

湿式多板クラッチの性能

Characteristics of Wet Multiple Disk Clutches

永 野 周 一*
Shūichi Nagano

内 容 梗 概

湿式多板クラッチは大容量、高耐久性クラッチとしてすぐれた性能を有している。今回はその中で特に重要な伝達トルク・焼付きおよび温度上昇について述べた。

まず、クラッチ板の摩擦係数に対するすべり速度、面圧、油温、油量、材質、形状などの影響について述べた。次に各種の条件のもとでのクラッチ板の損傷に関する実験結果を示した。そして温度によりクラッチの使用限が与えられることを示した。

最後に各種条件のもとでの温度上昇の実験結果を示し、これを用いてパワーショベル用クラッチの作業時の温度上昇を計算し、それが現地での実績とたいたい合うことを示した。

これらの結果は湿式多板クラッチ設計の際の資料となるものと思われる。

1. 緒 言

湿式多板クラッチは摩擦板と相手板を交互に重ね合わせて押付力を加え、それによって生じる摩擦力によってトルクを伝達させるクラッチである。

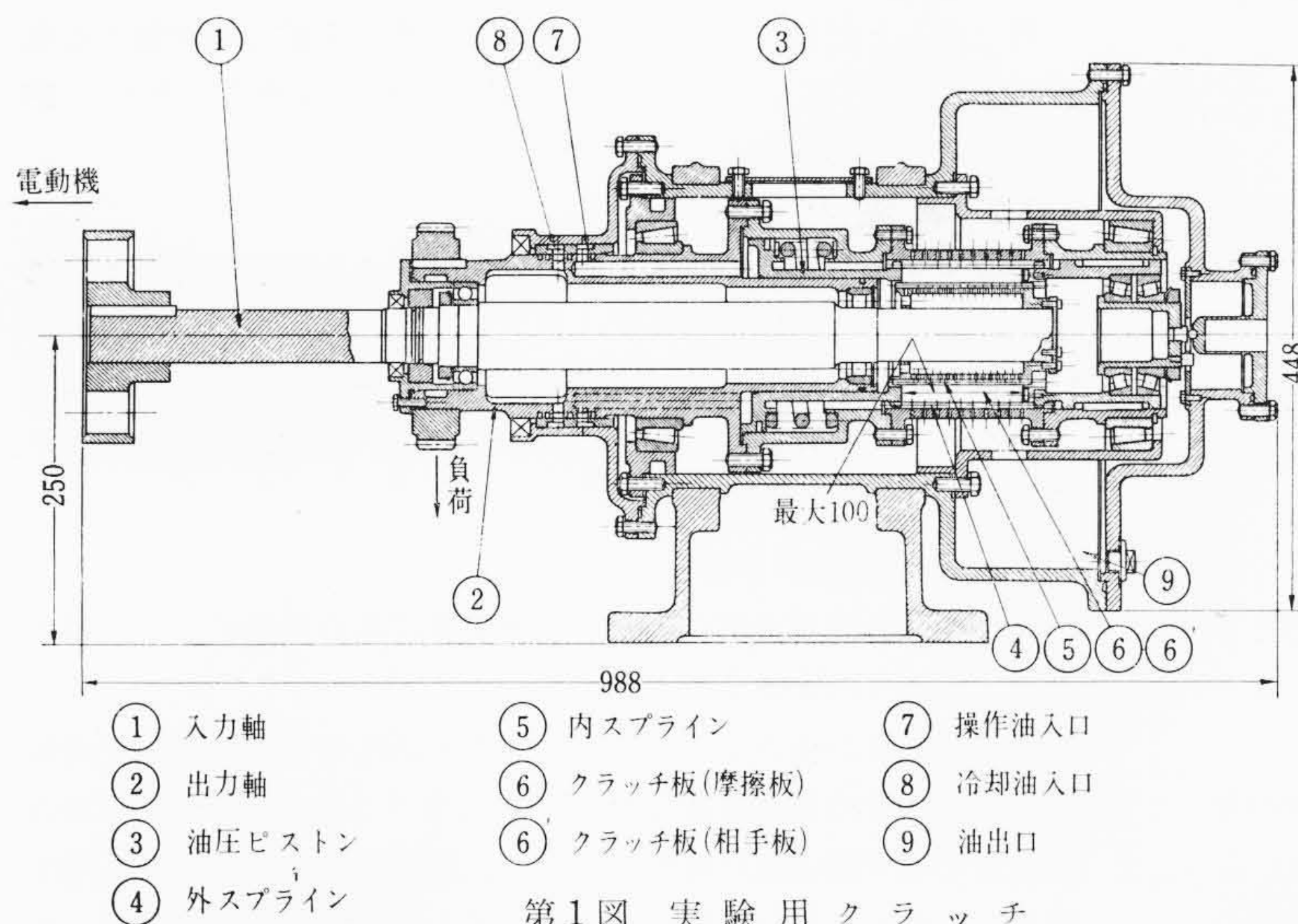
その長所は

- (1) 多数のクラッチ板を重ねることにより、小形クラッチで大トルクを伝達できること
- (2) 摩擦係数が乾式に比し安定していること
- (3) 冷却が容易なので大量の摩擦熱を放散できること
- (4) 摩擦面の摩耗量が少ないので寿命が長いこと
- (5) 摩擦面を油に対してシールする必要がないので、油圧シリンダ操作や各部の潤滑が比較的容易であること

などである。反面、短所としては

- (1) 内、外径スプライン、送油装置などのために構造がやや複雑になること
- (2) 油圧操作の際にはクラッチ板の間げきに基づくクラッチ入操作時の時間遅れのために制御性が害される場合があること
- (3) クラッチ板の間げきが小さすぎるとクラッチを切った時にもクラッチ板が触れ合い、過大な引きずりトルクが発生する場合があること

などがあげられる。



* 日立製作所亀有工場

以上の特長から現在湿式多板クラッチの採用されているおもな分野は建設機械、車両、自動車、工作機械、船舶であり、特に建設機械においては高耐久性クラッチとして今後ますます多く使用される傾向にある。日立製作所足立工場の製品は各種トラクタ、パワーショベル、変速機などに採用されている。

以下においては湿式多板クラッチの性能に関する問題のうちで、伝達トルクの問題および摩擦熱によるクラッチ板の焼付きの問題について述べることにする。

2. 実験用クラッチ

上記の問題の調査に当たって用いた実験用クラッチを第1図に示す。トルクは入力軸①から内スプライン⑤を経てそれとかみ合っている摩擦板⑥に伝わり、さらに油圧ピストン③の押付力によって発生する摩擦力によって相手板⑥'に伝わる。相手板からはさらに外スプライン④を経て、トルクは出力軸②に達する。摩擦板と相手板とをあわせて今後はクラッチ板と呼ぶことにする。

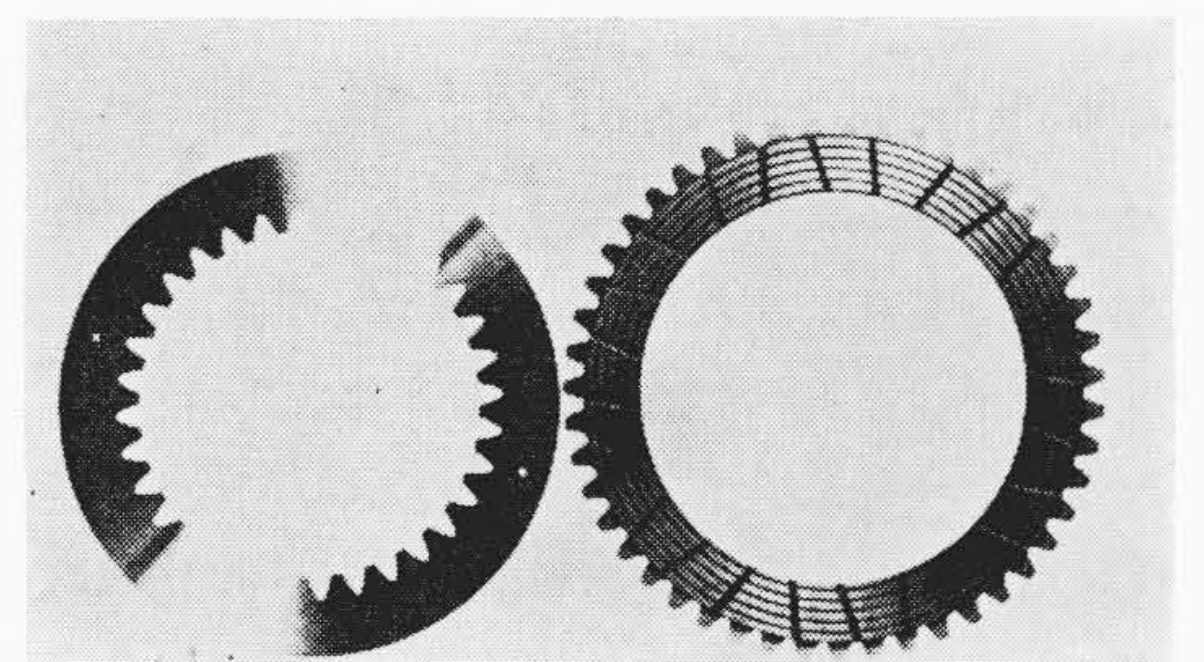
摩擦板としては一般に焼結合金製、青銅製、セミメタリック製、プラスチック製のものが用いられているが、今回用いたものは焼結合金製であり、第2図に示される。その外径は112mm、また内径は86.5mmである。

シリンダ作動油およびクラッチ板冷却油はともにモビール油200番である。

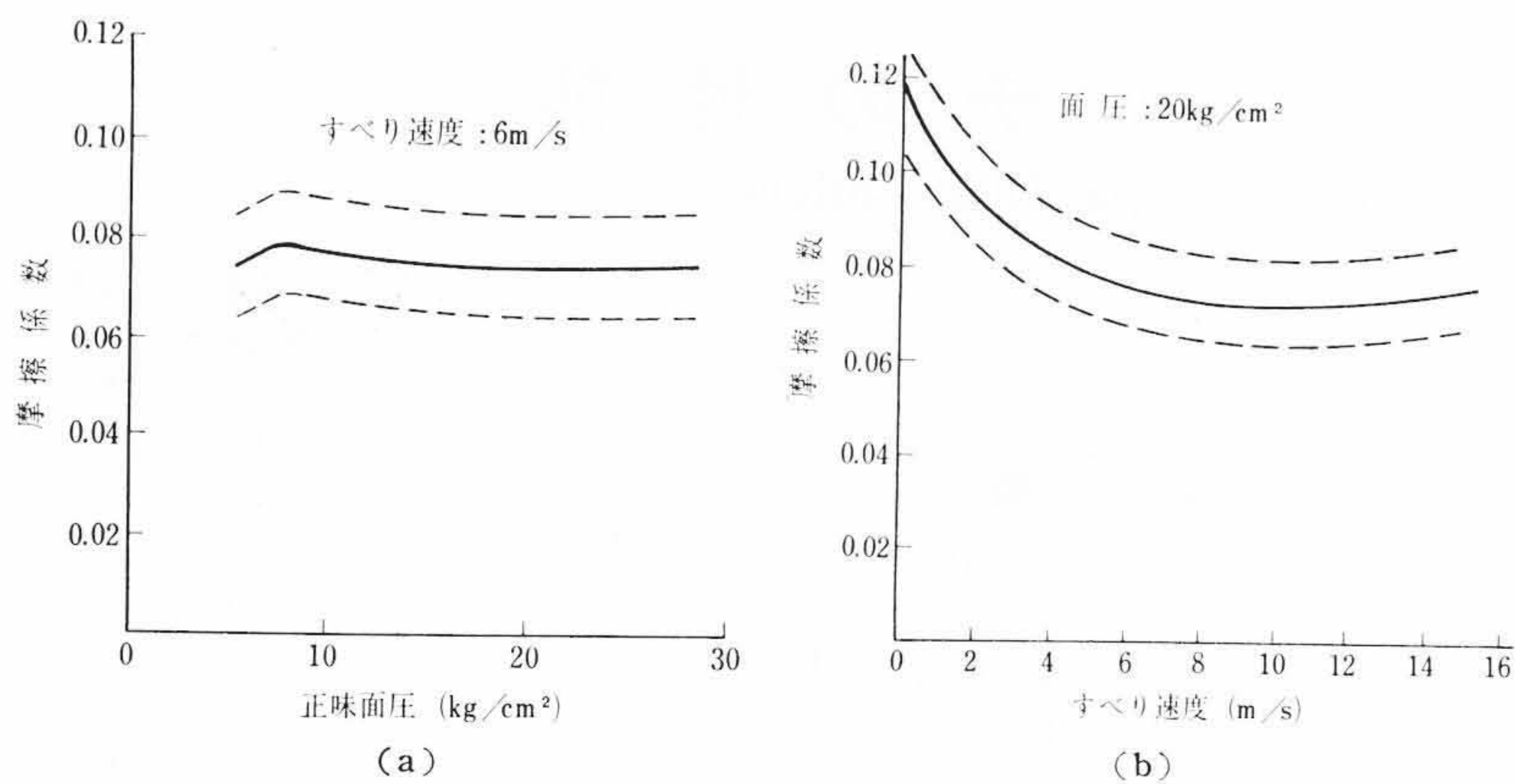
伝達トルクは入力軸の前に設置した抵抗線ひずみ計式トルクメータにより測定した。冷却油流量はルーツ型流量計により測定した。摩擦板は出力軸側に取り付け、出力軸を固定した。この摩擦板にアルメル・クロメル熱電対を埋込み、熱電温度計により測温し、これをクラッチ板温度とした。

3. 伝達トルク

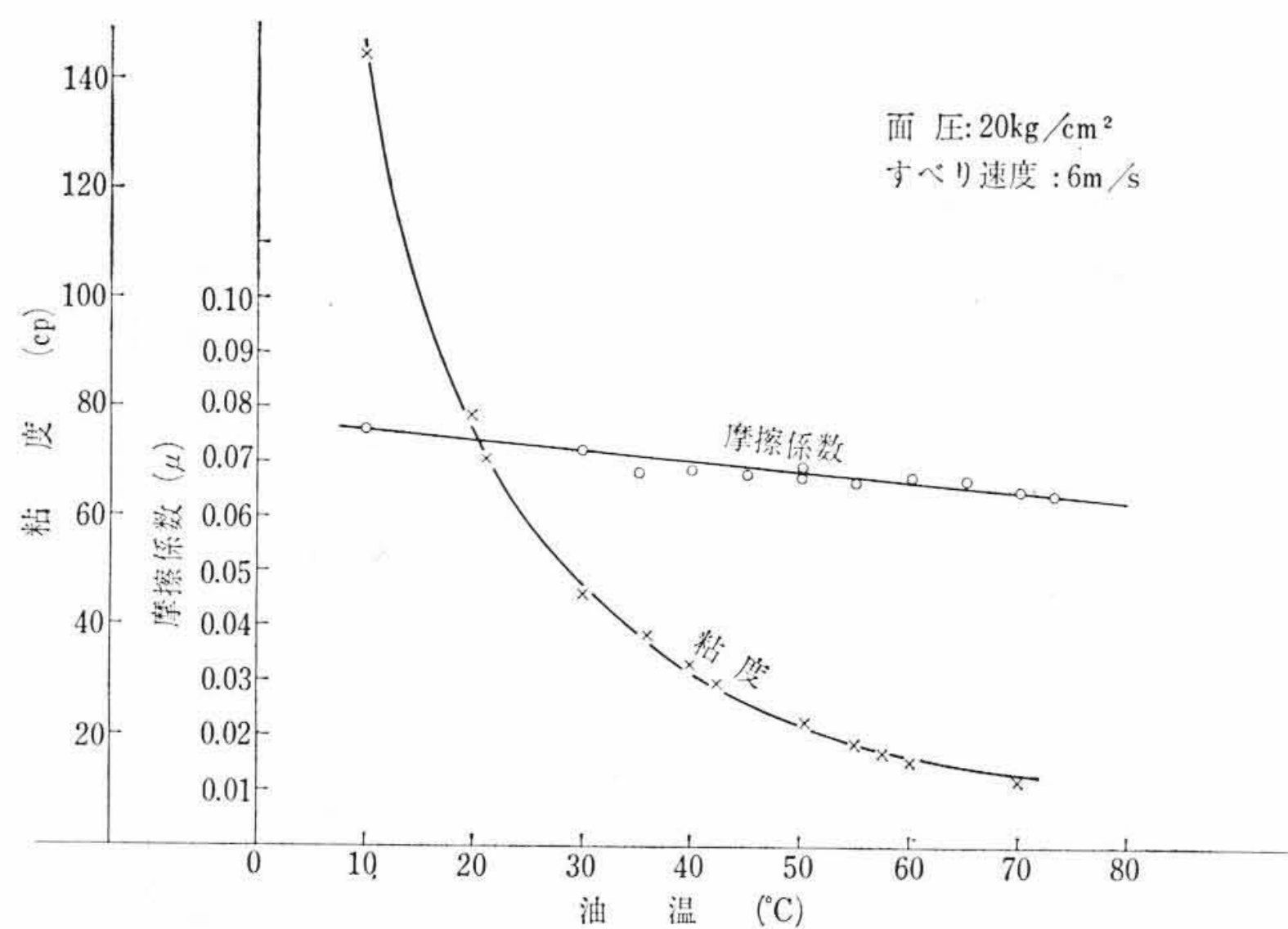
湿式多板クラッチの伝達トルクを考える際にはクラッチ板の寸法、形状、摩擦係数、枚数などが問題になる。



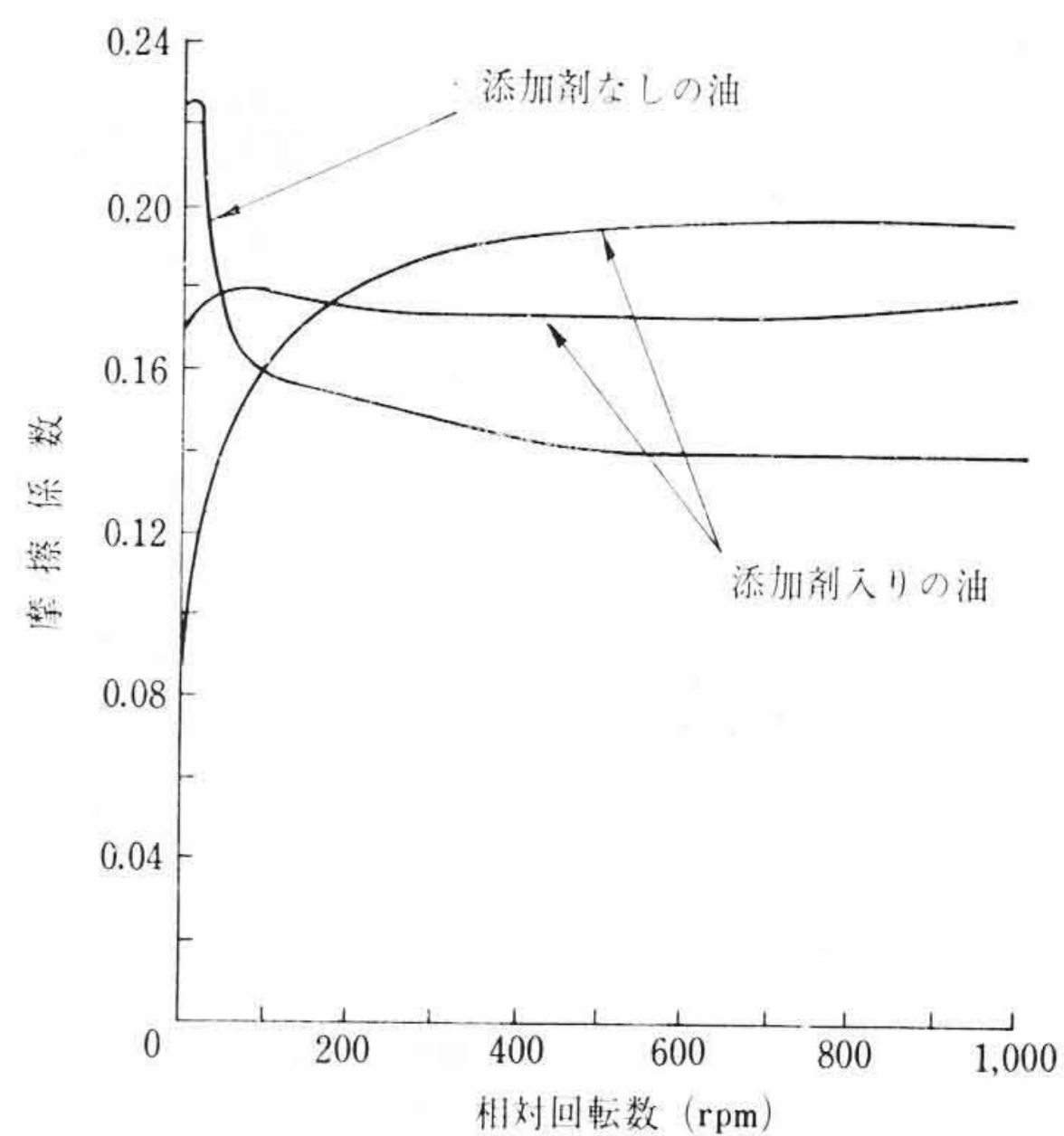
第2図 摩擦板(右)と相手板(左)



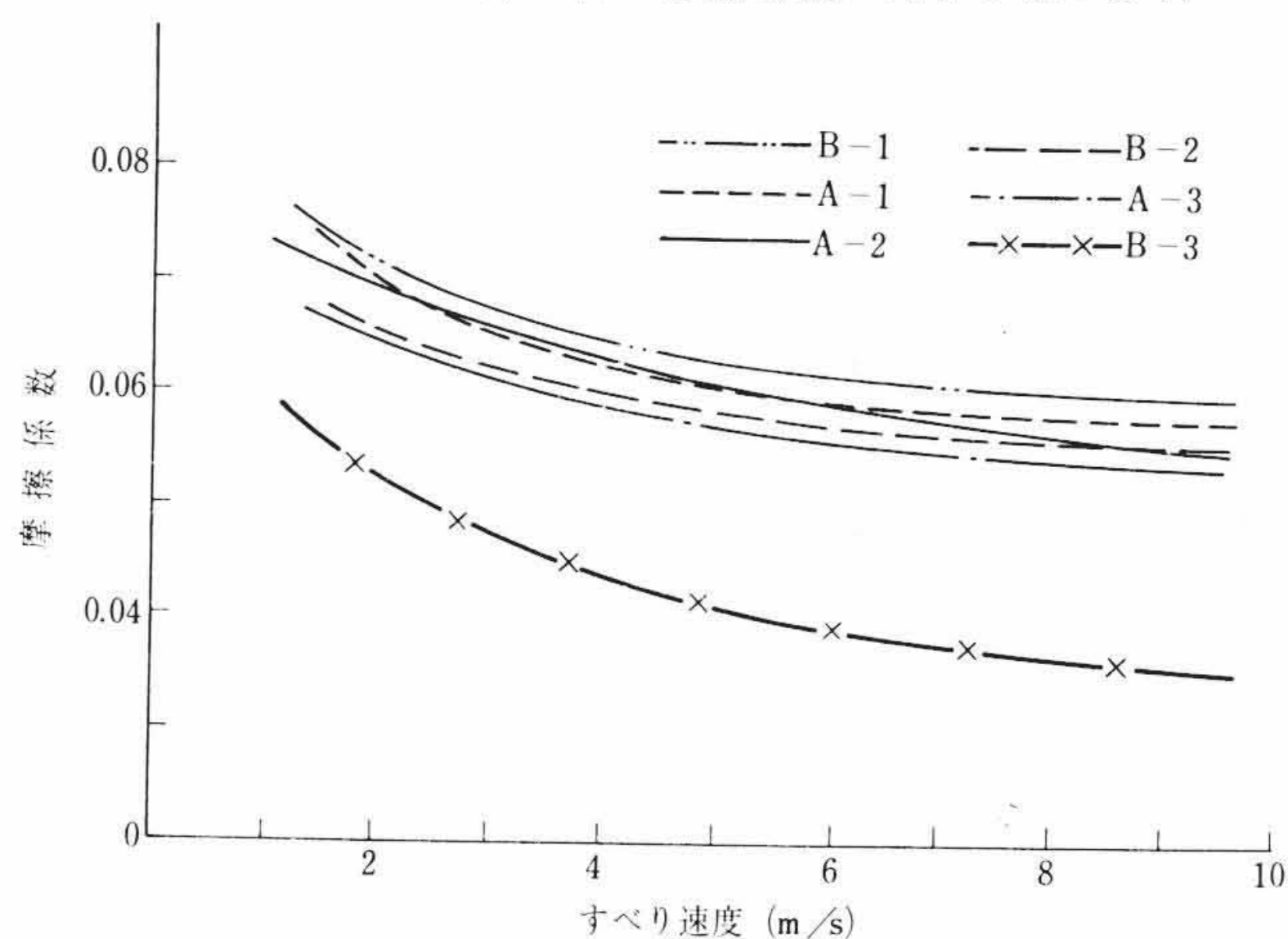
第 3 図 摩擦係数に対するすべり速度と面圧の影響



第 4 図 摩擦係数に対する油温の影響



第 5 図 摩擦係数に対する油の影響



第 6 図 摩擦係数に対する摩擦板の材質の影響

3.1 クラッチ板の寸法および摩擦係数と伝達トルクの関係

摩擦面各部の摩擦係数が面圧，すべり速度などの種々の条件の変化によっても一定値であると仮定すると，よく知られているように摩擦面 1 面当たりの伝達トルクの計算式としては次の二つが導かれる。

(1) 面圧が摩擦面各部に一様に分布していると仮定すると

$$T_u = \frac{1}{3} \mu P \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \quad (1)$$

が成り立つ。

(2) 摩耗量(厚さ減少量)が摩擦面各部で一様分布で，かつそれは摩擦仕事量に比例すると仮定すると

$$T_u = \frac{1}{4} \mu P (D + d) \quad (2)$$

となる。

ここに T_u : 摩擦面 1 面当たりの伝達トルク

μ : 摩擦係数

P : クラッチ板押付力(全面圧)

D : 摩擦面外径

d : 摩擦面内径

すりあわせの進んでいないクラッチ板では(1)式が，またよくすりあわせしたクラッチ板では(2)式がなりたつと考えるのが妥当と思われるが，通常はいずれによっても T_u の値には大差がない。よって今後は簡単な(2)式を用いることにする。

しかしながら湿式クラッチにおいては摩擦係数はクラッチ板の形状と密接な関係があり，形状を離れては摩擦係数は考えられない。したがって上記の式は伝達トルクの計算式というよりは摩擦係数の定義式ともいふべきものである。

3.2 摩擦係数に対する各種要因の影響

種々な条件のもとでの伝達トルクを測定し(2)式により摩擦係数を逆算した。

3.2.1 すべり速度および面圧の影響

モビール油 200 番のもとでの摩擦係数は第 3 図のようになる。すなわちすべり速度が増すと摩擦係数は減少しやがてほぼ一定の値となる。面圧を変えても摩擦係数はあまり変らないが正味面圧が 5 kg/cm^2 以下にまで下がるとしだいに低下する。これは流体潤滑状態となるためと考えられる。

同一ロットとして製作した摩擦板でも摩擦係数の値は種々な条件によりばらつく。その幅は平均値の上下 10% 程度であり，第 3 図の破線で示される。

3.2.2 油温の影響

油温を変えた場合の摩擦係数および粘度の測定結果を第 4 図に示す。この場合には摩擦係数はあまり変化しないが，粘度は大いに変わる。したがって粘度は摩擦係数にほとんど無関係といつてよいだろう。すなわち湿式多板クラッチでの摩擦状況は境界潤滑状態といつてよい。

3.2.3 油の種類の影響

Smith 氏らの測定例によると摩擦係数は油の種類によって第 5 図に示すように変化する⁽¹⁾。

すべり速度が小さくなると高度の表面活性剤を入れた油では無添加油の場合の半分程度となる。またすべり速度が 0 から 3 m/s 程度まで増す際に油の種類によって，摩擦係数が減る場合と増す場合とがある。また同種の油であっても新しい状態と古くなった状態では摩擦係数の値に 15% 程度の差があるとされている。

3.2.4 油の流量の影響

筆者の実験によると摩擦面が常に油でぬれる程度以上に油を流せば、摩擦係数は流量には無関係である。ただし摩擦仕事量を大きくして焼き付かせたときとか、流量が非常に少ない場合には摩擦係数は増加し、乾式クラッチでの値に近づく。この状態における摩擦係数は通常は非常に不安定である。

3.2.5 クラッチ板材質の影響

国内2社6種の焼結合金製摩擦板における摩擦係数は第6図に示され、一部を除いては大差がない。焼結状態のあまりよくない場合には油膜が生成されやすく、摩擦係数は低下する。

相手板としては硬鋼が通常は用いられるが、材質が変わっても摩擦係数はあまり変わらない。

3.2.6 油みぞ形状の影響

渦巻きみぞは摩擦面に油膜が発生し流体潤滑状態となるのを妨げるので摩擦係数を大きくするが、半径方向の油みぞは摩擦面に油を供給して油膜の生成を助長するので、摩擦係数を小さくするとされている⁽²⁾⁽³⁾。すなわち半径方向の油みぞを増すと冷却効果が増し、また摩擦係数も安定するが値は小さくなる。

極端な場合として油みぞなしのクラッチ板においてはクラッチ入時には摩擦面にはほとんど油が流入せず、冷却および潤滑は表面および焼結合金粉末間のわずかな油によって行なわれるのみである。したがって油みぞなしクラッチ板をすべり時間が長い場合に採用すると焼付き事故を起こすことがある。

3.2.7 寸法効果

みぞ数が等しく形状はほぼ相似形で外径が一方は224mm、他方は112mmのクラッチ板における摩擦係数を測定した。前者においては静摩擦係数が0.15、また動摩擦係数が0.11程度なのに対し後者では静摩擦係数が0.12、また動摩擦係数が0.07であった。すなわち相似形の場合には小径の摩擦板のほうが油みぞ間距離が短いので、潤滑状態がよくなり摩擦係数が低下するものと考えられる。

3.3 多数のクラッチ板を重ねる際の伝達トルク

各摩擦面の面圧が等しい場合には多数のクラッチ板での摩擦係数は

$$T=2N T_u \dots\dots\dots (3)$$

で与えられる。

ここに T : 伝達トルク

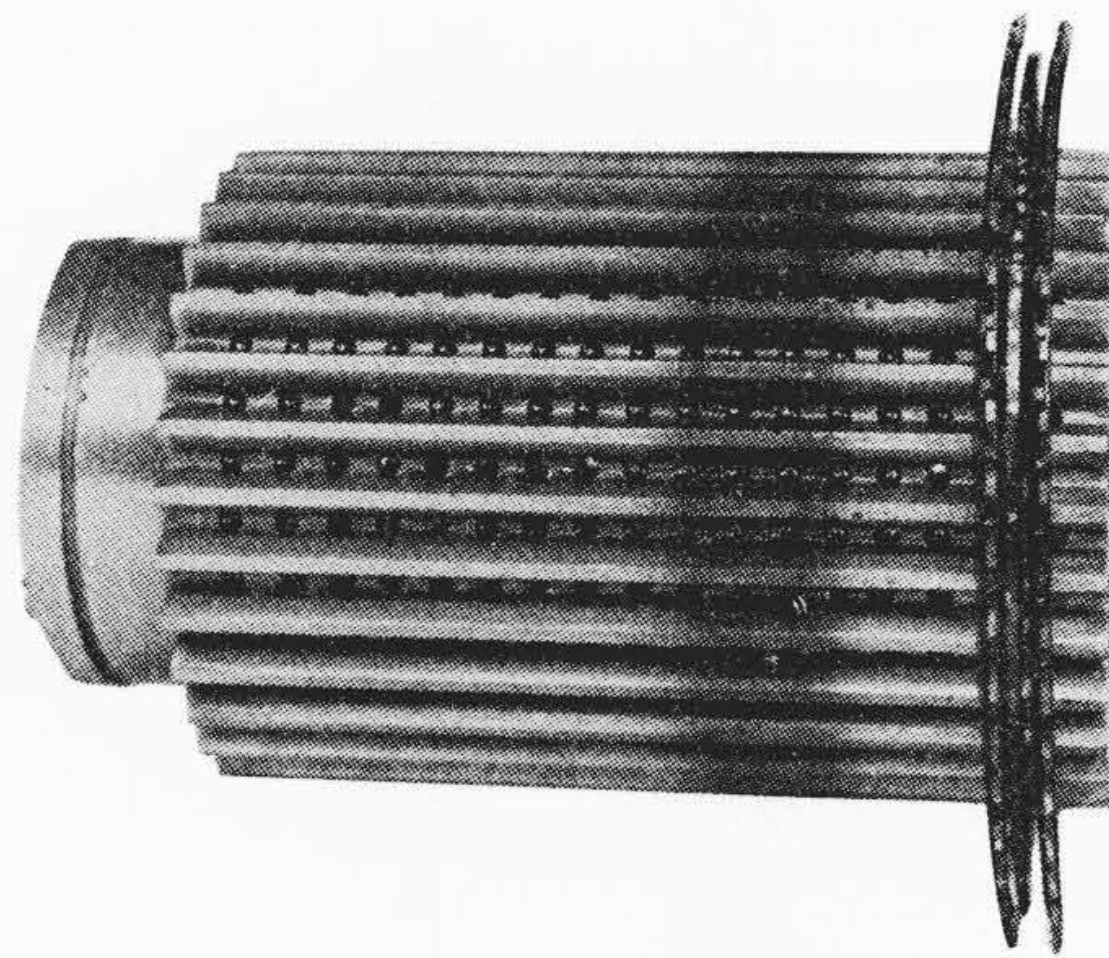
N : クラッチ板の組数(摩擦面数は $2N$)

T_u : 摩擦面1面による伝達トルク

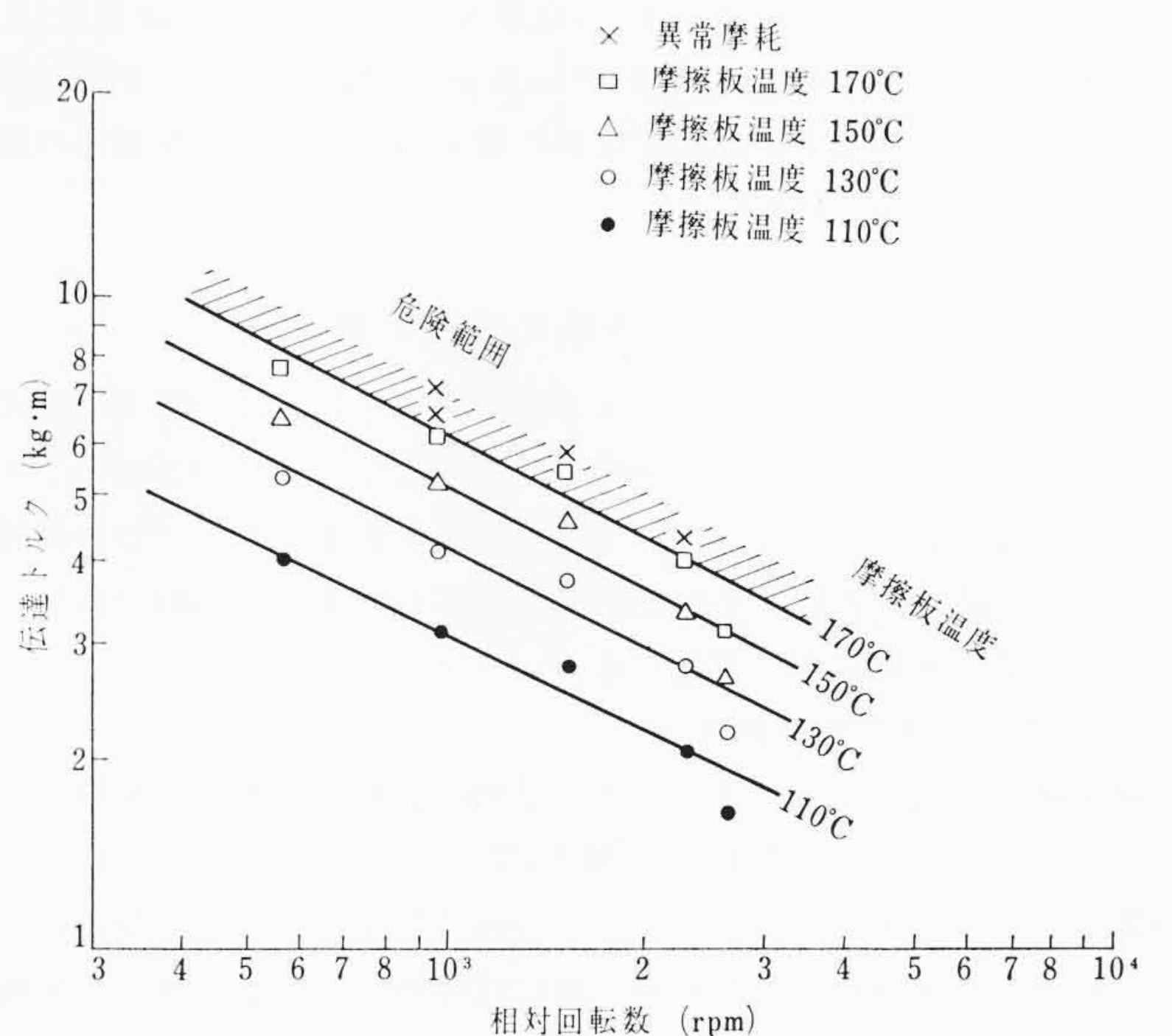
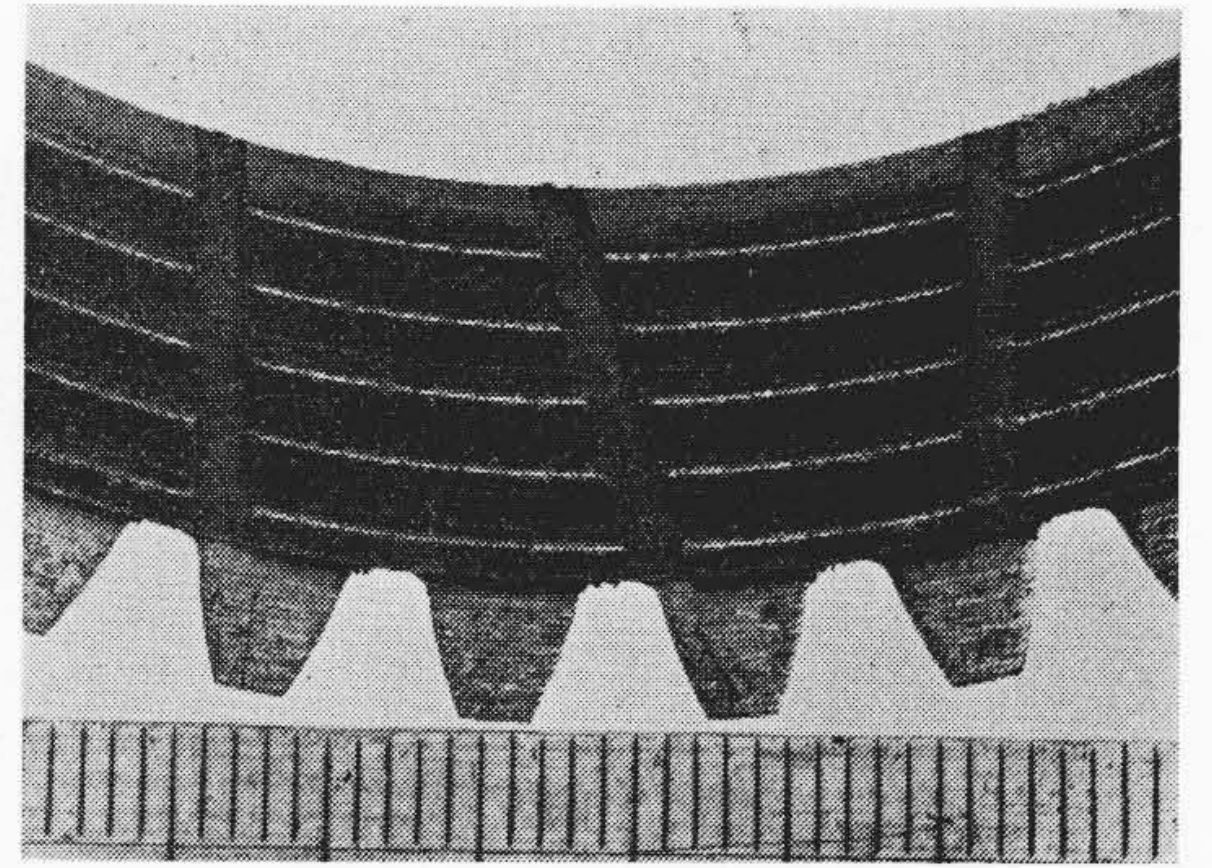
しかしながらピストンによって与えられる押付力はスプライン部での摩擦損失のためにピストンから遠ざかるにつれてしだいに小さくなることも考えられる。すなわちスプライン部での摩擦係数を一定とすると押付力はピストン側からのクラッチ板の数に対して等比数列で減少することになる。今回実験に用いたクラッチではスプライン部の摩擦係数を0.1とし、上記の考えに従って計算すると N が10の場合には T は(3)式による値の84%に、また N が20の場合には68%に低下することになる。

しかしながら筆者が実験したところによると、伝達トルクの測定値は面圧を先に与え、後にトルクを伝達させる場合(この場合には押付力の損失はないものと考えられる)とトルクを伝達させつつ押付力を増大させる場合とで有意差は認められなかった。

クラッチ板には通常はかなりの振動が発生しており、スプライン

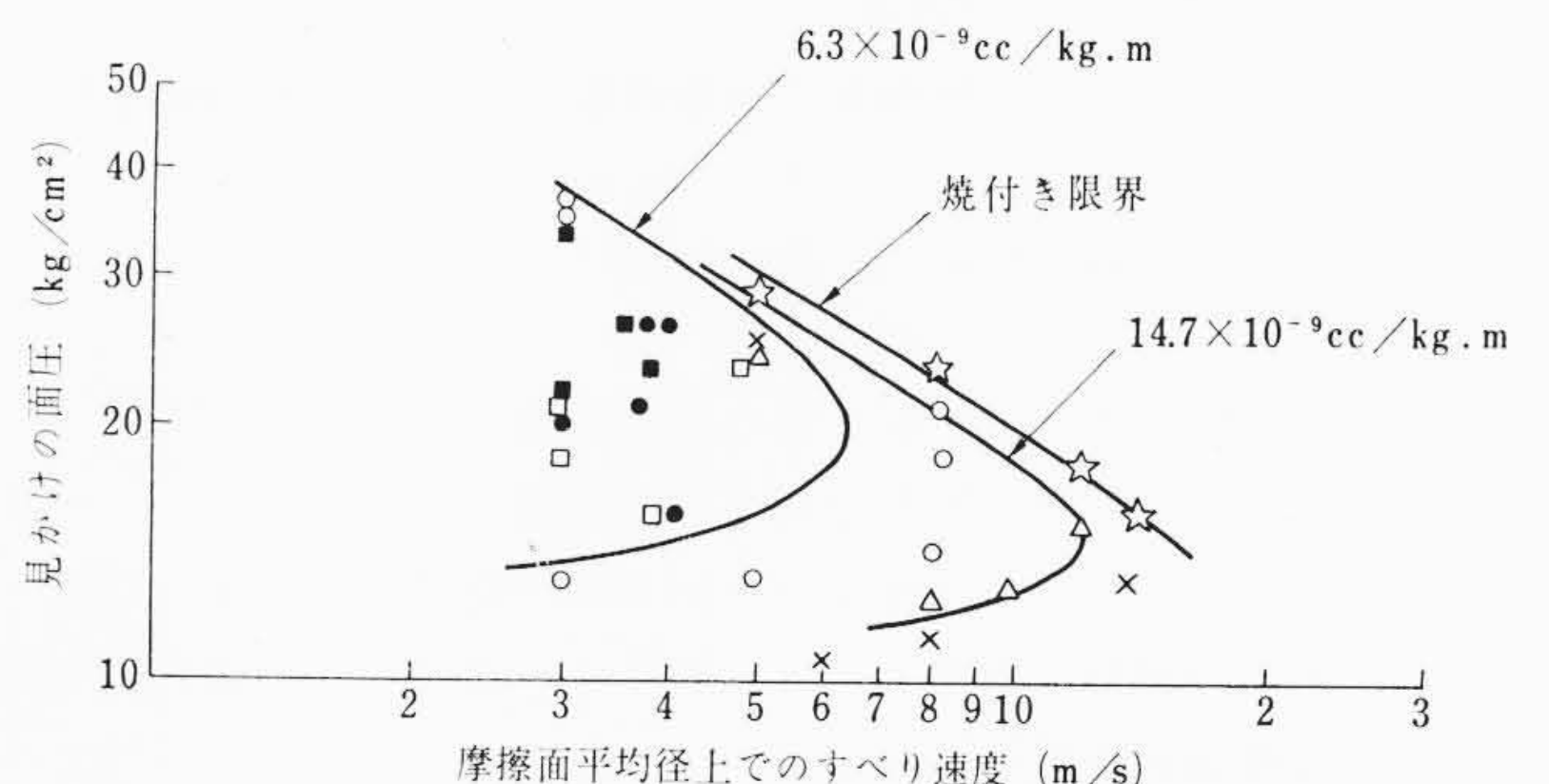


第7図 焼き付いたクラッチ板と内スプライン軸



第8図 摩擦板温度と損傷状況

記号	体積減少率	○	$8.4 \times 10^{-9} \text{cc/kg} \cdot \text{m}$
☆	焼付き	●	$4.2 \times 10^{-9} \text{cc/kg} \cdot \text{m}$
×	$16.8 \times 10^{-9} \text{cc/kg} \cdot \text{m}$	□	$3.8 \times 10^{-9} \text{cc/kg} \cdot \text{m}$
△	$12.6 \times 10^{-9} \text{cc/kg} \cdot \text{m}$	■	$3.4 \times 10^{-9} \text{cc/kg} \cdot \text{m}$



第9図 摩擦板の摩耗に対する面圧とすべり速度の影響

部の摩擦力はこのためかなり減殺されるのでこのような結果となるものと思われる。すなわち通常は伝達トルクは(3)式により計算してさしつかえないものと思われる。

4. クラッチ板の損傷(摩耗, 焼付きおよび変形)

面圧およびすべり速度を大きくするとクラッチ板の損傷が激しくなる。筆者は定常すべり速度試験において、面圧およびすべり速度を種々に変えてクラッチ板に損傷を起こさせてみた。そして損傷の程度を次の4段階に分類した。

(1) 表面状況は使用前（グライнда研磨）とほとんど変わらない（正常状態）。

(2) 表面が黒変する（正常状態）。

(3) 表面が損傷し肉眼でわかる程度に傷がつく。しかし油みぞはほとんど損傷しない。この状態を異常摩耗と呼ぶことにした。

(4) 表面は損傷し油みぞはつぶれクラッチ板の湯度は急上昇しクラッチから白煙が出る。分解後点検するとクラッチ板にそり(warping)が生じている。この状態を焼付きと呼ぶことにした。

第7図は焼き付いたクラッチ板の一例である。

クラッチ板の温度と焼付き限界との関係を第8図に示す。すなわちクラッチ板の温度(測定法は次章参照)が170℃程度になると、温度は以後飛躍的に上昇し焼付きに至る。これは高温になると油膜が切れるためと思われる。

また、種々な状態での摩耗率(単位摩擦仕事量当たりの摩擦量)を第9図に示す。体積摩耗率は 10^{-9} cc/kgm 程度であり、乾式の場合に比し2けた程度小さい。すなわち湿式クラッチの耐摩耗性は乾式に比し格段にすぐれている。

5. クラッチ板の温度上昇

前章で述べたようにクラッチ板の損傷限界としては一応170℃の値を考えればよいが、次には実際の作業時に温度上昇がどのようになるかを知る必要がある。ここではまず定常状態のもとでの放熱特性について述べ、さらにそれを用いて計算した実際のduty cycleのもとでの温度上昇について述べる。

5.1 クラッチの放熱特性

第2図の摩擦板の内、外径および平均径の付近に熱電対を取り付け测温した。各点の測定値には第10図に示すように最初はかなり差があるが、すりあわせが進むにつれてだいに小さくなる。

したがって十分にすりあわせた後には平均径上の値でクラッチ板の温度を代表させることにした。

定常すべり速度のもとでの温度上昇は他の条件が等しければ摩擦トルクに比例するのでクラッチ板の放熱特性を表現するためには次式で定義される摩擦面摩擦動力放散係数を採用し、それが各種要因によりどのように変わるかを調べた。

$$\alpha = \frac{Tn}{A_T \Delta t} = \frac{Tn}{2NA \Delta t} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここに、 α : 摩擦面摩擦動力放散係数 (kg m・rpm/cm²・℃)

T : 伝達トルク (kg m)

n : 相対回転数 (rpm)

N : クラッチ板の組数

A : クラッチ板1面の摩擦面積 (cm²)

A_T : クラッチ板全面の摩擦面積 (cm²)

Δt : クラッチ板温度と出入口平均油温との差 (℃)

また冷却油の流量にも多少とも一般性をもたせるために次式で定義される比流量を採用した。

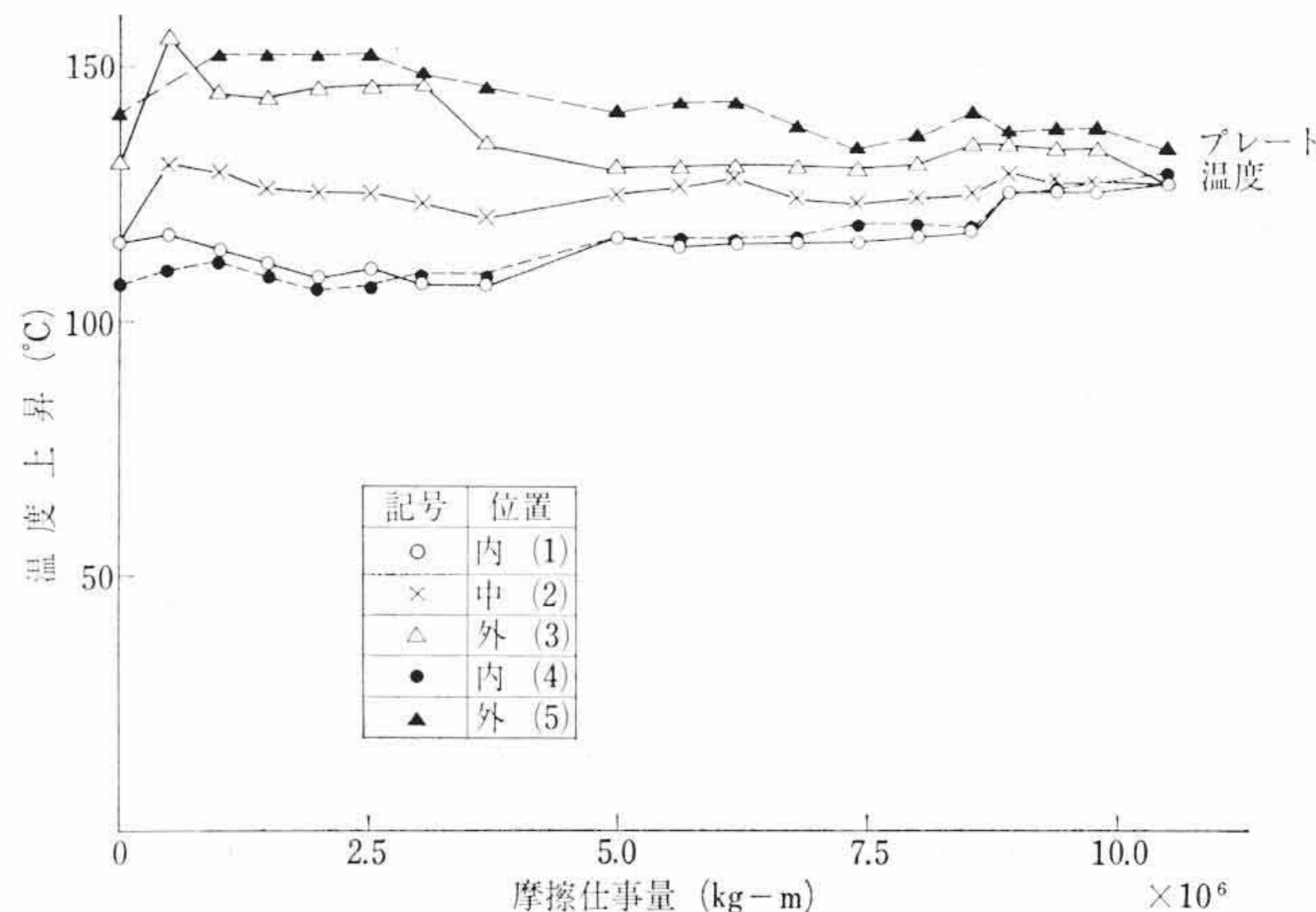
$$q_u = \frac{q}{A_T} = \frac{q}{2NA} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここに、 q_u : 比流量 (l/min・cm²)

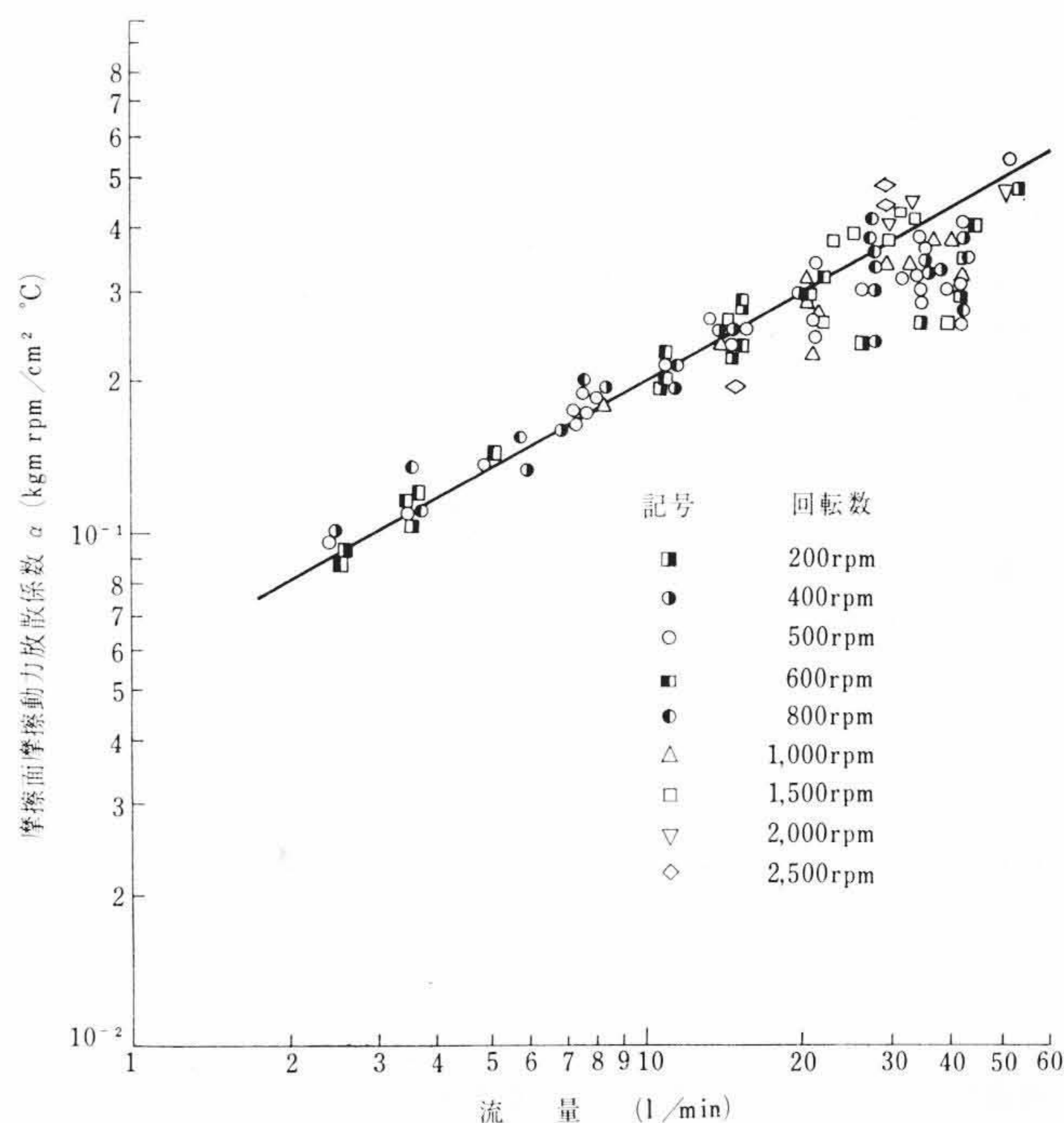
q : 全流量 (l/min)

種々な回転数における q と α の関係を示した一例が第11図である。これによると α は回転数には無関係であるが流量の平方根にほぼ比例する。

油みぞを通常の管路と同様に取り扱ってレイノルズ数 R_e を求めると、この場合には $R_e=13\sim348$ 程度となった。一般には $R_e<2,000$ なら層流となることが多い。一方、通常の管内流熱伝達では層流の場合には熱伝達率は R_e の $1/3$ 乗程度に、また乱流では0.8乗程度に



第10図 クラッチ板上の温度分布



第11図 クラッチ板の放熱特性

比例するとされている。ところで第11図においては放散係数(熱伝達率に比例)は流量(流速に比例)の0.54乗に比例している。この0.54という指数は管壁の一つが移動しているために層流の場合の $1/3$ よりもやや大きい値になったものと考えられる。

6. 過渡状態(実際の作業時)における クラッチ板の温度上昇の計算

6.1 計算式の作成

今、クラッチ板の枚数は十分多いものとし軸方向への熱流は無視することにする。またクラッチ板の厚さは通常は小さいので厚さ方向の温度差も無視する。また摩擦面単位面積当たりの発熱量は一定とする。さらにまたクラッチ板の内、外径からスプラインへの熱伝導およびここから油への熱伝達は無視することにする。

すなわち、摩擦熱はすべて、摩擦面および油みぞから油中へ伝達されるものとする。

摩擦面1面の1 cm²当たりの熱のつりあいを考える。

まず、発熱量 Q (kcal/cm²・s) は

$$Q = \frac{1}{427} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{Tn}{A_T} = \frac{Tn}{4078 A_T} \quad \dots\dots\dots (6)$$

である。記号は既述のとおりである。

次にこの部分に単位時間当たりにたくわえられる熱量 Q_1 (kcal/

cm²・s) は

$$Q_1 = c\gamma l \frac{dt}{d\tau} \dots\dots\dots (7)$$

である。

ここに、 c : クラッチ板の平均比熱 (kcal/kg °C)
 γ : クラッチ板の平均比重 (kg/cm³)
 l : 摩擦板と相手板の厚さの和の $\frac{1}{2}$ (cm)
 t : クラッチ板の温度 (°C)
 τ : 時 間 (s)

最後にクラッチ板から油中への伝熱量 Q_2 (kcal/cm²・s) は

$$\left. \begin{aligned} Q_2 &= \frac{\alpha}{4078} (t - \Delta t) \\ \Delta t &= \frac{t_1 + t_2}{2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

となる。

ここに、 t_1 : クラッチ板の入口の油温 (°C)
 t_2 : クラッチ板の出口の油温 (°C)

なお、定常発熱量の場合 ($Tn = \text{const.}$) には (4) 式がなりたつ。
 また Q_2 は油が持ち去る熱量であるから

$$Q_2 = (c\gamma)_0 \frac{q_u}{60} (t_2 - t_1) \dots\dots\dots (9)$$

がなりたつ。

ここに、 $(c\gamma)_0$: 油の単位体積当たりの熱容量 (kcal/l °C)
 一方、熱のつりあいの関係から

$$Q_1 + Q_2 = Q \dots\dots\dots (10)$$

がなりたつ。(6)～(9)および(10)式から

$$c\gamma l = \frac{dt}{d\tau} + \frac{t - t_1}{\frac{4078}{\alpha} + \frac{30}{(c\gamma)_0 q_u}} = \frac{Tn}{4078 A_T} \dots\dots\dots (11)$$

が得られる。ここで

$$t_r = t - t_1 \dots\dots\dots (12)$$

$$\frac{1}{\alpha'} = \frac{1}{\alpha} + \frac{30}{4078 (c\gamma)_0 q_u} \dots\dots\dots (13)$$

とおき、 t_r をクラッチ板の温度上昇 (クラッチ板温度と入口油温との差)、また α' を相当摩擦面摩擦動力放散係数と呼ぶことにする。

t_r と α' を用い、また $t_1 = \text{const.}$ とすると (11) 式は

$$c\gamma l \frac{dt_r}{d\tau} + \frac{\alpha'}{4078} t_r = \frac{Tn}{4078 A_T} \dots\dots\dots (14)$$

となる。

ここでは Tn が時間とともに直線的に変わる場合を考えることにする。

最初の時刻 A で $\tau = 0$ 、また終わりの時刻 B で $\tau = \tau_{AB}$ とする。また、 $(Tn)_A$ 、 $(Tn)_B$ をそれぞれ A 、 B における Tn の値とし、 $H = 4078 c\gamma l$ とすると (14) 式から

$$\frac{dt_r}{d\tau} + \frac{\alpha'}{H} t_r = \frac{1}{H A_T} \left\{ (Tn)_A - \frac{(Tn)_A - (Tn)_B}{\tau_{AB}} \cdot \tau \right\} \dots\dots (15)$$

が得られる。この解は

$$t_r = J + (t_{rA} - J) \cdot e^{-\frac{\tau}{\tau_c}} - m \tau e^{-\frac{\tau}{\tau_c}} \dots\dots\dots (16)$$

となる。ただし

$$\tau_c = \frac{H}{\alpha'} \quad (\text{時 定 数})$$

$$J = \frac{1}{\alpha' A_T} \left[(Tn)_A + \frac{\tau_c}{\tau_{AB}} \left\{ (Tn)_A - (Tn)_B \right\} \right]$$

$$m = \frac{(Tn)_A - (Tn)_B}{H A_T \tau_{AB}}$$

であり、また t_{rA} は $\tau = 0$ における t_r の値である。

次に、 Tn が時間の任意関数の場合には、時間を数分割してその中では Tn は時間によって直線的に変化するものとして、 Tn と τ との関係を折線で近似することとし、各区間に (16) 式を適用し、そ

の区間の最終温度上昇を次の区間の初期温度上昇とすればよい。

なお、定常状態のもとでは (14) 式において $dt/d\tau = 0$ とおき

$$t_r = \frac{Tn}{\alpha' A_T}$$

が得られる。

また、(13) 式において $(c\gamma)_0 q_u$ が非常に大きい、または α が非常に小さい場合には $\alpha' \div \alpha$ となる。これは出入口油温を等しいとみなしてよいことを示す。

逆に $(c\gamma)_0 q_u$ が非常に小さい場合には $\alpha' \div 0$ となる。

次に α が非常に大きい場合には (8) 式において Q_2 は有限値なので $t - \Delta t$ は非常に小さい値となる。すなわち

$$t \div \Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

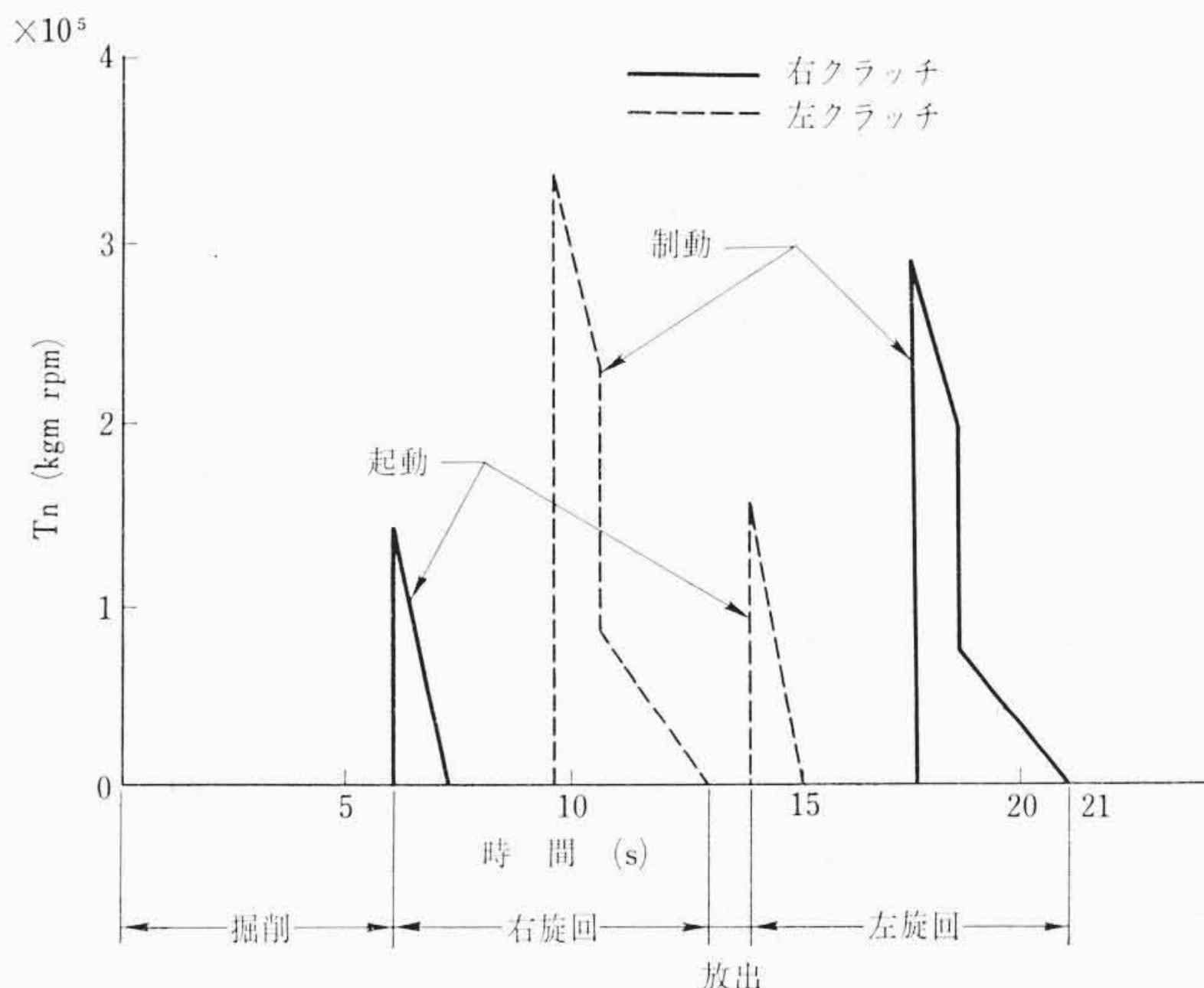
となる。

(16) 式をくりかえし用いて、実際の作業中の温度上昇を計算するためにはデジタルコンピュータを用いた。

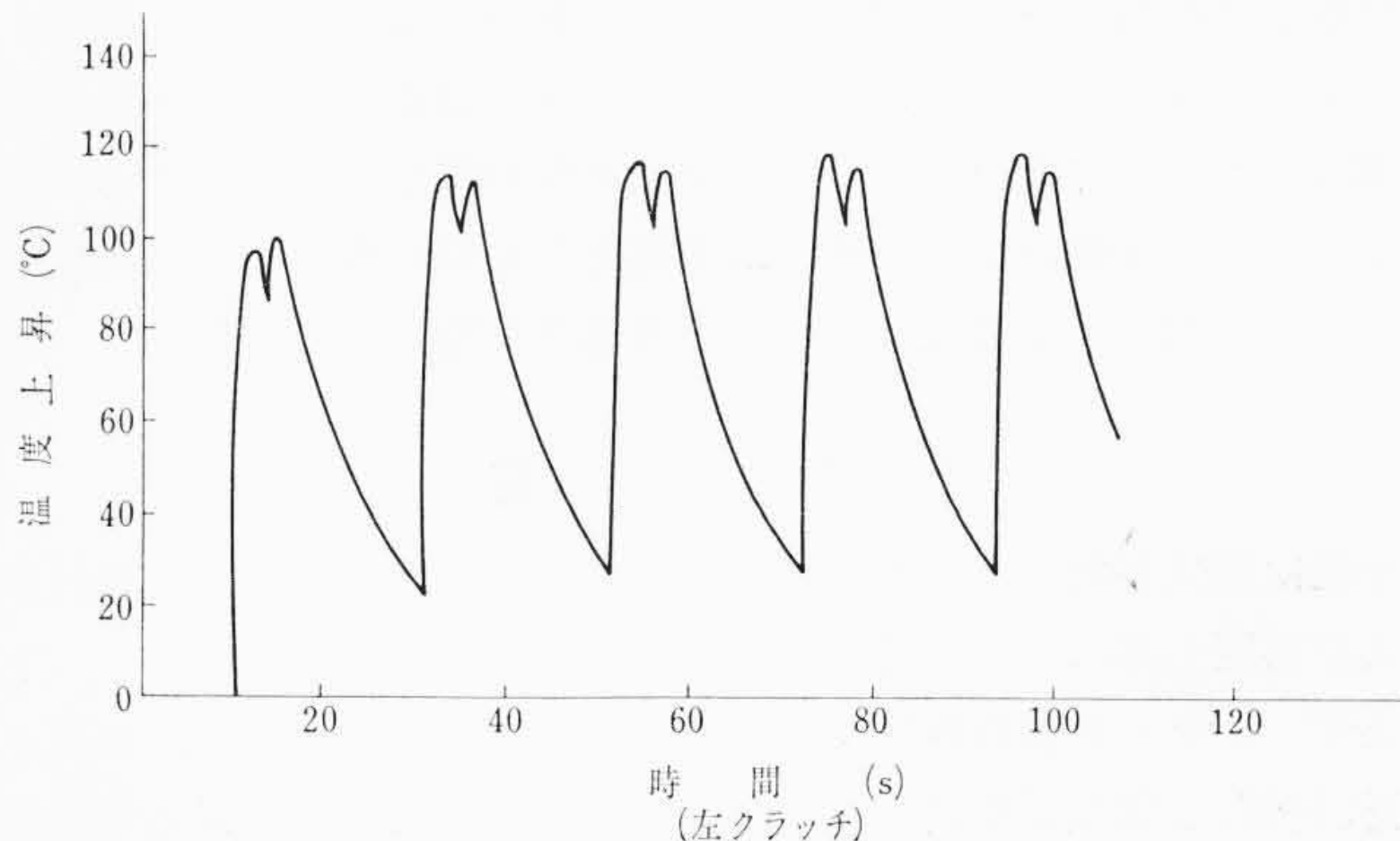
6.2 計算結果例

パワーショベルのクラッチについて計算した。摩擦熱発生 duty cycle は第 12 図に示される。起動時には入出力軸は同方向に回転しており相対回転数が小さいので摩擦熱は小さいが、制動時には逆方向のクラッチをブレーキとして用いるので、入出力軸回転方向は逆になり、大量の摩擦熱が発生する。

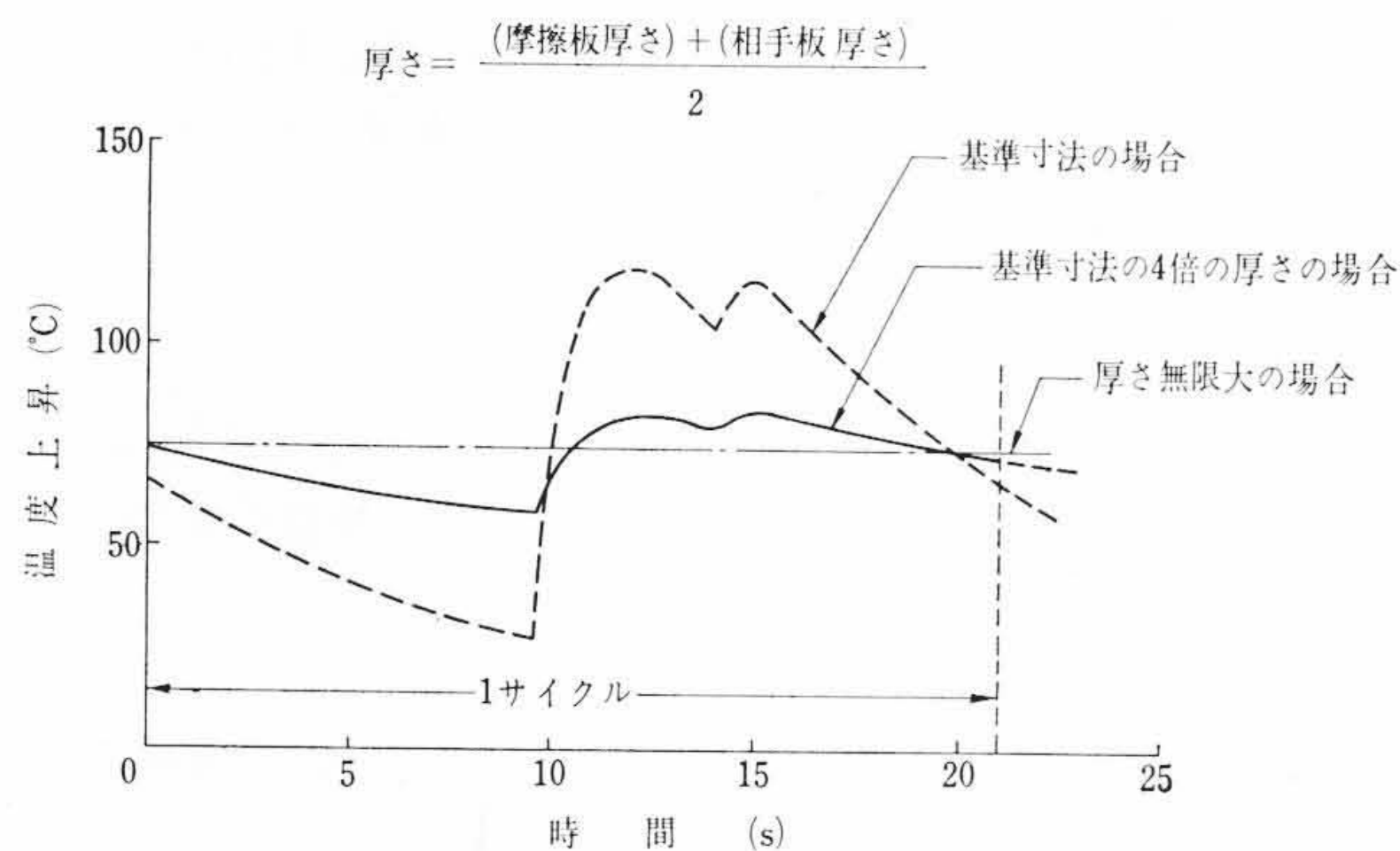
第 13 図は左クラッチにおける制動開始後の時間と温度上昇との関係の計算結果を示す。これによると温度上昇は 3 サイクル以後では定常サイクルとみなしてよいことがわかる。また最高温度上昇は 118°C に達しているの、油温が上昇するとクラッチ板の温度は 170°C に達し焼付くことになる。



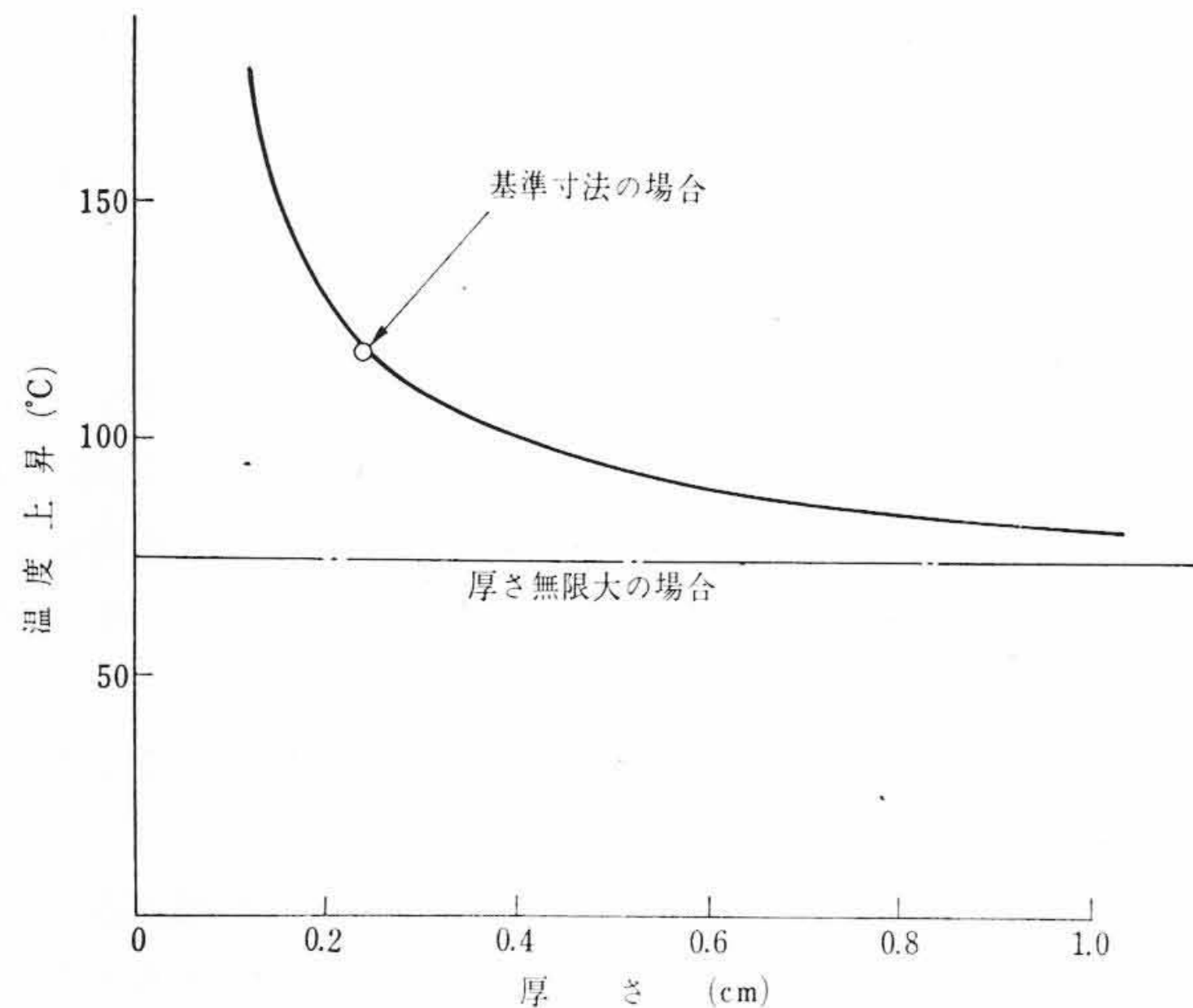
第 12 図 ショベル用クラッチの duty cycle



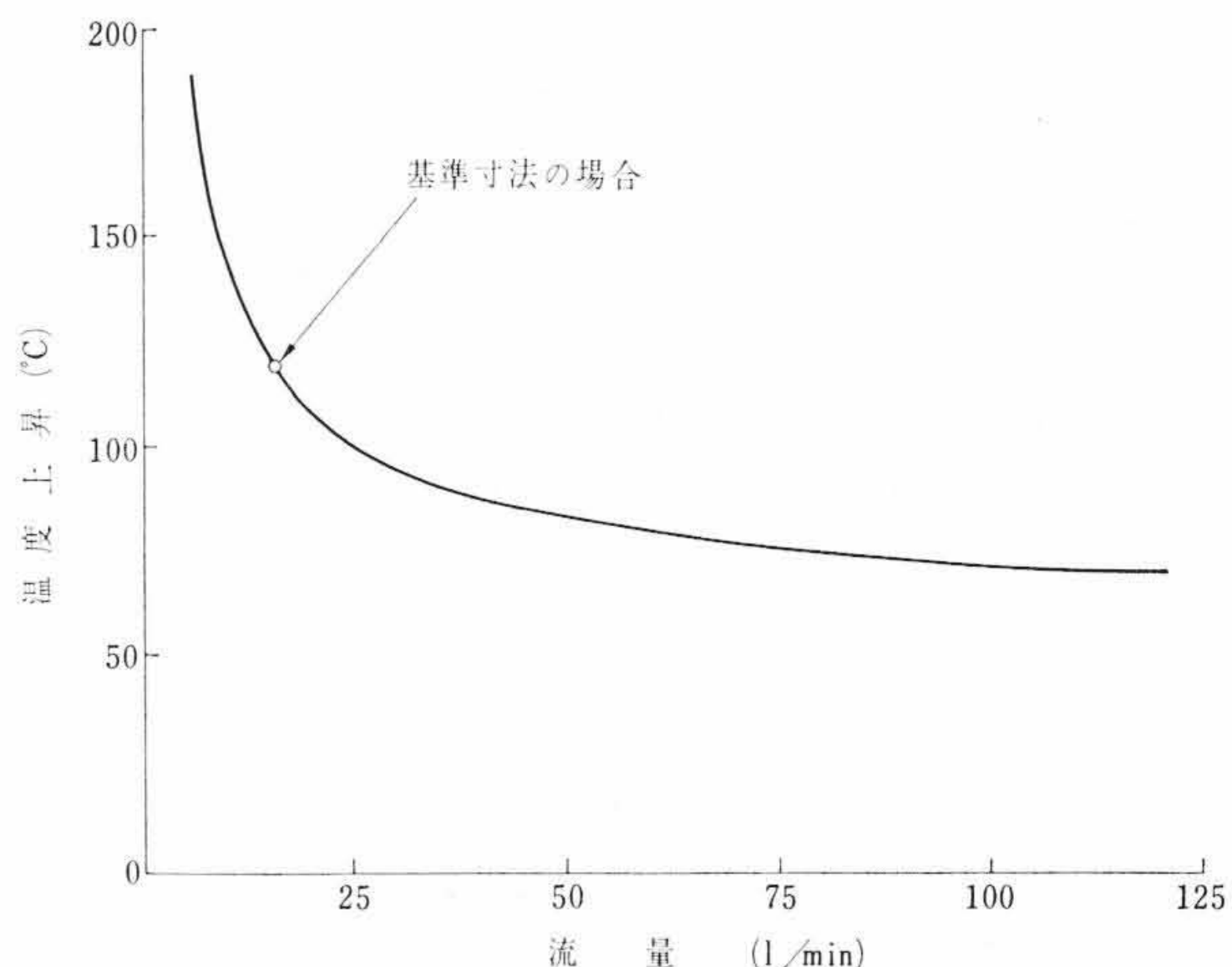
第 13 図 温度上昇の時間変動



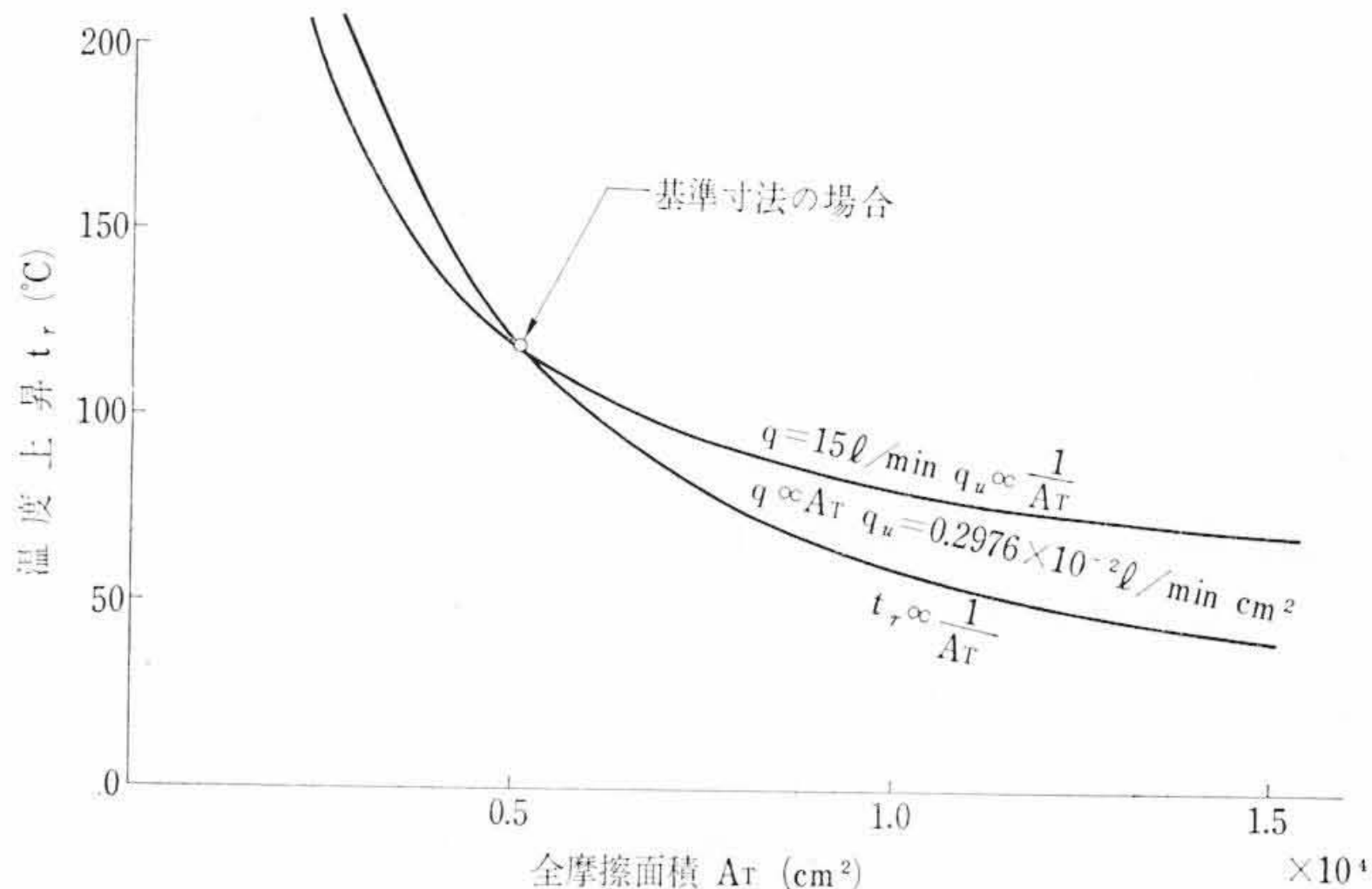
第14図 種々な厚さの場合の温度上昇の時間変動



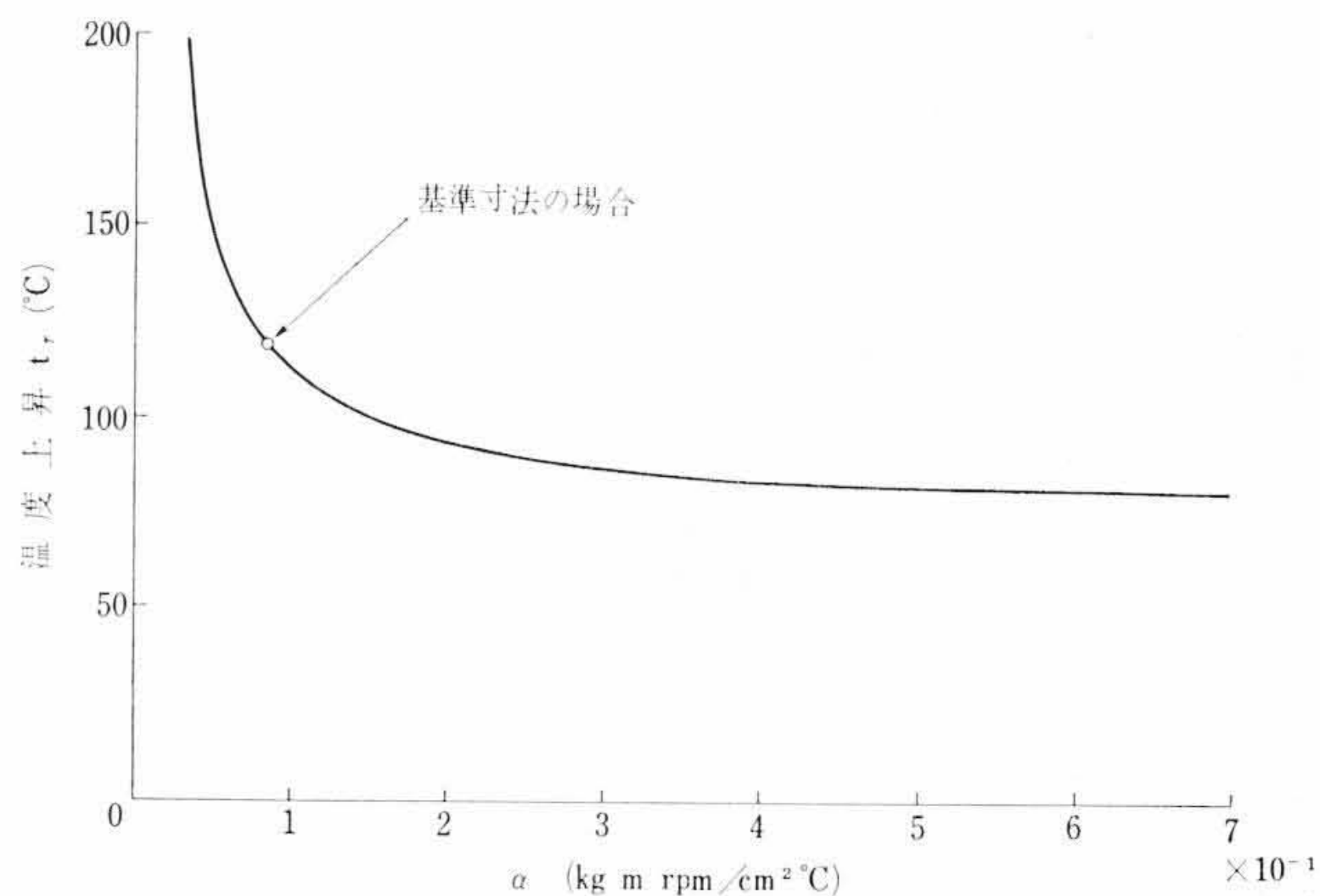
第15図 厚さと温度上昇の関係



第16図 最高温度上昇に対する油の流量の影響



第17図 全摩擦面積と温度上昇の関係



第18図 摩擦面摩擦動力放散係数と温度上昇の関係

次にクラッチ板の厚さ（熱容量）を変える際の温度上昇の時間変動の推移を第14図に示す。熱容量が増すにつれて時間変動はわずかとなり、熱容量が無限大となれば一定値となる。しかし実際には厚さが大の場合には厚さ方向の温度分布も考えねばならない。また最高温度上昇の厚さによる変化を示すと第15図のようになる。

次に流量と最高温度上昇との関係を第16図に示す。ただしこの場合には流量が増すと第11図の関係にしたがって α も変化するものとしている。流量を増すと温度上昇はかなり低下することがわかる。

次に全摩擦面積と温度上昇との関係を第17図に示す。全流量 q を一定に保つ場合と比流量 q_u を一定に保つ場合とについて、それぞれ示してある。(14)式からわかるように q_u を一定にして α' を一定にする場合には全摩擦面積 A_r と温度上昇 t_r とは反比例する。 q が一定の場合には単位摩擦面積当たりの発熱量が減少するとともに、放熱特性も悪くなる。全体としては前者の効果が優位を占め、温度上昇は低下する。

摩擦面摩擦動力放散係数 α はクラッチ板の寸法、油みぞの形状と寸法などを変えることにより変化する。 α と温度上昇との関係を第18図に示す。 α を増加させるとクラッチ板の温度上昇は徐々に減少する。しかし流量が少ない時には油温そのものの温度上昇が大きいので、 α を増しても温度上昇はあまり低下しない。

7. 結 言

今回は湿式多板クラッチの性能の中で重要な伝達トルク、焼付きおよび温度上昇について述べた。

まず、クラッチ板の摩擦係数に対する面圧、すべり速度、油温、油量、材質、形状などの諸要因の影響を示し、また枚数効果にも触れた。次に摩擦板の損傷状況を分類し各種の条件での損傷の様子を示

した。また使用限界条件としてクラッチ板温度が約170°Cとなる場合を採用すればよいことを示した。

最後に温度上昇が定常状態でどのようになるかを実験によって求め、さらにそれを用いて実際のduty cycleの場合の温度上昇の時間変動を求めた。

以上の結果は、トルクおよび焼付きの両者を考慮して湿式多板クラッチを設計する際の資料となるものと思われる。

終わりにのぞみ、本研究の推進ならびに本稿のとりまとめに際して種々ご教示、ご協力いただいた関係各位に衷心より謝意を表する。

参 考 文 献

- (1) G. R. Smith, V. J. Jandasek, S. R. Spragne: SAE Paper, 363A
- (2) L. P. Ludwig: SAE Trans., vol. 67, p. 398 (1959)
- (3) H. B. Huntress: Machine Design (March 8, 1956)