自動車摩擦クラッチの伝達回転力について⁽¹⁾

牧 忠⁽²⁾ 岩崎 武司⁽³⁾

Transmitting Torque of Automobile Friction Clutches

by Tadasu MAKI and Takeshi IWASAKI

Considering the starting performance of the car and the driver's foot motion the ratio— x —of the maximum transmitting torque of the friction clutch— M_C —to the maximum engine torque— M_E —($x = M_C/M_E$) is determined.

The results obtained are as follows.

- $x = 1.5$ for passenger car
 $x = 2$ for generally used truck.

1. 緒 言

自動車に使用される摩擦クラッチにおいて、その伝達し得るトルクを、機関の発生する最大トルクの幾倍にすべきかということは、従来、確たる定説がなく、経験上だいたい1.5倍から2倍ぐらいが適当であるとされている。近年の傾向としてこの値はかなり低い値をとりつつあるようである。

この値に対して設計上の基準を与えるために、ここに、自動車の始動特性に及ぼすクラッチトルクと機関トルクの比の影響について、二三計算した結果を報告する。

記 号

使用した記号は次の通りである。

W_1	kg	自動車総重量,
W_2	kg	自動車回転部分(機関を除く)の重量を総重量に換算した重量,
$W = W_1 + W_2$	kg	
v	m/s	自動車走向速度,
ω	rad/s	駆動輪回転速度,
r	m	駆動輪有効半径,
μ		ころがり抵抗係数,
M_E	kg-m	機関トルク,
M_{Em}	kg-m	機関最大トルク,
ω_E	rad/s	機関回転速度,
ω_{EO}	rad/s	機関初速度(idling speed),
W_E	kg	機関回転部分の重量,
k	m	機関回転部分の回転半径,

M_C	kg-m	クラッチ伝達トルク,
M_{Cm}	kg-m	クラッチ最大伝達トルク,
i		全減速比,
$x = M_{Cm}/M_{Em}$		
a, b	kg-m/s	始動法による定数,
t_1, t_2	s	始動法による時間,
t_0	s	自動車が走向し始める時間,
T	s	クラッチのかみ合完了時間,
Ω	rad/s	T における駆動輪回転速度,
α	m/s ²	T における自動車の平均加速度,
V	km/h	T における自動車の時速,

2. 始 動 方 程 式

クラッチがかみ合う前後における方程式は次のように表わされる。

まずかみ合い以前における駆動輪側の方程式は

$$iM_C = \frac{W}{g} r^2 \frac{d\omega}{dt} + \mu W_1 r \dots \dots \dots (1)$$

また機関側においては

$$\frac{W_E}{g} k^2 \frac{d\omega_E}{dt} = M_E - M_C \dots \dots \dots (2)$$

次にクラッチかみ合完了後の方程式は $\omega_E = i\omega$ であるから (1), (2) の式より

$$\left(\frac{Wr^2 + i^2 W_E k^2}{g} \right) \frac{d\omega}{dt} - iM_E + \mu W_1 r = 0 \dots \dots (3)$$

で示される。

3. 始 動 操 作

始動操作を第1図のように行うと考える。機関は有

効トルク=0, すなわち, 遊動の状態から, 時間 t_1 後に最大発生トルク M_{Em} に達し, その間は $M_E=at$ の経過をとって直線的に増加して行く.

第1図 始動操作

同様にクラッチの伝達トルクは0から始まつて $M_C=bt$ の線に沿って直線的に増加し $t=t_2$ にいたつて最大値 M_{Cm} に達する.

最も正常な運転法として機関もクラッチも同時に操作を開始すると考え, また一般に $t_2 > t_1$ であるとする. このような始動条件のもとに始動方程式をたてて行くことによって, 始動過程を知ることができる.

4. 始動過程

始動方程式をとくにあたつて, 上記のごとき始動操作の各時間によつて M_E , M_C の値が異なっているからそれぞれの時間範囲に分けてといて行かねばならない(第1図参照).

i) 駆動輪側

$$0 < t < t_2 : M_C = bt$$

(1) 式より

$$ibt = \frac{W}{g} r^2 \frac{d\omega}{dt} + \mu W_1 r$$

これをとくと

$$\omega = \frac{1}{2} \cdot \frac{gi}{W \cdot r^2} bt^2 - \frac{\mu g W_1}{W r} t + K_1$$

伝達トルクが ころがり摩擦抵抗にうちかつまでは $\omega=0$ であるから

$$ibt = \mu W_1 r \text{ にて } \omega=0$$

$$\text{すなわち } t=t_0 = \frac{\mu W_1 r}{ib} \text{ にて } \omega=0$$

$$\text{したがつて } K_1 = \frac{1}{2} \frac{g \cdot \mu^2 \cdot W_1^2}{W \cdot i} \cdot \frac{1}{b}$$

$$\text{いま } \frac{gi}{W r^2} = A, \frac{\mu g W_1}{W r} = B, \frac{g \mu^2 W_1^2}{W i} = B^2$$

とおくと

$$\omega = \frac{1}{2} A b t^2 - B t + \frac{1}{2b} \cdot \frac{B^2}{A} \quad \dots\dots(4)$$

$$t_2 < t : M_C = M_{Cm}$$

$$(1) \text{ 式より } \omega = (A \cdot M_{Cm} - B)t + K_2$$

$t=t_2$ にて (4) 式と連続するため

$$\omega = (A \cdot M_{Cm} - B)t + \frac{1}{2b} \cdot \frac{B^2}{A} - \frac{1}{2} A \cdot M_{Cm} t_2 \quad \dots\dots(5)$$

ii) 機関側

$$0 < t < t_1 : M_E = at, M_C = bt$$

式 (2) より

$$\frac{d\omega_E}{dt} = \frac{g}{W_E \cdot k^2} (a-b)t$$

$$t=0 \text{ にて } \omega_E = \omega_{E0} \text{ であり, } \frac{g}{W_E \cdot k^2} = C \text{ とおくと}$$

$$\omega_E = \frac{1}{2} C(a-b)t^2 + \omega_{E0} \quad \dots\dots(6)$$

$$t_1 < t < t_2 : M_E = M_{Em}, M_C = bt$$

式 (2) より ω_E を求め $t=t_1$ にて (6) 式と連続するため

$$\begin{aligned} \omega_E &= C \cdot M_{Em} \cdot t - \frac{1}{2} C \cdot b t^2 + \omega_{E0} \\ &\quad - \frac{1}{2} C \cdot M_{Em} t_1 \quad \dots\dots(7) \end{aligned}$$

$$t_2 < t : M_E = M_{Em}, M_C = M_{Cm}$$

$t=t_2$ にて (7) 式と連続する条件のもとに (2) 式をとくと

$$\begin{aligned} \omega_E &= C(M_{Em} - M_{Cm})t + \frac{1}{2} C M_{Cm} t_2 + \omega_{E0} \\ &\quad - \frac{1}{2} C M_{Em} t_1 \quad \dots\dots(8) \end{aligned}$$

iii) クラッチのかみ合完了 以上の(4)~(8)の式によつて各時間範囲における機関側および駆動輪側の回転速度を求めることができるが, いずれの時間範囲でクラッチのかみ合が完了するかを知るには, 上記の計算をすすめて行くことによつて見当をつけることができる. それが, いずれの時間範囲にあつたとしても, 対応する ω と ω_E の式をとり $i\omega = \omega_E$ において時間を求める. かくて求められたかみ合完了時刻 T を ω あるいは ω_E の式に入れてそのときの機関および駆動輪の回転速度 Ω_E および Ω を求めることができる. もちろん $\Omega_E = i\Omega$ である.

iv) かみ合完了後の車の速度 次にかみ合完了後の速度変化は, この T , Ω を初期条件として式 (3) から求められるが, T が t_1 以前にあるか, t_1 以後にあるかによつて異なつた式で与えられる.

$T < t_1$ なるときは, 時間 t_1 までは $M_E = at$ なるゆえ, 式 (3) より

$$d\omega/dt = D \cdot at - E$$

$$\text{ただし } D = \frac{gi}{W r^2 + i^2 W_E k^2}, E = \frac{g \cdot \mu \cdot W_1 r}{W \cdot r^2 + i^2 W_E \cdot k^2} \text{ である.}$$

$t=T$ において $\omega = \Omega$ であるから

$$\omega = \frac{1}{2} D a t^2 - E t + \Omega - \frac{1}{2} D a T^2 + E T \quad \dots\dots(9)$$

時間 t_1 以後は $M_E = M_{Em}$ であり, また t_1 において (9) 式と連続するために

$$\begin{aligned} \omega &= (D \cdot M_{Em} - E)t + \Omega - \frac{1}{2} D \cdot M_{Em} \cdot t_1 \\ &\quad - \frac{1}{2} D a T^2 + E T \quad \dots\dots(10) \end{aligned}$$

となる.

次に $t_1 < T$ なるときは, かみ合完了後の速度変化は一本の直線と与えられる. すなわち $M_E = M_{Em}$ であり, また T において $\omega = \Omega$ であるから

$$\omega = D(M_{Em} - E)(t - T) + \Omega \quad \dots\dots(11)$$

である.

以上より自動車の始動過程を計算し始動曲線を描き

得るが、種々の数値のとり方によつていろいろと異なつた過程をとる。第2図は、それぞれの場合における(4)~(11)式の適用範囲を示している。

第2図 各計算式の適用範囲

以上の計算は機関およびクラッチの操作を同時に始めた場合であるが、両方の操作に時間的なずれのある場合も各時間範囲について同様に解くことができる。

5. 始動特性の実例

ある車において種々の条件を一定にとれば、 x の大きい小さいによつて始動特性がいろいろと異なつた曲線によつて表わされる。

ここで問題となるのは t_1 および t_2 の値である。前述のごとく一般には $t_1 < t_2$ である。またこれは操縦者の操作によつて定まるものであるから、両足の運動や、加速ペダル、クラッチペダルの機構より考えて、そんなに広い範囲にわたるものではない。だいたいの値としては $t_1 = 0.5 \sim 1$ s, $t_2 = 0.5 \sim 3$ s の範囲にあるようである。

計算にあつて t_1 , t_2 の両方を種々変化させるのは複雑であるため、 $t_1 = 0.5$ s とおさえて計算をすすめた。

まず乗用車について計算を行つた。例としては、欧州型の中型車をえらび、その諸元は標準荷重 4/4 において

$$M_{Em} = 12 \text{ kg} \cdot \text{m},$$

$$W_1 = 1500 \text{ kg}, W_2 = 100 \text{ kg}, W = 1600 \text{ kg},$$

$$W_B = 30 \text{ kg},$$

$$r = 0.35 \text{ m}, k = 0.15 \text{ m},$$

$$i = 20, \mu = 0.05$$

である。また、 $t_1 = 0.5$ s とすれば、 $a = 24$ となる。

この車の始動特性は第3図のごとくなる。ここで x および t_2 の両方を変えるかわりに b を変化させてみる。

次いでこの車で 8/4 過荷重の場合の始動特性を第4図に示す。

貨物自動車の例としては、いわゆる 4 トン車をえらび計算をすすめた。諸元は標準荷重において

$$M_{Em} = 20 \text{ kg} \cdot \text{m} \quad r = 0.4 \text{ m}$$

$$W_1 = 6000 \text{ kg} \quad k = 0.175 \text{ m}$$

第3図 乗用車(標準荷重)の始動曲線

第4図 乗用車(過荷重)の始動性能

$$W_2 = 150 \text{ kg}$$

$$i = 40$$

$$W = 6150 \text{ kg}$$

$$\mu = 0.05$$

$$W_B = 40 \text{ kg}$$

したがつて $t_1 = 0.5$ s とすれば $a = 40$ となる。

この貨物自動車の標準荷重 4/4 における始動特性を第5図に、同じく 8/4 過荷重時のそれを第6図に示す。

前述したごとく、機関とクラッチの操作にずれのあ

第5図 貨物車(標準荷重)の始動曲線

第 6 図 貨物車 (過荷重) の始動曲線

る場合の始動特性も同様に計算できるが、その一例として、例にあげた貨物自動車の標準荷重状態について、まず 0.5 s で機関を最大トルクに達するまで加速し、次いでクラッチの操作を開始する場合の始動特性を第 7 図に示す。

第 7 図 貨物車 (クラッチの操作における場合) の始動曲線

以上の計算に当つてはいずれも機関初速度 ω_{EO} を 52.4 rad/s, すなわち毎分回転数 500 にしている。

始動特性とトルク比 x

以上のごとき始動特性より、いろいろな始動操作によつて定まる b の値に対して x をいかなる値に選ぶのが適当であるかを考えて見る。そのためにはクラッチがかみ合った点に着目すれば、この点の位置によつて始動曲線を推定できるから、この点について、時間 T , 車速 V , 平均加速度 α を b について表わしたものが第 8 図である。最初に述べたごとく最近 x の値は小さくなりつつあるが、 $x=1$ またはその近辺では実用上小さすぎる。

まず T について考えると、 T は運転操作上さしつかえない程度にすみやかなことが望ましい。 b の小さい所ではクラッチの操作を終つても、まだ同期することなくすべつていくことがこの曲線より判断できる。

また T 点における車速 V は、それに至る間の加速

第 8 図

度の変化が乗客に不快を与えない範囲で大きい方が望ましい。またこの V の曲線は機関の回転数の曲線に相当しているから、機関の初速度に相当する車速より下がることは、機関の回転数が減少して来たことを意味し、実際の場合には多く機関が停止する。

次にかみ合うまでの自動車の平均加速度について見ると、これはあまり大きな変化を示さない。

第 9 図

第8図について検討して見れば、適当な b の範囲が定まり、これより種々の m_2 について適当な b の値をとる x の値が定まつて来る。

貨物自動車についてこの T , V , α の曲線を描いた図が第9図である。この場合も全く同様の考え方によつて x の適当な値を見つけることができる。

6. 結 言

ある自動車について、その諸元が与えられたとすると、上記の計算を行つてその車の始動特性が求まり、それからトルク比 x をどの程度に定めたらよいかということができる。

以上の計算例にあげた乗用車および貨物自動車は、それぞれ代表的な例であつて、この場合についてい

ば、乗用車では x は1.5よりも小さい方がよいということを定性的にいい得る。また貨物自動車の場合には $x=1.5$ 程度が適当となる。したがつて、従来、ばく然と貨物用は $x=2$ 、乗用は $x=1.5$ といわれていたのは不合理ではないが、もつと小さい値の方がよい。

別稿に発表した自動車始動時のクラッチの震動が、 x の値がやや大きい場合に起り易いことと考え合わせ、 x は従来より小さい方がよいと言えよう。またこのことはクラッチの設計上も有利であり、殊にクラッチを自動化する場合等には都合のよいことである。

注：—

- (1) 昭和25年6月28日第503回講演会において講演、原稿受付。昭和26年1月27日
- (2) 正員、徳島大学工学部。
- (3) 正員、東京工業大学工学部。

629.113.012.82

自動車用吸振器の研究 (第2報)⁽¹⁾

牧 忠⁽²⁾, 岩崎武司⁽³⁾, 市村好古⁽⁴⁾

Automobile Shock Absorbers

by Tadasu MAKI, Takeshi IWASAKI and Yoshifuru ICHIMURA

Two methods of analyzing the indicator diagram (damping force-stroke diagram) of the shock absorber test are introduced. One is numerical and the other is graphical.

The graphical method is of practical use but should be used when the disc to which the shock absorber is fixed is comparatively small.

With the use of the graphical method, single-hole type shock absorbers (simplest type) were tested and the effects of piston diameter, hole diameter, and viscosity of damping oil on the damping factor were investigated.

1. ま え が き

吸振器を自動車に取りつけた場合、その性能の過不足を知るためには、いわゆる実車試験、すなわち吸振器を自動車に取りつけて走らせ、その振動状態を測定すること、および多数の人達をのせて乗心地の判定をさせることによつて総合的に吸振器の適否を定める方法によるのが良い。実際には最終的試験としてこの方法は必ず行わなければならない。しかしこの方法は非常に煩雑であつて、簡単に行えるものではない。したがつて吸振器のメーカーが、設計および製品の検査を行うには、吸振器の性能を別個に試験器によつて調べて、これと実車試験および心理学的試験との結果を用いれば、ある型式の自動車に対してだいたい適応した吸振器を造ることができるから都合が良い。

ここに報告する吸振器試験機は以前に外誌⁽⁵⁾に紹介されたものと同じ型式のものであるが、主として工場用の製品検査に使われており、具体的に吸振器の性

能は求めていない。

この報告では、吸振器の代表的な性能である、吸振抵抗係数を、上記の試験器によつて求める方法を紹介し、あわせて一定面積のオリフィスを有する定孔型の吸振器について行つた試験結果を簡単に報告する。

2. 試験機の概要

試作した試験機のアウトラインはだいたい第1図に示した通りである。

供試吸振器 A は円板 D に取り付けられ、この円板はばね S によつてささえられている。吸振器の腕(本機では研究用としては一定腕長のセクターを使用している)はクランク C 、ロッド L によつて強制周期力を与えられる。 M は電動機、 G は変速装置である。

クランクを回転させると、吸振器の抵抗のために円板はばねの力につりあうまで回転し、このうごきはベルトによつて記録円筒 R を回転させる。一方吸振