滑り出すまでの第2段階との2つの過程に分けて考える。間隙がなくなつた瞬間における D 点、 L 点の圧縮力をそれぞれ S_{10}, S_{20} とし、そのときの θ_1', θ_2' をそれぞれ θ_{10}, θ_{20} とすれば(第4図参照)つぎの連立方程式が成立する。

$$\begin{cases} S_{10} = \lambda F e^{\mu\theta_{10}} \dots\dots\dots (15) \\ S_{20} = \lambda F e^{-\mu\theta_{20}} \dots\dots\dots (16) \\ S_1 = \lambda F e^{\mu\theta_1} \dots\dots\dots (17) \\ S_2 = \lambda F e^{-\mu\theta_2} \dots\dots\dots (18) \\ \theta_1 + \theta_2 = \alpha \dots\dots\dots (19) \\ \varepsilon(L_{D_0} - L_{L_0}) = d_c \dots\dots\dots (20) \\ S_{20} = \lambda(F - kd_c) \dots\dots\dots (21) \\ L_{D_s} = L_{L_s} \dots\dots\dots (22) \end{cases}$$

ここに

L_{D_0}, L_{L_0} : 第1段階においてバンドの D 点、 L 点がハウジングに対して変位した量

L_{D_s}, L_{L_s} : 第2段階において D 点、 L 点がハウジングに対して変位した量

(22)式は間隙がなくなつてからバンドの両端は駆動軸に対して剛体的関係を保持しつゝ回転すると考えてえられた関係式である。

(20)、(22)式の $L_{D_0}, L_{L_0}, L_{D_s}, L_{L_s}$ は前項におけると同様にして計算できるから、上記の連立方程式より $S_1 - S_2$ を求めるとつぎのごとくなる。

$$S_1 - S_2 = \mu \left\{ \frac{1}{\varepsilon} \frac{AE_b}{R_b} d_c + \alpha \lambda F \right\} \dots\dots\dots (23)$$

よつてこの場合の最大伝達トルク T_2 はつぎのようになる。

$$T_2 = \mu R \left\{ \frac{1}{\varepsilon} \frac{AE_b}{R_b} d_c + \alpha \lambda F \right\} \dots\dots\dots (24)$$

したがってこの場合は前項の間隙が残つていて滑る場合と異りクラッチを入れたときのライブエンドバネの力 F のみならずそのときの間隙 d_c も最大伝達トルクに影響する。

しかして最初ライブエンドバネの力と間隙の大きさがある値に設定し、その後間隙調整ナットには手を触れずバネの力を変えるとこれに伴い間隙の大きさも変ってくるが、これらの間には一定の関係がある。今最初のこれらの設定値をそれぞれ F', d_c' とし、 F' を F に変えた場合 d_c' が d_c に変るとすれば

$$\frac{(d_c' - d_c) / \epsilon}{R_b \alpha} = \frac{\lambda(F - F') / A}{E_b} \dots\dots\dots (25)$$

の関係が成立する。この関係を (24) 式に代入すれば

$$T_2 = \mu R \left\{ \frac{1}{\epsilon} \frac{AE_b d_c' + \alpha \lambda F'}{R_b} \right\} \dots\dots\dots (26)$$

となり、最大伝達トルクは摩擦係数 μ が一定であれば最初の設定条件 F', d_c' により定まり、この設定条件を変えない限り F の大きさには無関係である。

[IV] 摩擦係数の変動による最大伝達トルクの変化

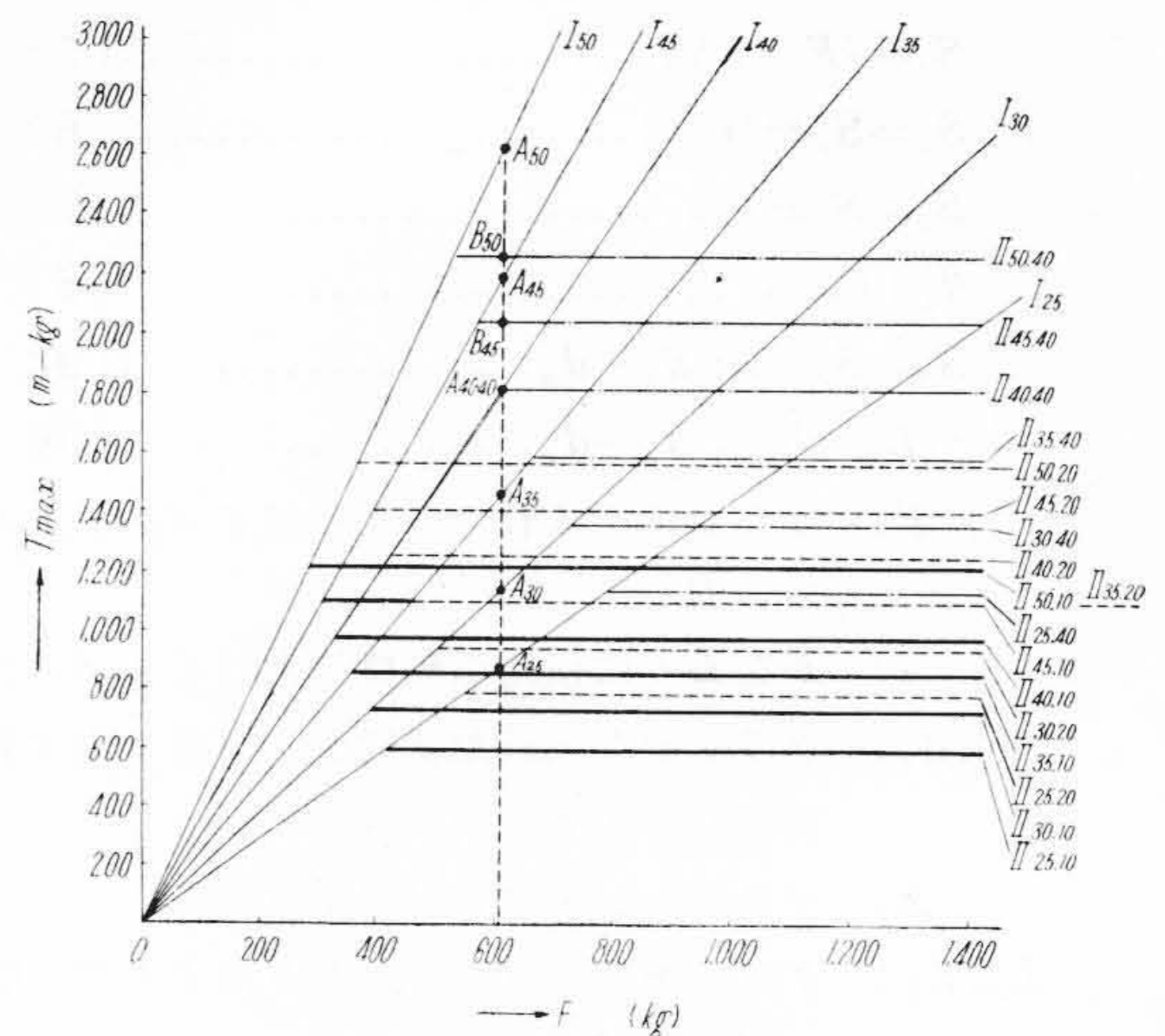
(1) $T-F$ 特性

第 1 図に示した構造のクラッチにおける最大伝達トルクは (14), (26) 式により示されることは前述の通りである。これよりあきらかなごとく、最大伝達トルクは摩擦係数が変われば違った値を取る。しかもこのようなクラッチには通常ライニングとして非金属材料（ゴムと石綿を主とするゴムモールド製、石炭酸系合成樹脂と石綿を主とするウーブン製など）を使用するので摩擦係数の変動性が大きいことが普通であり、また使用中に発熱するため温度上昇による摩擦係数の変化も考えられる。このほか摩擦係数の変化はいろいろな原因で起りうるので摩擦係数と最大伝達トルクの関係につき、さらに検討を加えよう。

このために横軸にクラッチを入れたときのライブエンドバネの力 F を、縦軸に最大伝達トルク T_{max} を取り、摩擦係数および設定条件をパラメータとして (14), (26) 式の関係を示す $T-F$ 特性を描くと第 5 図のようになる。こゝでは構造、材質により定まる定数 A, α, E_b などの値は筆者の実験装置におけるつぎの値を用いた。

$$A = 650 \text{ mm}^2 \quad R_b = 333 \text{ mm} \quad E_b = 2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2 \\ \alpha = 5.41 \text{ rad} \quad \lambda = 1.83 \quad \epsilon = 20.7$$

第 5 図における I 群の直線群は (14) 式の T と F の関係を摩擦係数 μ をパラメータとして描いたもので添字は摩擦係数を表わす。たとえば I_{35} は $\mu = 0.35$ の場合の T と F の関係を示している。また II 群の直線群は (26) 式の T と F の関係を摩擦係数と設定条件 (F', d_c') をパラメータとして示したもので、添字はパラメータとしての摩擦係数 μ と設定条件の間隙 d_c' (たゞし $F' = 500 \text{ kg}$ とした場合の) を示す。たとえば $II_{40 \cdot 20}$ は $\mu = 0.40, d_c' = 2.0 \text{ mm}$ の場合 T と F の関係を示している。いまたと



第 5 図 $T-F$ 特性

Fig. 5. Relation between Maximum Torque T_{max} and Spring Force F

えば最初に $F' = 500 \text{ kg}, d_c' = 4.0 \text{ mm}$ に設定しておき、ライブエンドバネの力 F のみを零から逐次大きくして行く場合の T_{max} の変化を推定しよう。 $\mu = 0.40$ の場合には F が小さい間は T_{max} は F の増加に伴って I_{40} に沿って増大するが F が 610 kg 程度になると $A_{40 \cdot 40}$ の示す $1,800 \text{ m-kg}$ の値となり、それ以上 F を大きくしても最大伝達トルクは増大しなくなり T_{max} を示す線は折れて $II_{40 \cdot 40}$ になる。しかして滑り出すときの間隙 d_s は T_{max} が $OA_{40 \cdot 40}$ で示される範囲では残っているが $A_{40 \cdot 40}$ 点で零となり、それ以後 $II_{40 \cdot 40}$ 線上の点では常に零である。

(2) 摩擦係数と最大伝達トルク

第 5 図の $T-F$ 特性より摩擦係数 μ と最大伝達トルク T_{max} との関係があきらかとなる。(14) 式より定まる I 群の直線群においても (26) 式より定まる II 群の直線群においても F が一定である限り μ が大きい程 T_{max} は大きく μ の等しい変化量に対する T_{max} の変化量は I 群における場合の方が II 群における場合よりも大きい。

いま第 5 図において F を 610 kg とした場合最初の設定において d_c' を十分大きく取っておけば滑る場合についても間隙が残っているようにすることができ、このときには μ が $0.25, 0.30, \dots, 0.50$ の値を取るにしたがいそれぞれ $A_{25}, A_{30}, \dots, A_{50}$ の点が示すトルクを伝達しうることになる。しかし F' が 500 kg で d_c' を 4.0 mm に設定した場合には上記の μ に対してそれぞれ $A_{25}, A_{30}, A_{40 \cdot 40}, B_{45}, B_{50}$ の点が示すトルクを伝達しうることになり

$$T_{B45} < T_{A45}; \quad T_{B50} < T_{A50}$$

となる。こゝに T_{B45}, T_{A50} などはそれぞれ B_{45}, A_{50} などの点の示すトルクの大きさを表わす。

〔V〕 最大伝達トルクの測定実験

(1) 実験装置

この種クラッチにおける最大伝達トルクを調べるための実験としては実験の使用状態における場合のように、クラッチを入れて駆動側と被動側とを一体として回転させて被動側に漸次増大する制動力を加えて駆動側のバンドと被動側のハウジングとの間に滑りを生ぜしめ、このときの最大伝達力を測定する動的な方法と、クラッチを入れて被動側を固定し、駆動軸に徐々にトルクを加え両者の間に滑りを生ずるまでに到らしめ、その間に被動側に伝達される最大伝達トルクを測定する静的な方法がある。筆者は実験の簡単な後者の方法で実験を行った。第6図にこの実験装置の全景を示す。右側のモータはクラッチのすり合せに用いた補助モータであり、左側のモータは減速機を介して駆動軸に回転力を与えるものである。被動側のハウジングにはC型鋼のレバーを固定しその軸心より1mの点で第7図に示すような圧縮型の電気抵抗線式の荷重計で受けて、被動側に伝えられる回転力を支え被動側に伝達されるトルクを測定した。

実験に使用したクラッチライニングはゴムモールド製で铸铁との静摩擦係数は乾燥の状態で大體0.4~0.5のものである⁽¹⁾。なお実験途中でライニング面の当りの状況を調査したが大體90%程度であつた。

第7図の荷重計ピックアップは円筒内面に抵抗線歪計ゲージを貼り付け、かつ上部の荷重受座には球を使用し精度向上に留意した。

(2) 実験結果

(A) 比例常数 ϵ について

先に間隙の変化量とバンドの長さ \widehat{DL} の変化量との比を ϵ と定義したがこれがいかなる値をとるかを実験的に検討した。

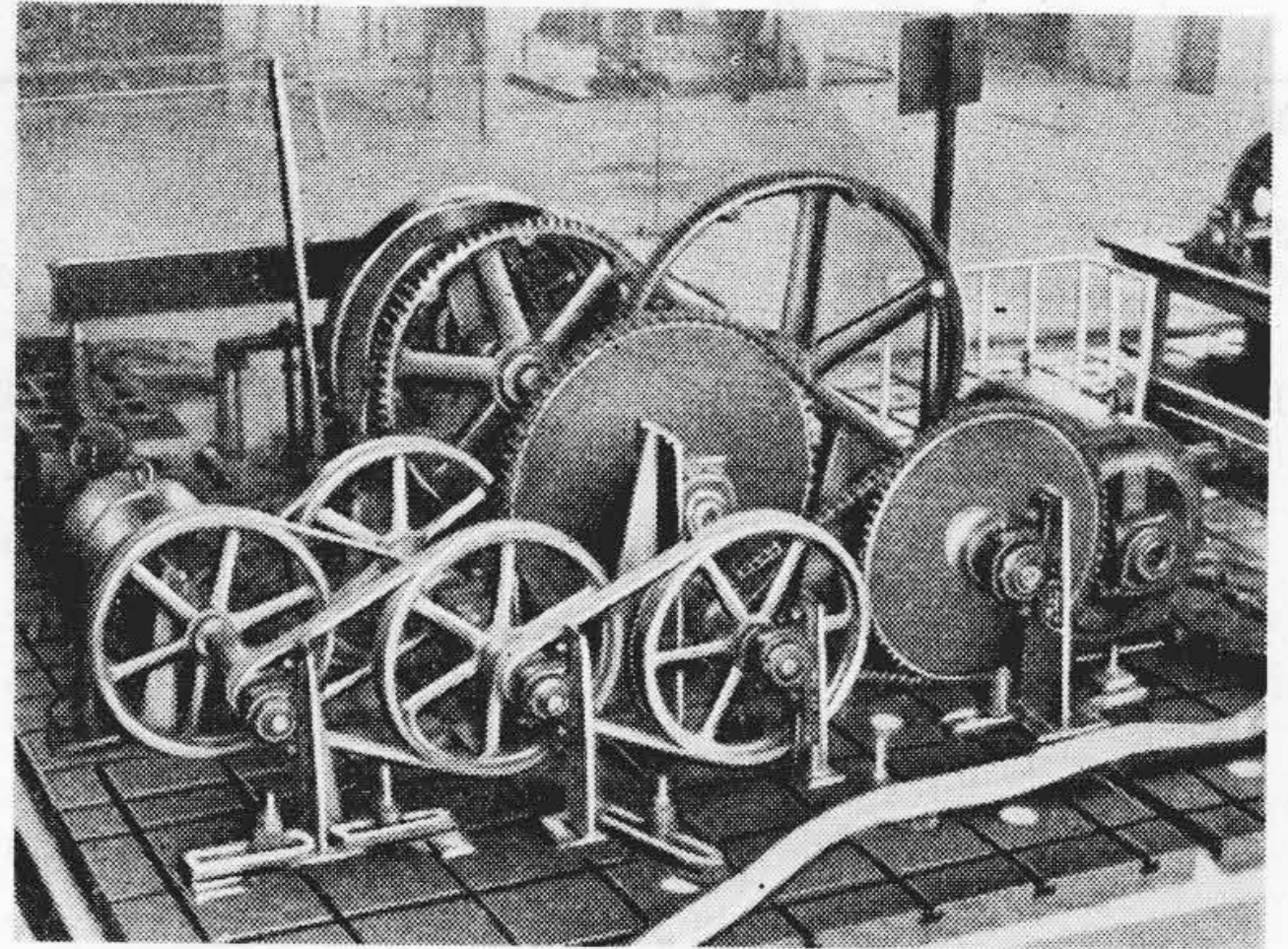
ライブエンドバネの力 F の特定値 F' において d_c が特定値 d_c' を取るように間隙を調整したのち間隙調整ナットには手を触れず F を変えた場合には (25) 式が成立する。一方いろいろの設定条件において F を変えた場合 d_c を測定し第8図に示すごとき結果をえた。これより簡単のために $(d_c' - d_c)$ と $(F - F')$ との関係を実験的に図の実線のように傾斜をなすものと仮定すると、この直線は

$$200(d_c' - d_c) = F - F' \dots\dots\dots (27)$$

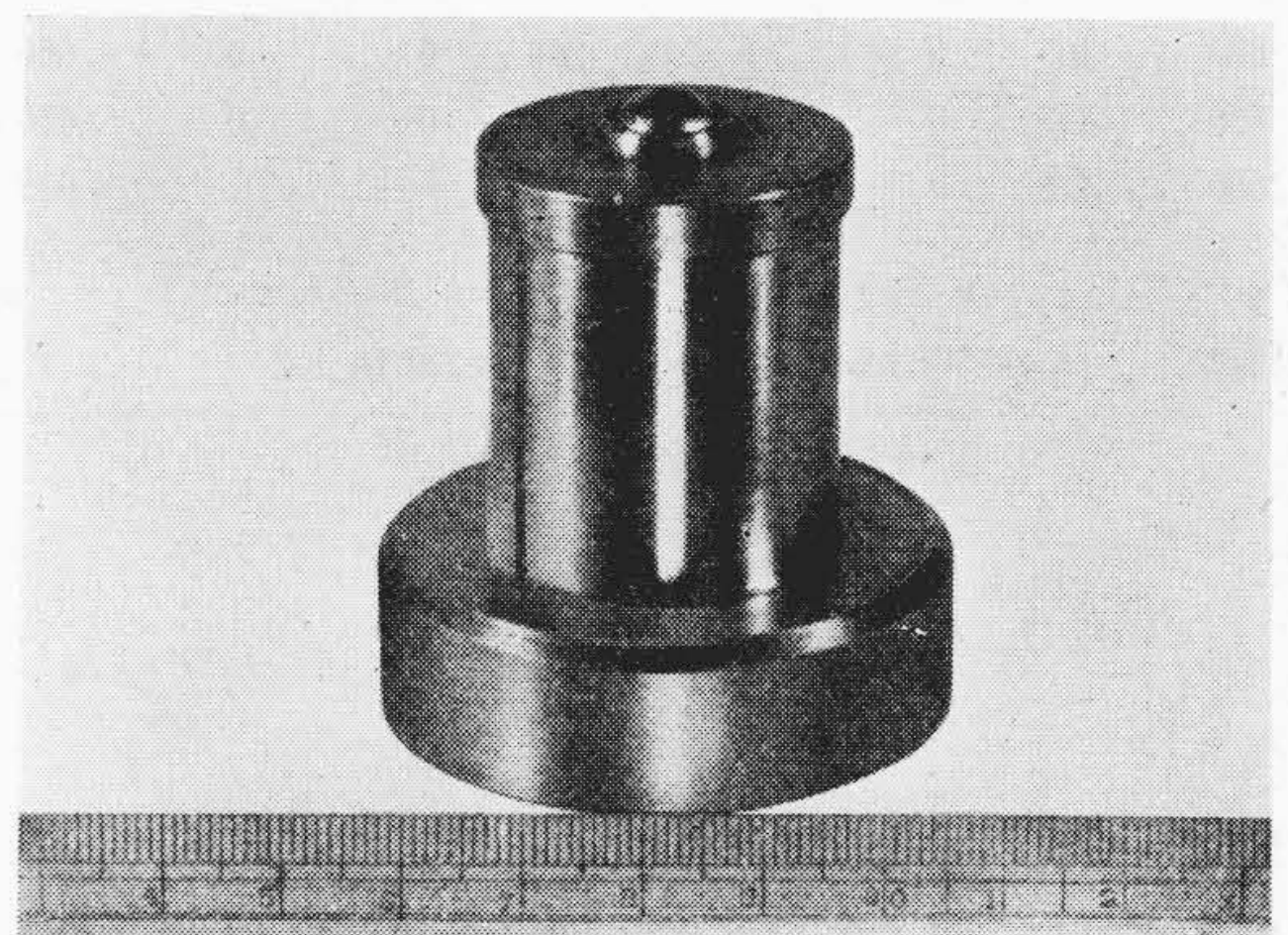
で表わすことができる。(25), (27)式より ϵ として

$$\epsilon = \frac{1}{200} \frac{AE_b}{R_b \cdot \alpha \cdot \lambda} \dots\dots\dots (28)$$

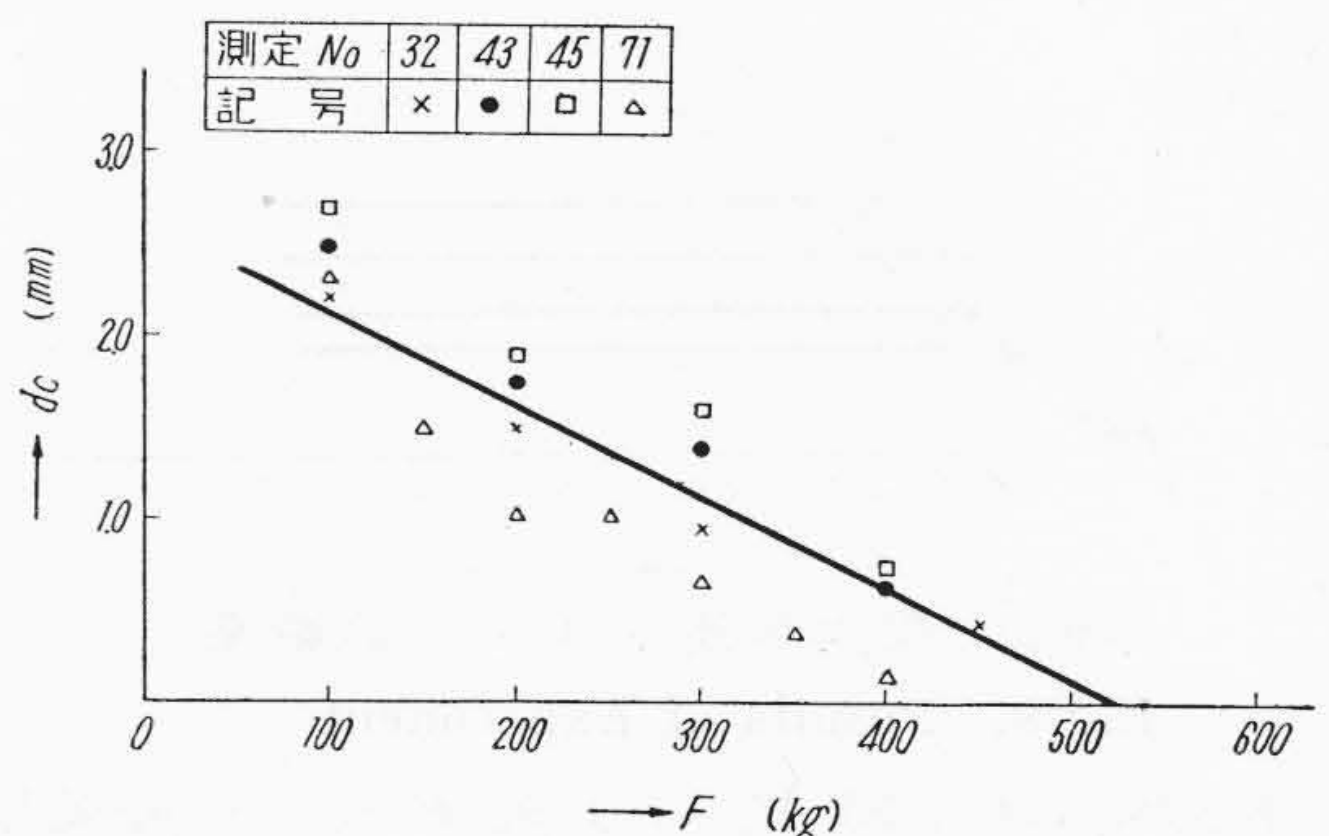
をうる。これを用いて (14), (26) 式を書き直すとそれぞれつぎのようになる。



第6図 実験装置
Fig.6. Apparatus of Experiment



第7図 荷重測定用ピックアップ
Fig.7. Load Cell



第8図 ライブエンドバネの力 F と間隙 d_c の関係
Fig.8. Relation between Spring Force F and Gap d_c

$$T_1 = \frac{\mu \alpha (200 + k)}{200 \mu \alpha + k (e^{\mu \alpha} - 1)} R \cdot \lambda \cdot F (e^{\mu \alpha} - 1) \quad (14')$$

$$T_2 = \mu \cdot \alpha \cdot R (200 \lambda d_c' + \lambda F') \dots\dots\dots (26')$$

(B) $T-F$ 特性に関する実験結果

筆者の実験装置では

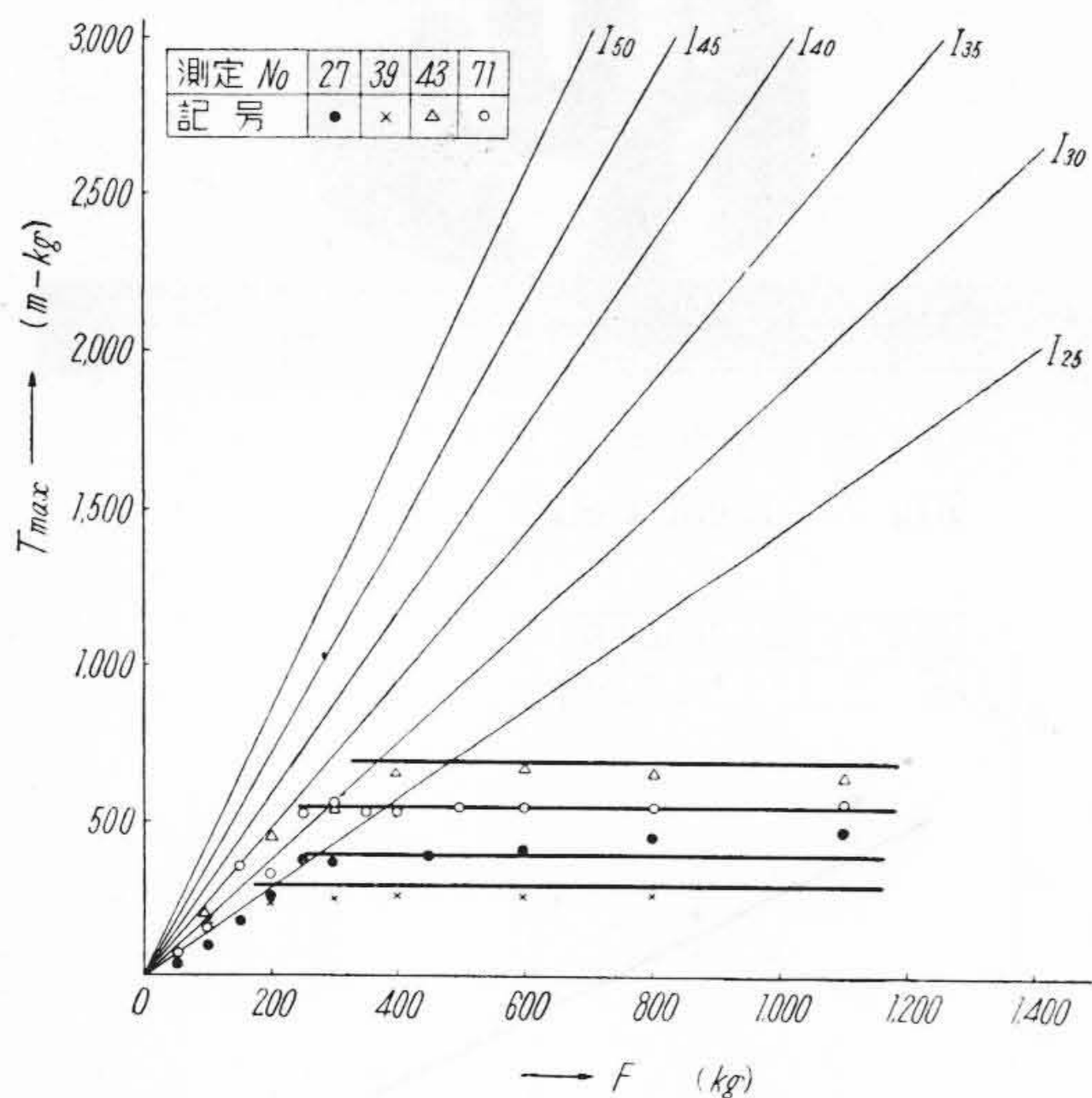
$$\begin{aligned} \alpha &= 5.41 \text{ rad} & \lambda &= 1.83 \\ R &= 0.35 \text{ m} & k &= 70.4 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

第1表 実験結果

Table 1. Results of Experiment

測定 No.	27			39			43			71		
	$F'=450\text{kg}$ $d_c'=0\text{mm}$			$F'=300\text{kg}$ $d_c'=0.05\text{mm}$			$F'=100\text{kg}$ $d_c'=0.05\text{mm}$			$F'=250\text{kg}$ $d_c'=1.0\text{mm}$		
	T (m-kg)	d_c (mm)	d_s (mm)	T (m-kg)	d_c (mm)	d_s (mm)	T (m-kg)	d_c (mm)	d_s (mm)	T (m-kg)	d_c (mm)	d_s (mm)
50	35	2.70	2.0	—	—	—	—	—	—	75	3.00	2.55
100	100	1.80	1.2	170	0.90	0.5	190	2.50	1.9	160	2.30	1.80
150	173	1.30	0.7	—	—	—	—	—	—	355	1.50	0.75
200	260	1.00	0	230	0.80	0	445	1.75	0.9	330	1.00	0.08
250	365	0.75	0	—	—	—	—	—	—	520	1.00	0.13
300	360	0.35	0	250	0.05	0	535	1.40	0.4	560	0.65	0
350	—	—	—	—	—	—	—	—	—	525	0.40	0
400	—	—	—	260	0	0	650	0.65	0	530	0.15	0
450	385	0	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
500	—	—	—	260	0	0	—	—	—	543	0	0
600	405	0	0	260	0	0	660	0.05	0	543	0	0
800	447	0	0	265	0	0	650	0	0	547	0	0
1,000	470	0	0	—	—	—	635	0	0	560	0	0
T_2 の 計算値	$\mu=0.25$ として $T_2=389\text{ m-kg}$			$\mu=0.28$ として $T_2=297\text{ m-kg}$			$\mu=0.33$ として $T_2=694\text{ m-kg}$			$\mu=0.35$ として $T_2=543\text{ m-kg}$		

るときに間隙が残つていたか、否かの大体の目やすにはなる。第1表および第9図よりあきらかなように F の小さいうちは大体滑るときも間隙が残つており、その範囲では F の増加とともに T_{max} は増大するが、ある値より F が増加しても T_{max} はほとんど変化せずほゞ一定の値を示すようになり、かゝる点では滑るときの間隙は常に零である。この傾斜部の角度を I 群の直線と比較し摩擦係数を推定し、その μ の値



第9図 最大伝達トルク実験結果
Fig.9. Results of Experiment

であるから(14'), (26')式により μ , F または μ , d_c' , F' がわかれば T_1 , T_2 を計算することができる。かくして T と F との関係を示したものが前述の第5図である。

さて適当に F' , d_c' を設定し、しかるのち間隙調整ナットを動かすことなく F を変えてそのときの最大伝達トルク、間隙を測定した結果の数例を第1表および第9図に示す。表中設定条件欄には設定値 F' , d_c' を示し、その設定条件の下で F をいろいろに変えて一連の実験を行いそのときの d_c , d_s , T_{max} を測定した結果の測定値を示した。 d_c' , d_c , d_s はギャップゲージを用いて測定したが d_s は滑るとき瞬間値であるため正確ではないが、滑

を(26')式に代入して F' を計算すると第1表の計算値の欄に示した値となり、これを図示したものが第9図の水平な直線群である。この計算値は大体間隙がなくなつて滑る場合の実験値に近い値を示している。この実験結果より各一連の実験では割合 μ の変動は少ないが各実験ごとの間では μ の変動が相当あるように考えられる。これは曾田氏のいわれる摩擦の変動性と持続性によるものと考えられる(2)。

また実験結果より推測された摩擦係数 μ が小さいのは実際に有効に働いたバンドの長さが実長より短かかつたためと考えられる。(14'), (26')式よりあきらかなように μ と α とは T_{max} に対しては同様に影響するため計算で α をバンドの全長に必ず一定値としたため(実際は前述のごとく約90%となつている。) μ が小さく推測される結果となつた。

[VI] 考察

前述のように第1図に示した構造の摩擦クラッチの最大伝達トルクは(14')または(26')式により与えられる2つの場合がある。摩擦係数 μ の変化による最大伝達トルクの変化は(14')式による場合の方が(26')式による場合より大きい。しかし(26')式による場合は間隙 d_c' が伝達トルクに影響し、この d_c' の値はライニングの磨耗やクラッチの発熱などにより変化するために、たとえ μ が一定でも最大伝達トルクは変化する。したがつて(26')式により最大トルクを規正するような調整は実用的でなく、従来より(14')式により伝達トルクを規正する方法が行われている。しかし調整が不良で間隙が小さすぎると

きは最大伝達トルクが(26')式に支配され、所望伝達トルクがえられないことがある。また(14')式による場合は μ の変動による最大伝達トルクの変動が大きく過負荷を伝達し、動力伝達機構や原動機を破損するなどの事故を生ずることが考えられる。

第1図の構造のクラッチでは S_1 の値は(2)式により与えられるから S_2 が大きくなればいくらかでも大きくなりうる。しかるに(4)式によればデッドエンドの圧縮力を規正し、最大伝達トルクを制限する方法が考えられる。

いまデッドエンドの圧縮力 S_1 がある一定値以上を取りえないような機構を附加しえた場合における最大伝達トルクを T_3 とすると

$$T_3 = RS_1(1 - e^{-\mu\alpha}) \dots\dots\dots (4')$$

とすることができる。

この新しい構造のクラッチと前述のクラッチとで摩擦係数 μ が変化した場合の最大伝達トルクの変動を小さくするにはどちらが有利であるかを検討しよう。 μ の変化に対する T_1, T_2 の変動を T_3 のそれと比較するため

$$\frac{dT_1}{d\mu} / \frac{dT_3}{d\mu}, \quad \frac{dT_2}{d\mu} / \frac{dT_3}{d\mu}$$

$$\frac{dT_1}{d\mu} / \frac{dT_3}{d\mu} > 1; \quad \frac{dT_2}{d\mu} / \frac{dT_3}{d\mu} > 1$$

となり新しい構造のクラッチが第1図のクラッチに比べて μ の変動に対して最大伝達トルクの変動が小さいことがあきらかである。

つぎにこれを $T-F$ 特性を用いて説明しよう。

所望最大伝達トルクが1,500m-kgであるとする。摩擦係数が0.40であるとすれば(14'), (26'), (4')式において

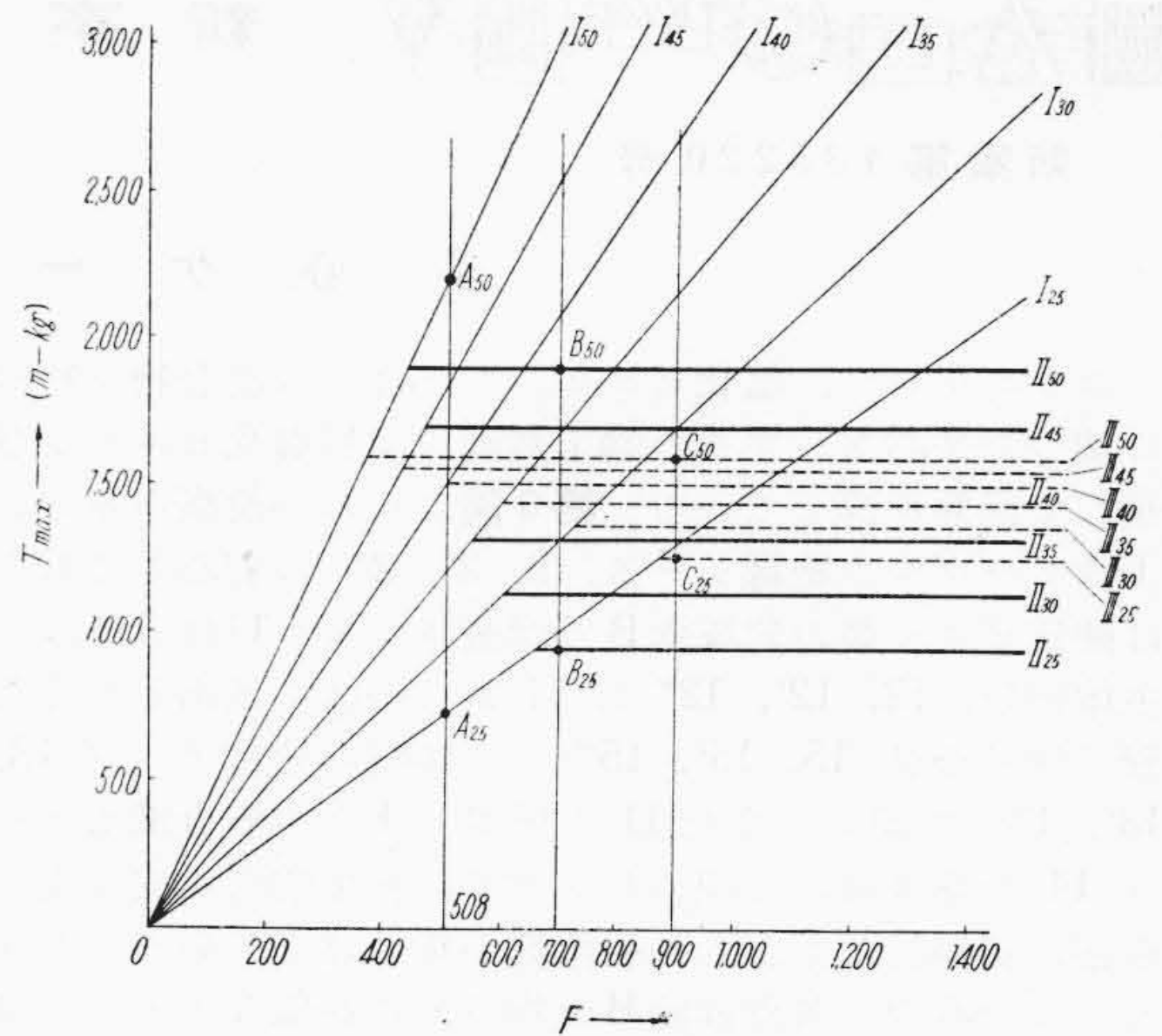
$$T_1 = T_2 = T_3 = 1,500\text{m-kg}; \quad \mu = 0.40$$

とおき各場合における設定条件を求めることができる。この設定条件を第2表に附記した。しかしこの設定条件においても μ が変化する場合最大伝達トルクは変化し μ が0.25, 0.30, ..., 0.45, 0.50と変る場合の T_1, T_2, T_3 を計算すれば第2表に示すごとくなり、 $T-F$ 特性として図示すれば第10図となる。この図のI~III群の直線群は μ をパラメータとしてそれぞれ T_1, T_2, T_3 を示したものである。(14')式すなわちI群の直線群の場合には μ が0.25~0.50の範囲で変化すれば $A_{25}A_{50}$ の点の示す範囲で最大伝達トルクは変化する。しかるに(26'), (4')式は F を含んでいないからそれぞれの場合において F を700kg, 900kgにしても T_2, T_3 は変らない。したがって F をこのようにしておけば μ の上記の変化に対し最大伝達トルク T_2, T_3 はそれぞれ $B_{25}B_{50}$ および $C_{25}C_{50}$ の点

第2表 摩擦係数と最大伝達トルク

Table 2. Comparison of Maximum Torques in 3 Cases

T m-kg	μ	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	$\mu=0.40$ にて $T_{max}=1,500\text{m-kg}$ とする設定条件
T_1		724	948	1,210	1,500	1,824	2,176	$F'=508\text{kg}$ $d_c' > 2.9\text{mm}$ で $F=508\text{kg}$
T_2		941	1,129	1,318	1,500	1,694	1,882	$F'=508\text{kg}$ $d_c'=2.9\text{mm}$ で $F > 508\text{kg}$
T_3		1,256	1,360	1,439	1,500	1,546	1,582	$S_1=4,843\text{kg}$, $F'=508\text{kg}$ $d_c' > 2.9\text{mm}$ で $F > 508\text{kg}$



第10図 クラッチにおける最大伝達トルクの比較
Fig. 10. Comparison of Maximum Torques in 3 Cases

の示す範囲で変化する。しかしして

$$A_{25}A_{50} > B_{25}B_{50} > C_{25}C_{50}$$

でこれによつても μ の変動に伴う最大伝達トルクの変化率を小さくするためには新しい型のクラッチが従来の型のものよりも有利であることがあきらかである。

[VII] 結 論

第1図に示すようにインターナルエキスパンションバンド型の摩擦クラッチの最大伝達トルクはその調整により2つの場合があり、1つはトグルレバーとベルクランクの間隙が残つて滑る場合であり、他はこの間隙がなくなつて滑る場合である。前者では最大伝達トルクは摩擦係数とクラッチを入れたときのライブエンドバネの力により定まりその値は(14')式により与えられる。しかしこのときの T_{max} の値は μ の変化により大きく変動する。後者の場合には最大伝達トルクは摩擦係数、クラッチを入れたときのライブエンドバネの力およびトグルレバーとベルクランクの間隙の大きさにより定まる。この場合には μ の変動に伴う最大伝達トルクの変動は前者の場合より小さいが使用中の発熱、ライニングの磨耗などにより間隙が変化するため実用的でない。

バンドのデッドエンドにおける圧縮力が一定値以上に

ならないような機構を附加すると摩擦係数の変動に伴う最大伝達トルクの変動は上記の2つの場合に比しはるかに小さく、かつ発熱、磨耗などによる影響もさけることができてきわめて有効である。

終りに本研究を遂行するに当り終始御指導御鞭撻をいただいた工学博士小堀威氏および装置の設計製作、実験数値計算や図表の作製に労を惜まず御協力いただいた林

弥之助、岡田元、清水孝一の諸氏に厚く感謝の意を表する次第である。

参考文献

- (1) 建設機械協会：建設機械用クラッチおよびブレーキライニングに関する研究（昭26年）
- (2) 曾田：東大理工学研究所増告 4 11~12(昭25年)



新案の紹介

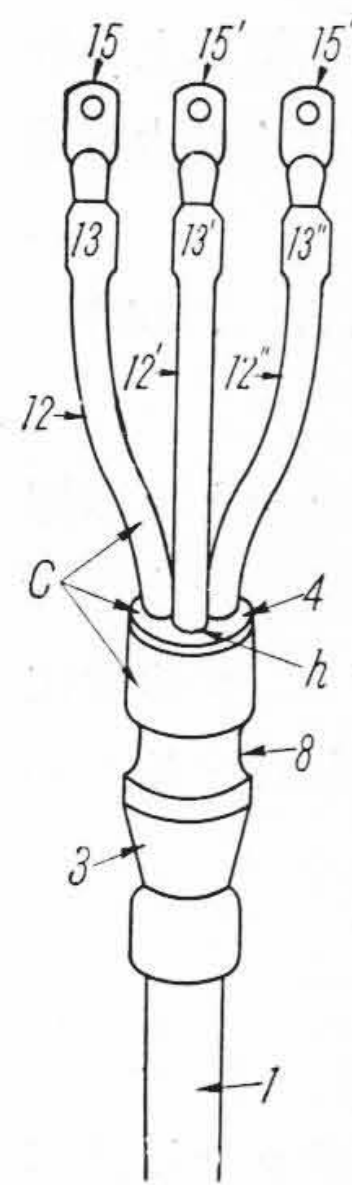


新案第435220号

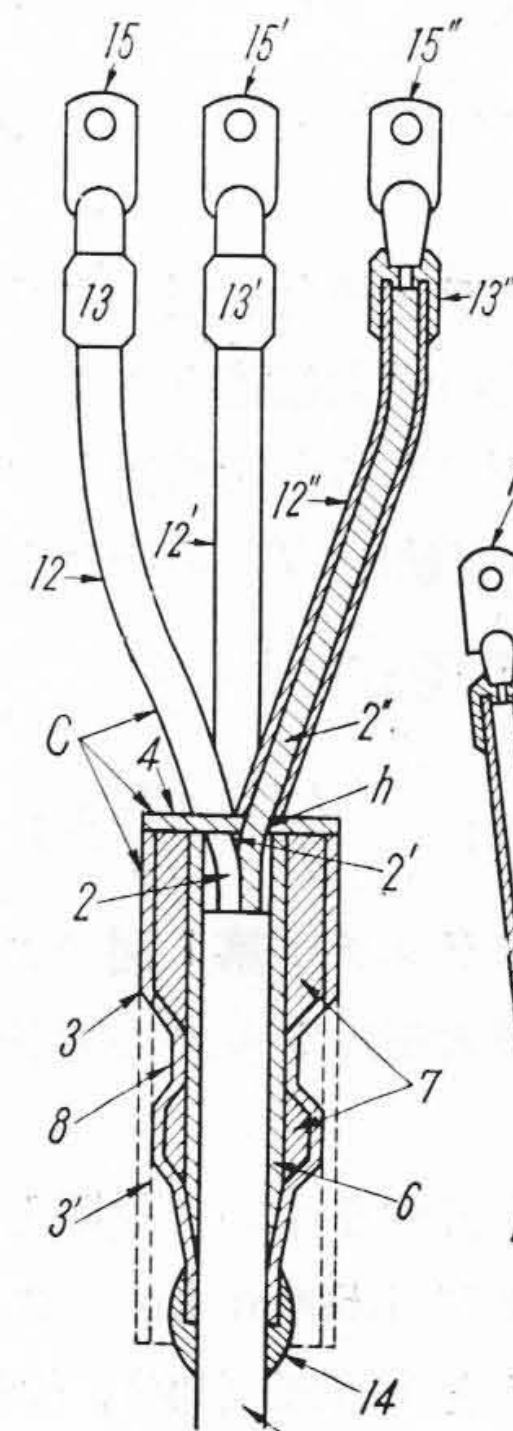
高橋長一郎・大竹政純

多心ケーブル端末部

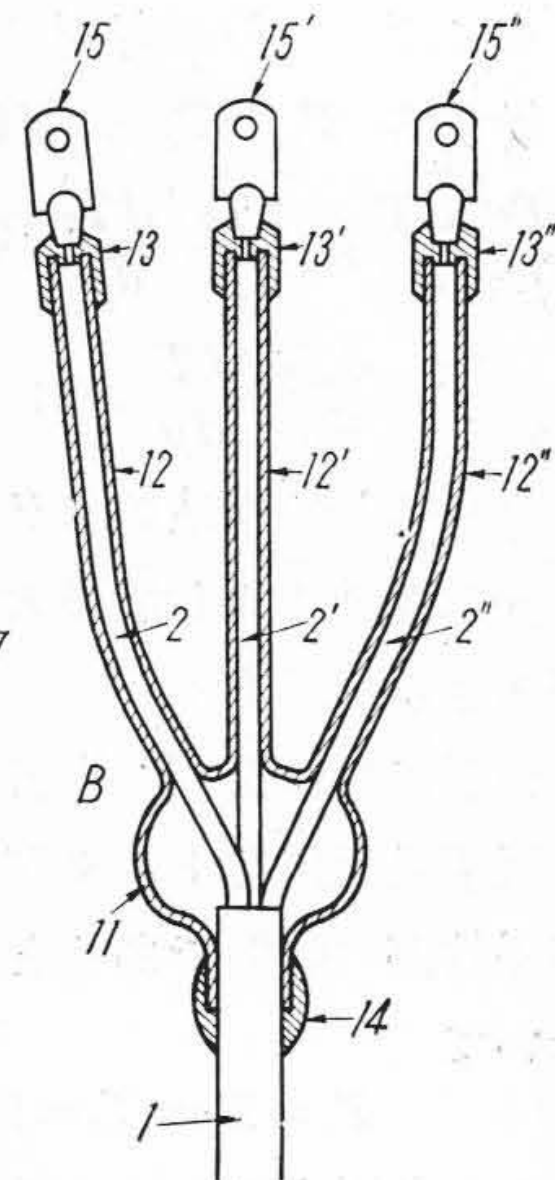
ポリエチレン、塩化ビニル、またはゴム混合物を絶縁に使った多心ケーブルの端末処理に硬質塩化ビニルが登場して好評を博している。第3図はその一般型を示し、1はケーブルの絶縁シース、2、2'、2''は線心でこれらは硬質ビニル製の分岐函Bに隠蔽される、11は分岐函の主体部分、12、12'、12''は11から一体に延出した分岐管で端子金具15、15'、15''との接続部分はテープ13、13'、13''で固め、また11の根本と1との嵌合部もテープ14を巻き付けて固めたもので、機械的に丈夫な上に耐湿、絶縁的でしかも外觀体裁が垢ぬけしている。しかるにこのものの欠点は函Bを作るのに高価なモールド金型を必要とし、さらにそれがケーブルの太さによって大きさが多岐にわたるので引き合わないことである。本案はこの点を改良したもので、ケーブル1の端の径より適当に太い塩化ビニル加熱収縮管（ヒシチューブ）3を用い、2、2'、2''を貫通した硬質塩化ビニル製の鏝4で蓋し、3の端周と12、12'、12''の根本を4に対して加熱コテで融着して一体となし、次に3の所々を8のように加熱収縮してくびれを作ったものである。6は硬質支持莖、7は填充物である。このようにして作った端末部の外觀は第1図に見るようにコンパクトでありスマートであつて、機械的強度にすぐれ、耐湿、絶縁的な特長がある。そしてこの構造によれば管3のダイヤを選ぶだけで工作は自由自在であり、勿論モールド金型など全然不要で、大幅に寸度的互換性が利く実益がある。（宮崎）



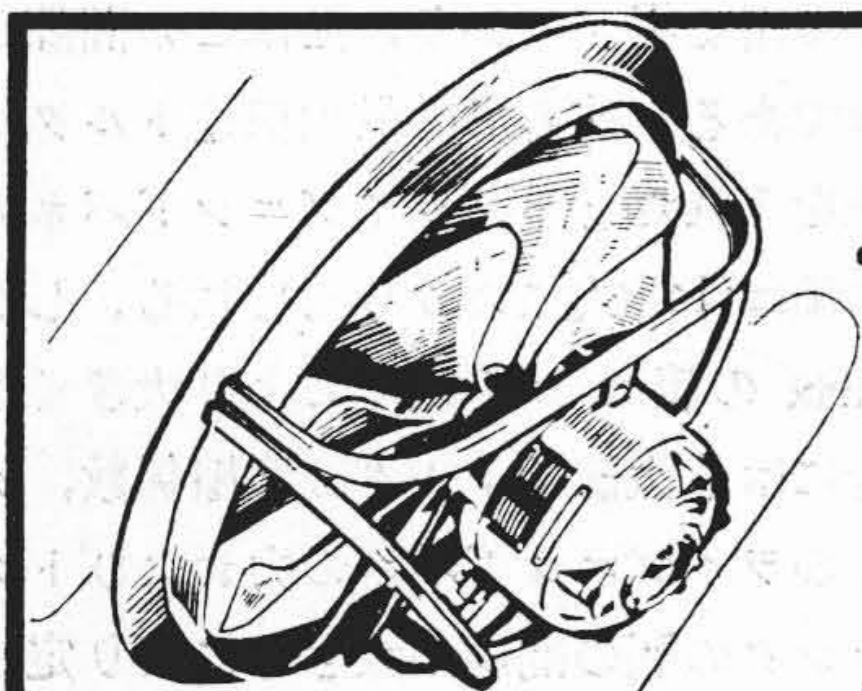
第1図



第2図



第3図



清浄な空気で作業能率の向上を!

日立換気扇

清浄な空気は衛生上よいばかりでなく、すべての能率を幾倍にも高めることができます。日立換気扇には単相用と三相用との二種類があり、さらに三相用には大きさのことなつたものを用意いたしております。汚れた空気や悪ガスの籠つた室には日立換気扇の御使用をお薦めいたします。

日立製作所