

重ダンプトラックタイヤの摩耗履歴特性

CHARACTERISTICS OF WEAR LIFE OF HEAVY DUMP TRUCK TYRE

室 達 朗*

By Tatsuro MURO

1. 緒 言

アースフィルダム現場, 埋立造成地や土取り現場などの大規模土工事における重ダンプトラックは, 今日, 運搬専用機械としてますます大型化され, 機械施工による施工能率の向上に大いに貢献してきている. ここでは, 土木施工上重要な建設機械の耐用性に関する問題として, 重ダンプトラックタイヤの摩耗履歴特性について解析し, タイヤの摩耗寿命を的確に推定するための手法を提案する. それによって, より合理的なタイヤの摩耗対策を樹立し, その耐用性を向上させ, 機械化施工による建設システムを改善することを目的としている. OR タイヤの摩耗に関しては系統的な研究が必要であり, タイヤの走路の形状, 勾配, 曲率および路面性状などの走路条件と, 重ダンプトラックの走行速度, 加速・減速などの運転の状態, および車両特性等の相互作用について考察しなければならない. まず, 平地・傾斜地における直進およびコーナリング走行における駆動・制動時の車両およびタイヤの運動方程式から各タイヤの摩擦仕事量の算定式を導き, シミュレーションによる厳密解法と実用的な近似解法を示した. 特に, コーナリング時における過酷な摩耗に関しては, 各タイヤのスリップ率と摩擦係数に及ぼす走路の曲率半径と走行形態の影響について解析し, 各タイヤの摩擦仕事特性を明らかにした. 次に, タイヤの摩耗寿命に重要な影響を及ぼす走路および走行形態に着目し, 各タイヤの摩耗履歴特性を解析した. 現地摩耗試験として, 45 トン積重ダンプトラック 1 台の各タイヤの摩耗履歴を追跡調査するとともに, 走路形状および車両の走行形態を実測し, 所定の期間における各タイヤの摩擦仕事量と摩耗量の関係から理論的に摩耗履歴曲線を求め, 実測値との比較を行った.

2. 車両およびタイヤの運動方程式

(1) 摩擦係数とスリップ率

Fig. 1 は, コーナリング時のタイヤに作用する摩擦力 F の方向と速度ベクトルを駆動および制動時に対して示したものである. u はタイヤの進行速度ベクトルであり, タイヤ回転方向の速度ベクトルを $R\omega$ (R はタイヤの回転半径, ω はタイヤの回転角速度) とすると, スリップ速度ベクトル v_s は $u + R\omega$ で表わされる. ここで, F , u , v_s とタイヤの回転方向 (タイヤの回転面) とのなす角度をそれぞれ δ , β , γ とした. β はタイヤのスリップ角であり, タイヤの回転方向と進行方向とのなす角度である. タイヤの回転方向のスリップ率を S_{lon} , タイヤの回転方向に直角なスリップ率を S_{lat} とすると, 微小なスリップ角 β に対して, 厳密に解析した結果¹⁾, 次式のように新しく定義した.

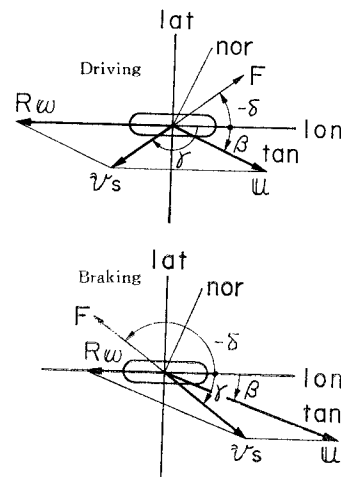


Fig. 1 Force and slip velocity developed on tyre at cornering time.

* 正会員 工博 愛媛大学教授 工学部

駆動時 ($0 \leq u \cos \beta < R\omega$ のとき)

$$S_{lon} = \frac{(R\omega - u \cos \beta) \cos \beta}{R\omega} \dots\dots\dots (1)$$

$$S_{lat} = -\sin \beta \dots\dots\dots (2)$$

制動時 ($u \cos \beta \geq R\omega$ のとき)

$$S_{lon} = \frac{R\omega - u \cos \beta}{u} \dots\dots\dots (3)$$

$$S_{lat} = -\sin \beta \dots\dots\dots (4)$$

なお、上式において、 S_{lon} は駆動時を正、制動時を負とし、 S_{lat} は β が正（時計回り）のとき負となり、タイヤは反時計方向に左旋回する。

スリップ率 S と摩擦係数 μ の関係は、ゴム材質やカーカス構造などのタイヤ条件や路面条件によって異なるが、微小スリップ率に対しては、一般に、

$$\mu = CS \dots\dots\dots (5)$$

なる直線関係で表現することができる。上式は、新品タイヤに対しても成立するとし、 $\mu-S$ 曲線の線形範囲内における以下の理論展開に使用する。なお、後述する重ダンプトラックの走路において、タイヤトレッドの摩耗した部分の長さ（以下、摩耗長という）が 30 mm に達するタイヤについて摩擦係数とスリップ率の関係を現地測定した結果、Fig. 2 に示す曲線を得た。この場合、微小スリップ率において、定数 C は 1.41 となった。

また、タイヤの摩擦異方性については、すでに、N型 OR タイヤについて現地試験を実施しており、タイヤの回転方向とそれに直角方向の摩擦現象は静摩擦領域においてはほぼ等方的であり、摩擦楕円²⁾は非常に円に近く、スリップの発生方向 γ と摩擦力の発生方向 δ とはほぼ一直線上にあることが判明している。ここで、静摩擦領域とはタイヤと路面との間の摩擦が静止摩擦状態から動摩擦状態へ移行する過程において、トレッドおよびカーカスの変形を含み摩擦係数 μ が最大摩擦係数に達するまでのスリップ率の範囲を意味する。なお、タイヤの摩耗は回転時の接地に伴うカーカスとトレッドの弾性変形が回復する際のトレッドと路面との滑りによって、動摩擦領域はもちろんこの静摩擦領域においても発生する

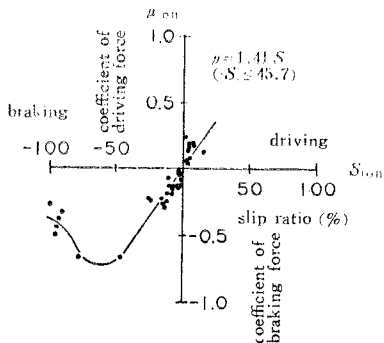


Fig. 2 Longitudinal $\mu-S$ relation of tyre.

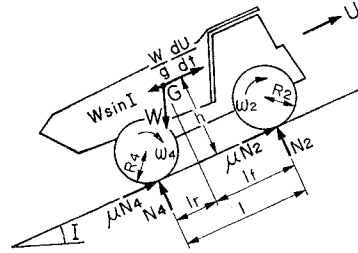


Fig. 3 Dimension of heavy dump truck.

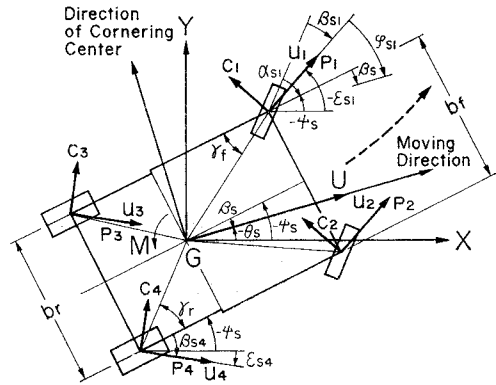


Fig. 4 Movement of vehicle.

のである。

(2) 車両の運動方程式

Fig. 3 は、登坂角 I (登りを正とする) の傾斜地を走行している重ダンプトラックのモデルである。 l は軸距、 l_f および l_r は前輪および後輪軸から重心 G までの距離、 h は重心高さである。各タイヤの半径および角速度をそれぞれ R_i, ω_i (i はタイヤ位置を示し、左前輪を 1, 右前輪を 2, 左後輪を 3, 右後輪を 4 とする) とした。また、 W は車両総重量、 N_i は各タイヤに作用する垂直抗力、 U は車両の進行速度である。 Fig. 4 は、 $X-Y$ 面上を運動する車両平面図であり、車両および各タイヤに作用する力とその方向、および進行方向を示したものである。 b_f, b_r は、前輪および後輪の輪距、 K_f, K_r は各タイヤと車両重心との距離である。 ψ_s は車両軸の方向、 θ_s は車両の進行方向、 ϵ_{si} は各タイヤの進行方向を示し、いずれも X 軸からの時計回りの角度を正としている。 β_s は車両のスリップ角であり、車両の進行方向の車両軸からの角度、 β_{si} は各タイヤのスリップ角でありタイヤの進行方向の回転方向からの角度、 α_{si} は操舵角でありタイヤの回転方向の車両軸からの角度、 φ_{si} は車両の進行方向のタイヤの進行方向からの角度であり、いずれも時計回りを正としている。各角度の相互の関係は、

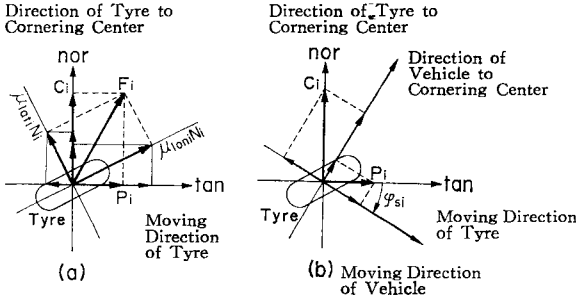


Fig. 5 Forces developed on tyre.

$$\beta_s = \theta_s - \phi_{si} \dots\dots\dots (6)$$

$$\varphi_{si} = \theta_s - \varepsilon_{si} \dots\dots\dots (7)$$

$$\begin{aligned} \beta_{si} &= \varepsilon_{si} - \alpha_{si} - \phi_s \\ &= \beta_s - \alpha_{si} - \varphi_{si} \dots\dots\dots (8) \end{aligned}$$

である。また、 r_f および r_r は、それぞれ $\tan^{-1}(b_f/2l_f)$ 、 $\tan^{-1}(b_r/2l_r)$ と表わされる定数である。

Fig. 5(a) に示すように、各タイヤに発生する力 F_i をタイヤの進行方向に作用する力 P_i と向心方向に作用する力 C_i に分解すると、それぞれ次式で与えられる。

$$\begin{aligned} P_i &= \mu_{\tan i} N_i \\ &= (\mu_{\text{oni}} \cos \beta_{si} + \mu_{\text{ati}} \sin \beta_{si}) N_i \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_i &= \mu_{\text{ori}} N_i \\ &= (\mu_{\text{oni}} \sin \beta_{si} - \mu_{\text{ati}} \cos \beta_{si}) N_i \dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

ここに、 μ_{oni} とは重ダンブトラックのタイヤ位置 i にあるタイヤの回転方向の摩擦係数であり、同様に μ_{ati} はタイヤの回転方向に直角な摩擦係数である。

また、Fig. 5(b) は、これらの力を車両重心の進行方向と向心方向に分解したものである。

次に、車両重心に関して、車両の進行方向、向心方向および回転方向の運動方程式を求めると、

$$\frac{W}{g} \frac{dU}{dt} = \sum_{i=1}^4 (P_i \cos \varphi_{si} - C_i \sin \varphi_{si}) - W \sin I \dots\dots\dots (11)$$

$$\frac{W}{g} \frac{U^2}{r} = \sum_{i=1}^4 (P_i \sin \varphi_{si} + C_i \cos \varphi_{si}) \dots\dots\dots (12)$$

$$\begin{aligned} -J_z \frac{d^2 \phi_s}{dt^2} &= K_f \{ P_1 \sin(\beta_s - \varphi_{s1} + \tau_f) \\ &\quad - C_1 \cos(\beta_s - \varphi_{s1} + \tau_f) \} \\ &\quad + K_f \{ P_2 \sin(\beta_s - \varphi_{s2} - \tau_f) \\ &\quad - C_2 \cos(\beta_s - \varphi_{s2} - \tau_f) \} \\ &\quad + K_r \{ -P_3 \sin(\beta_s - \varphi_{s3} - \tau_r) \\ &\quad + C_3 \cos(\beta_s - \varphi_{s3} - \tau_r) \} \\ &\quad + K_r \{ -P_4 \sin(\beta_s - \varphi_{s4} + \tau_r) \\ &\quad + C_4 \cos(\beta_s - \varphi_{s4} + \tau_r) \} \dots\dots\dots (13) \end{aligned}$$

となる。ここに、 g は重力の加速度、 J_z は車両の慣性エネルギーである。なお、 N_i は各タイヤの垂直抗力で、垂直抗力のつり合い条件、車両重心まわりの横方向、軸方向のモーメントのつり合い条件と、ばねおよびタイヤの変

形後4輪の最下端が同一平面内にある条件から算定され、加速度の大きさによって変動するのである。

$$N_1 + N_2 + N_3 + N_4 = W \cos I \dots\dots\dots (14)$$

$$\begin{aligned} (N_1 - N_2) \frac{b_f}{2} + (N_3 - N_4) \frac{b_r}{2} \\ = -\frac{Wh}{g} \left\{ \frac{U^2}{r} \cos \beta_s - \left(\frac{dU}{dt} + g \sin I \right) \right\} \sin \beta_s \dots\dots\dots (15) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (N_1 + N_2) l_f - (N_3 + N_4) l_r \\ = -\frac{Wh}{g} \left\{ \frac{U^2}{r} \sin \beta_s + \left(\frac{dU}{dt} + g \sin I \right) \right\} \cos \beta_s \dots\dots\dots (16) \end{aligned}$$

$$(N_1 - N_2) E_r b_r = (N_3 - N_4) E_f b_f \dots\dots\dots (17)$$

ここに、 h は重ダンブトラックの重心高さ、 E_f および E_r は前輪および後輪のばね定数である。

さて、近似解法として Fig. 6 に示したのは、前後輪を単輪とした重ダンブトラックの近似モデルである。このモデルに対する運動方程式は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{W}{g} \left(\frac{dU}{dt} + g \sin I \right) \\ &= \mu_{\text{onf}} \cos(\beta - \alpha) \cdot N_f \\ &\quad - C \sin \beta_f \sin(\beta - \alpha) \cdot N_f \\ &\quad + \mu_{\text{onr}} \cos \beta \cdot N_r - C \sin \beta_r \sin \beta \cdot N_r \dots\dots\dots (18) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_n &= \frac{W}{g} \frac{U^2}{r} = \mu_{\text{onf}} \sin(\beta - \alpha) N_f \\ &\quad + C \sin \beta_f \cos(\beta - \alpha) N_f \\ &\quad + \mu_{\text{onr}} \sin \beta \cdot N_r + C \sin \beta_r \cos \beta \cdot N_r \dots\dots\dots (19) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M &= J_z \frac{d^2 \phi_s}{dt^2} = \mu_{\text{onf}} \sin \alpha \cdot N_f l_f \\ &\quad + C \sin \beta_f \cos \alpha \cdot N_f l_f - C \sin \beta_r \cdot N_r l_r \dots\dots\dots (20) \end{aligned}$$

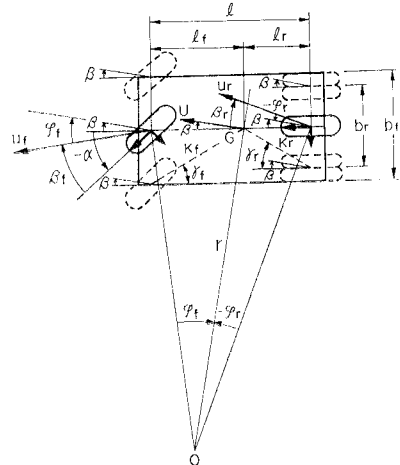


Fig. 6 Approximate model of heavy dump truck.

ここに、 F_f は直進慣性力、 F_n は向心力、 M は旋回力である。また、添字 f および r は、前輪と後輪の別を示したものである。なお、前述の厳密解との差は直進走行では表われないが、曲線走行時操舵角が大きくなると増大する。

(3) タイヤの回転運動方程式

各タイヤに駆動トルク T_i が作用したために発生する摩擦係数を μ_{loni} 、タイヤのころがり抵抗係数を μ_R 、タイヤの慣性性能率を I_i とする。各タイヤの進行方向および時計回りの回転を正としてモーメントのつり合いより

$$I_i \frac{d\omega_i}{dt} = (\mu_{loni} - \mu_R) N_i R_i - T_i \dots\dots\dots(21)$$

なる回転運動方程式が得られる。

次に、前述した近似モデルについて、前後輪の作用トルク比を B として前輪および後輪の回転運動方程式を求めると次式のようになる。

$$I_f \frac{d\omega_f}{dt} = (\mu_{lonf} - \mu_R) N_f R_f - BT \dots\dots\dots(22)$$

$$I_r \frac{d\omega_r}{dt} = (\mu_{lonr} - \mu_R) N_r R_r - T \dots\dots\dots(23)$$

上式において、実際の重ダンプトラックの走行観測の結果、慣性項は微小項となる。また、 $R_f = R_r$ とすると

$$\mu_{lonf} = B(\mu_{lonr} - \mu_R) N_r / N_f + \mu_R \dots\dots\dots(24)$$

なる関係が導かれる。

さて、シミュレーションによる厳密解法は、式 (11), (12), (13) および (21) を傾斜地に対して座標変換し、 Δt 時間ごとに操舵角 α_{si} とトルク T_i を与えて、車両およびタイヤの速度、回転角速度を逐次計算し、スリップ率 S_{loni} 、 S_{lati} 、タイヤ速度 u_i 、垂直荷重 N_i を求める方法である。平坦地および傾斜地における直進走行および惰性による曲線走行については、二、三の代表例について、各タイヤの摩擦仕事量の比較を行ったが、多くの計算時間を必要とする欠点がある³⁾。一方、実用的な近似解法では、式(18)、(19)、(20) および (24) において、 F_f 、 F_n および M の実測データを与え、未知数 μ_{lonr} 、 β_f および β_r を求めて前後輪のスリップ率を算定することができる。これらのスリップ率を各タイヤに分配することにより、各タイヤに発生する摩擦係数の大きさを求めることができる。

3. タイヤの摩擦仕事

駆動時において、各タイヤの回転方向の摩擦仕事量 F_{Wloni} は、摩擦力 $\mu_{loni} N_i$ 、スリップ速度 $v_{si} \cos \tau_i$ および時間との積として次式で与えられる。

$$F_{Wloni} = \int \mu_{loni} N_i v_{si} \cos \tau_i dt = C_{lon} \int S_{loni}^2 N_i \sqrt{(R_i \omega_i)^2 + (u_i \sin \beta_i)^2} dt \dots\dots\dots(25)$$

同様に各タイヤの回転方向に直角な方向の摩擦仕事量 F_{Wlati} は、

$$F_{Wlati} = C_{lat} \int S_{lati}^2 N_i \sqrt{(R_i \omega_i)^2 + (u_i \sin \beta_i)^2} dt \dots\dots\dots(26)$$

となる。

制動時においては、

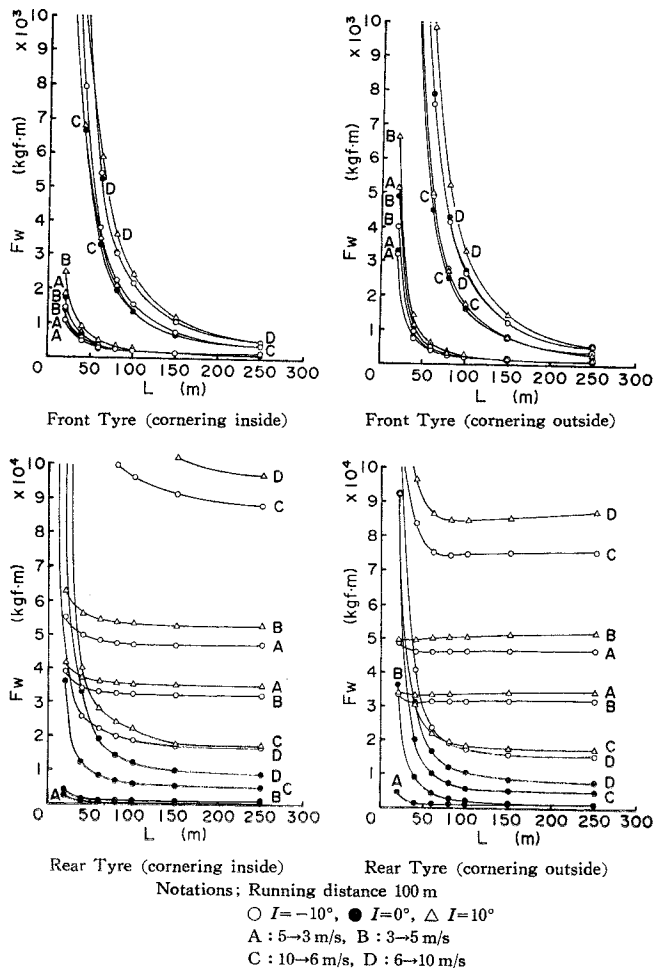


Fig. 7 Relations between frictional work F_w and radius of cornering L for various acceleration and deceleration, and slope angle I .

$$F_{Wloni} = C_{lon} \int S_{loni}^2 N_i u_i dt \dots\dots\dots(27)$$

$$F_{Wlati} = C_{lat} \int S_{lati}^2 N_i u_i dt \dots\dots\dots(28)$$

となる。なお、各タイヤの全摩擦仕事量 F_{Wi} は、

$$F_{Wi} = F_{Wloni} + F_{Wlati} \dots\dots\dots(29)$$

として計算する。

一般に、車両の急激な加速による駆動や急激な減速を伴う制動においてタイヤの摩擦仕事量は急増するのであり、また、登り坂での加速や下り坂での減速を行ったときの摩擦仕事は、同じ速度変化を平坦地で行った場合と比較してかなり増大する。傾斜地において、駆動時同じ速度変化を与えるに必要なタイヤの総摩擦仕事量は、登り坂においては傾斜角とともに放物線的に増大するのに対し、下り坂においてはほとんど発生しない³⁾。なお、コーナリングにおける登り坂での駆動や下り坂での制動では摩擦仕事量は最も増大する。

Fig. 7 は、一例として、Table 1 に示した重ダンプトラック（空車時）が左側へ旋回する場合の各タイヤ位置における摩擦仕事量と曲率半径との関係を示したものである。傾斜角は -10° , 0° , $+10^\circ$ であり、100 m 区間の速度変化は、5 m/s から 3 m/s への減速等 4 通りについて近似解法により算定した。摩擦仕事量は曲率半径の減少とともに増大し、ある曲率半径以下になると摩擦仕事量は急増する。この場合、前後輪トルク比 B は 0 として計算しているため、前輪の摩擦仕事量は後輪と比較してかなり小さい。一方、後輪の摩擦仕事量は、制・駆動トルクと傾斜角の影響を強く受け、さらにコーナリング半径が減少すると向心力が顕著に作用するのである。特に、旋回内側の後輪タイヤの摩擦仕事量が最も大きく、コーナリングにおける摩耗が卓越していることが明らかとなった。

4. 現地試験

(1) 試験車両

Photo 1 および Table 1 は、摩耗試験の対象とした重ダンプトラックおよびその諸元を空車時および実車時に対して示したものである。表中、ころがり抵抗係数、前後輪のばね定数、重心高さおよび全車両重量などは現地で実測を行ったものである。

(2) 走路および走行特性

Fig. 8(a) は、ある土取現場における重ダンプトラックの走路平面図である。走路は、A1 から A9 まで 9 通りあり、それぞれ切羽と第 1 または第 2 投入口の間に重ダンプトラックが往復走行するのである。各走路の往復



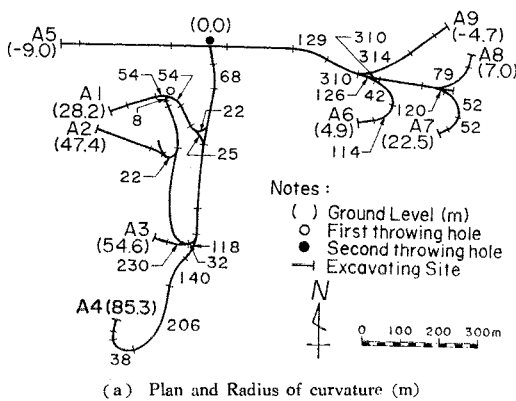
Photo 1 Test heavy dump truck.

Table 1 Dimensions of tyre and heavy dump truck

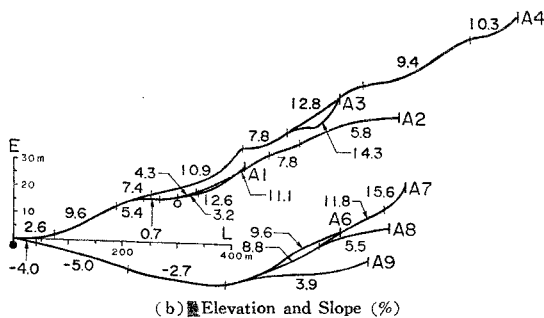
| State | | Empty | Loaded |
|---------|--|--------|---------|
| R | Turning radius of tyre (m) | 1.01 | 0.96 |
| l | Distance from front to rear wheel axis (m) | 4.19 | 4.19 |
| l_f | Distance from front wheel axis to gravity center (m) | 2.44 | 2.73 |
| l_r | Distance from rear wheel axis to gravity center (m) | 1.75 | 1.46 |
| b_f | Interval between left and right front tyre (m) | 3.16 | 3.16 |
| b_r | Interval between left and right rear tyre (m) | 2.74 | 2.74 |
| h | Height of gravity center of vehicle (m) | 2.11 | 2.91 |
| J_x | Moment of inertia of vehicle (kgm ²) | 89 970 | 240 800 |
| E_f | Modulus of elasticity of front wheel (t/cm) | 0.884 | 0.884 |
| E_r | Modulus of elasticity of rear wheel (t/cm) | 2.053 | 2.053 |
| K_f | Distance from front wheel to gravity center (m) | 2.91 | 3.27 |
| K_r | Distance from rear wheel to gravity center (m) | 2.22 | 1.91 |
| I_f | Moment of inertia of front wheel (kgm ²) | 510 | 510 |
| I_r | Moment of inertia of rear wheel (kgm ²) | 2 510 | 2 510 |
| W | Total weight of vehicle (kgf) | 39 200 | 104 900 |
| μ_R | Coefficient of rolling friction | -0.02 | -0.02 |

総延長は約 10.2 km に達しており、縦断勾配は Fig. 8 (b) に示すように、平均 9.2%、最高 17.2% で比較的緩やかな地形である。路盤は平均弾性波速度 P 波 690 m/s、S 波 405 m/s の風化花崗岩で構成され、路面はまさ土を転圧して整備されておりパワー密度解析の結果良好な走路であることが実証されている⁴⁾。

さて、各走路を実際に走行している重ダンプトラックの走行特性については、8 ミリ撮影機 5 台を現地に設置してすべての運動形態を記録し、各走行区間ごとの距離、勾配、曲率半径、および走行速度を求め、一定時間間隔で与えられる各コマごとの走行速度の変化から加・



(a) Plan and Radius of curvature (m)



(b) Elevation and Slope (%)

Fig. 8 General view of courses of heavy dump truck.

減速度を算定した。

(3) タイヤ摩耗量の測定

装着タイヤは、すべてN型トレッドをもつアースムービングサービス用タイヤ 21.00-35-36 PR で、初期溝深さは 68 mm である。外径 2050 mm, タイヤ幅 591 mm, タイヤ高さ 504 mm, 内圧 5.6 kgf/cm² (548.8 kPa) を標準としており、耐カット性の優れた OR タイヤである。耐発熱性は比較的低いので、特に夏期日射時におけるキャリイダウンを行う前輪タイヤの過酷な使用に対してタイヤの限界温度 112°C を越えないように管理されている。タイヤの摩耗量の計測は少なくとも月 1 回実施しており、その方法はトレッド幅の 1/4 点における計 4 か所の溝深さをデプスゲージによって実測するのである。Fig. 9 は、左前輪タイヤ FL, 右前輪タイヤ FR および左後輪タイヤ RL, 右後輪タイヤ RR の実測残溝履歴曲線である。なお、後輪タイヤは 4 輪あり、RL および RR はそれぞれの内外側の残溝量の平均値で示した。また、摩耗量は、初期溝深さと残溝量の差で表現される。一般に、前輪と比較して後輪タイヤの方が多く摩耗する傾向がある⁹⁾。本試験車の場合、前輪タイヤはキャリイダウンのために輪荷重が増大するとともにかなりの制動トルクが作用したために後輪タイヤとほぼ同程度の摩耗量を示している。また、稼働初期における摩耗量

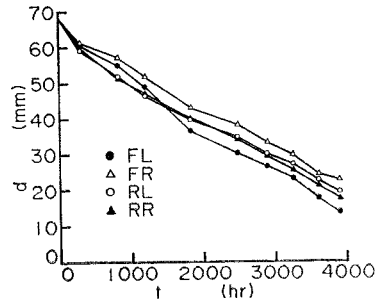


Fig. 9 Measured wear history which relates residual depth *d* with operation time *t*.

の変化率は顕著であり、完摩するまでの摩耗寿命は長く、4000 時間から 5000 時間にも達している。

5. 摩擦仕事量と摩耗量の関係

重ダンプトラックタイヤの摩擦仕事量を算定するために、まず各走路で実測した一往復の重ダンプトラックの速度、加・減速度および旋回角加速度などの運動形態と走路延長、勾配、曲率半径から左右および前後輪タイヤの各走路 1 往復当たりの摩擦仕事量 f_w を式 (25) ~ (28) によって算定した。その際、駆動時は後輪駆動とし、制動時は前後輪トルク比 $B=0, 0.5$ および 1.0 について計算を行った。次に、重ダンプトラックの位置 k にあるタイヤの摩耗量測定期間中における摩擦仕事量 $F_w(k)$ を算定するためには、その期間中に試験車が走行した走路 j の往復運行回数 n_j を実測し、各走路 1 往復当たりの摩擦仕事量 $f_w(k)_j$ を乗じた総和として求めることができる。

すなわち、

$$F_w(k) = \sum_j n_j \cdot f_w(k)_j \dots\dots\dots(30)$$

として算定される。

さて、各タイヤの摩耗量測定期間中の摩擦仕事量は、摩耗長 X_c にあるタイヤについて測定した $\mu-S$ 曲線によって算定しているため、当該測定期間中の摩耗長 X の平均値について修正する必要がある。トレッドの初期溝深さを d_0 、カーカスの換算高さ (トレッドの変形に寄与する部分) を d_c 、摩耗長 X, X_c に対するタイヤのスリップ率を S, S_c とし、トレッドおよびカーカスのせん断弾性係数を等しいとすると、

$$S = \frac{d_0 + d_c - X}{d_0 + d_c - X_c} S_c \dots\dots\dots(31)$$

で与えられる。

したがって、修正摩擦仕事量 $F_w'(k)$ は、 $d_0 + d_c = d_a$ とすると次式で与えられる。

$$F_w'(k) = \left(\frac{d_a - X}{d_a - X_c} \right)^2 F_w(k) \dots\dots\dots(32)$$

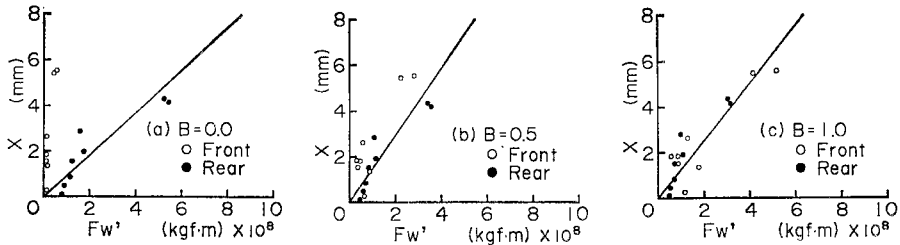


Fig. 10 Relations between amount of wear X and frictional work F_W' of front and rear tyre.

次に、上述の方法で算定した摩擦仕事量 $F_W'(k)$ と実測した摩耗長 $X(k)$ の関係を求める。Fig. 10(a)~(c) は、制動時の前後輪トルク比 $B=0, 0.5$ および 1.0 に対して、試験車の左右前後輪タイヤの各測定期間中の摩耗量と摩擦仕事量の関係を示したものである。両者の関係はほぼ比例関係にあり、次式で与えられる。

$$X(k) = a(k) \cdot F_W'(k) \dots\dots\dots(33)$$

ここに、 $a(k)$ は、位置 k にあるタイヤの単位摩擦仕事量当たりの摩耗量であり、タイヤの構造、トレッドの型式およびゴムの材質等によって決まる定数である。この試験用タイヤ6本に対する $a(k)$ の平均値を \bar{a} とすると、 $B=0$ のとき $\bar{a} = 0.925 \times 10^{-8} \text{ mm/kgf}\cdot\text{m}$ 、 $B=0.5$ のとき $\bar{a} = 1.524 \times 10^{-8} \text{ mm/kgf}\cdot\text{m}$ 、 $B=1.0$ のとき $\bar{a} = 1.268 \times 10^{-8} \text{ mm/kgf}\cdot\text{m}$ なる値を得た。なお、相関係数が最も高くなるのは $B=1.0$ に対するものであった。

6. 摩耗履歴曲線と摩耗寿命

いま、タイヤと路面との間の摩擦係数はトレッドの摩耗長 X によって変化しないとす。すなわち、摩耗長 X_c のタイヤのスリップ率 S_c に対する摩擦係数を μ_c 、比例定数を C_c とすると、一般に式 (5) で与えられる摩耗長 X のタイヤのスリップ率 S に対する摩擦係数 μ 、比例定数 C に対して

$$\mu = CS = C_c S_c = \mu_c \dots\dots\dots(34)$$

が成立すると仮定する。

摩耗長 X のタイヤに対する修正摩擦仕事量 F_W' は、上述の仮定により、摩耗長 X_c のタイヤについて実測した重ダンプトラックの運動形態から算定することができる。すなわち、

$$F_W' = \int \frac{d_a - X}{d_a - X_c} S_c \mu_c N v dt \dots\dots\dots(35)$$

となる。

したがって、 Δt 時間中の摩耗長の変化 ΔX は次式で算定される。

$$\Delta X = a \Delta F_W' = a \cdot \frac{d_a - X}{d_a - X_c} S_c \mu_c N v \cdot \Delta t \dots\dots\dots(36)$$

上式を t で積分し、 $t=0$ で $X=0$ とすると、

$$X = d_a \left[1 - \exp \left(- \frac{a}{d_a - X_c} \int_0^t S_c \mu_c N v dt \right) \right] \dots\dots\dots(37)$$

となり、タイヤの摩耗履歴曲線が指数関数で与えられることが明らかとなった。

さて、 $X=X_c$ の場合のタイヤの摩擦仕事量 F_W'' と稼働時間 t の関係は、多くの場合比例関係にある。比例定数を AW_c とすると、

$$F_W'' = \int_0^t S_c \mu_c N v dt = AW_c \cdot t \dots\dots\dots(38)$$

と表現されるので、式 (37) を書き直すと、

$$X = d_a \left[1 - \exp \left(- \frac{a}{d_a - X_c} \cdot AW_c \cdot t \right) \right] \dots\dots\dots(39)$$

となる。タイヤが完摩するときの摩耗長を X_E とすると、完摩するまでの稼働時間、すなわち摩耗寿命 t_E は

$$t_E = \frac{\ln d_a - \ln(d_a - X_E)}{a \cdot AW_c} (d_a - X_c) \dots\dots\dots(40)$$

として表わされる。

推定摩耗履歴曲線は、式 (37) および式 (39) によって算定されるが、制動時の前後輪のトルク比によって大きく変動する。Fig. 11 は、 $B=0, 0.5$ および 1.0 に対する試験車の各タイヤの推定摩耗履歴曲線である。 B が 0.5 から 1.0 に近づくと、前輪タイヤの方が後輪タイヤと比較して多く摩耗する傾向さえみられる。なお、前図に示した実測摩耗履歴曲線と比較すると、 B の値は 1.0 に近いことが推定される。

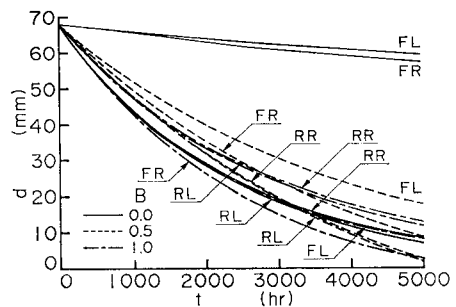


Fig. 11 Residual tread depth d and operation time t calculated for the test heavy dump truck tyre.

なお、タイヤの摩耗寿命はトレッドの残溝が 10 mm に達したときの稼働時間とし、 $d_0=68$ mm, $d_c=30$ mm, $d_a=98$ mm, $X_c=30$ mm, $X_E=58$ mm として算定した。一例として、 $B=0$ の場合の AW_c は、左後輪 1.285×10^6 kgf·m/h, 右後輪 1.264×10^6 kgf·m/h となるので、摩耗寿命は左後輪 5 125 時間、右後輪 5 212 時間と算定される。

また、 B の値を正確に実測できるならば、摩耗履歴曲線および摩耗寿命をよりの確に推定することが可能となるのである。

7. 結 論

重ダンプロックタイヤの摩耗履歴および摩耗寿命を予測するためには、走路および車両の運動形態よりある稼働時間中の摩擦仕事量を算定し、同時にタイヤの摩耗量を実測して両者の関係を現地試験によって求める必要がある。その後、全体の摩耗履歴特性を解析することにより摩耗寿命を的確に推定することが可能となるのである。以下に新しく得られた知見をまとめて記す。

(1) タイヤの摩耗は、登坂中の駆動時、下降中の制動時およびコーナリングを伴う制・駆動時において著しく発生する。登坂中の加速によるタイヤの摩耗は、傾斜角とともに放物線的に増大する。そのために、摩耗を減少させるためには、特に傾斜地において急激な加減速を行わない、走路の傾斜角はできるだけ小さくする、コーナリング部分は平坦地とし曲率半径は大きく設計することなどが挙げられる。

(2) タイヤのコーナリング時における摩耗量は曲率半径と逆比例の関係にある。後輪にのみ制駆動トルクが作用する場合には、後輪には速度の自乗に比例する向心力のみならず傾斜角や加減速度が大きく作用し、特に旋回内側の後輪の摩耗量が全タイヤの中で最大となることが判明した。

(3) タイヤの摩耗履歴曲線は、一般に、次の指数関数で与えられる。

$$X = d_a \left[1 - \exp \left(- \frac{a}{d_a - X_c} \cdot AW_c \cdot t \right) \right]$$

ここに、 X はトレッドの摩耗長さ、 t は稼働時間、 a はタイヤの単位摩擦仕事当たりの摩耗量を示す係数、 AW_c は単位稼働時間当たりの摩擦仕事量、 d_a はトレッドの変形に関与する換算溝深さ、 X_c はスリップ率と摩擦係数の関係を実測した際のトレッドの摩耗長さである。

(4) タイヤの摩耗寿命 t_E は完摩とみなす摩耗長を X_E として次式で与えられる。

$$t_E = \frac{\ln d_a - \ln (d_a - X_E)}{a \cdot AW_c} (d_a - X_c)$$

以上、走路の勾配、曲率および走路延長の実測、重ダンプロックの運行形態、タイヤの摩擦とスリップ率の関係、ブレーキ特性、および数か月間の運行回数と摩耗量の実測を行うことにより、タイヤの摩耗寿命を的確に推定することが可能となり、合理的な摩耗対策を樹立するうえで大いに役立つものと考えてる。

最後に、本研究をまとめるにあたり本学教官 榎 明 深氏、元学生 豊高 誠氏、荒川 仁氏の多大なる助力を得たことに謝意を表するとともに、現地試験に快くご協力賜わった国土開発工業(株)の延岡 一氏、原田 明氏、高木信雄氏、キャタピラ三菱(株)の中岡慎一郎氏、ブリヂストンタイヤ(株)の成本 実氏、杉原 茂氏に深甚の謝意を表する。

記号説明

- R : タイヤの回転半径
- F : タイヤと路面との間の摩擦力
- ω : タイヤの回転角速度
- v_s : タイヤのスリップ速度
- u : タイヤの進行速度
- δ : F とタイヤの回転方向となす角
- β : u とタイヤの回転方向となす角 (スリップ角)
- r : v_s とタイヤの回転方向となす角
- S, S_c : トレッドの摩耗長 X, X_c のタイヤと路面との間のスリップ率
- $|\text{on}$: タイヤの回転方向を意味する添字
- $|\text{at}$: タイヤの回転方向と直角方向を意味する添字
- I : 走路の登坂角
- l : 重ダンプロックの前後輪軸距
- l_f, l_r : 前、後輪軸から重心までの水平距離
- G : 重ダンプロックの重心位置
- h : 重ダンプロックの重心高さ
- i : 重ダンプロックのタイヤの位置を示す添字
- W : 重ダンプロックの車両総重量
- N : タイヤと路面に作用する垂直抗力
- U : 車両の進行速度
- b_f, b_r : 前、後輪の左右軸距
- K_f, K_r : 前、後輪タイヤの中心と車両重心との水平距離
- ϕ_s : X 軸と車両軸とのなす角
- θ_s : X 軸と車両の進行方向となす角
- ϵ_s : X 軸とタイヤの進行方向となす角
- β_s : 車両のスリップ角

β_{sl} : 各タイヤのスリップ角
 β_f, β_r : 前, 後輪タイヤのスリップ角
 α_s : 前輪タイヤの操舵角
 φ_s : 車両の進行方向とタイヤの進行方向となす角
 γ_f, γ_r : $\tan^{-1}(b_f/2l_f), \tan^{-1}(b_r/2l_r)$
 P : タイヤの進行方向に作用する力
 C : タイヤの向心方向に作用する力
 μ_{tan} : タイヤの進行方向の摩擦係数
 μ_{nor} : タイヤの向心方向の摩擦係数
 t : 時間
 g : 重力加速度
 r : 車両の回転半径
 J_z : 車両の慣性能率
 E_f, E_r : 前, 後輪のばね定数
 F_d : 車両の直進慣性力
 F_n : 車両の向心力
 M : 車両の旋回力
 T : タイヤの制・駆動トルク
 μ_{lon} : タイヤの回転方向の摩擦係数
 μ_{lat} : タイヤの回転方向と直角方向の摩擦係数
 I_f, I_r : 前, 後輪タイヤの慣性能率
 B : 前後輪の作用トルク比
 μ_R : タイヤのころがり摩擦係数
 f : 前輪を示す添字
 r : 後輪を示す添字
 F_W : 新品タイヤの全摩擦仕事量
 F_W' : 摩耗長 X のタイヤの全摩擦仕事量
 F_W'' : 摩耗長 X_c のタイヤの全摩擦仕事量

f_W : タイヤの各走路の1往復当たりの摩擦仕事量
 n_j : 重ダンプロックの走路 j での往復運行回数
 a : タイヤの単位摩擦仕事当たりの摩耗長
 X : タイヤトレッドの摩耗長
 X_c : μ - S 曲線測定時のタイヤトレッドの摩耗長
 μ : 摩耗長 X のタイヤと走路との間の摩擦係数
 μ_c : 摩耗長 $X=X_c$ のタイヤと走路との間の摩擦係数
 C, C_c : 摩耗長 X, X_c のタイヤの μ - S 曲線における比例定数
 d_0 : トレッドの初期溝深さ
 d_c : カーカスの換算高さ

参 考 文 献

- 1) 室 達朗・榎 明潔 : OR タイヤのコーナリングにおける摩擦特性, 愛媛大学工学部紀要, 10, 2, 昭和 58 年 2 月.
- 2) Grečenko, A. : Some Applications of Slip and Drift Theory of the Wheel, Proc. 5th Int. Conf., I.S.T.V. S., 2, 1975.
- 3) 室 達朗・榎 明潔・豊高 誠 : OR タイヤの駆動・制動時における摩擦と摩耗特性, 愛媛大学工学部紀要, 10, 1, 昭和 57 年 2 月.
- 4) 室 達朗・榎 明潔 : OR タイヤの摩耗について——各種現場測定——, テラメカニクス, 2, pp. 11~17, 1982.
- 5) 室 達朗・榎 明潔 : 重ダンプロックタイヤの走路と摩耗寿命, 愛媛大学工学部紀要, 10, 2, 昭和 58 年 2 月.

(1982.8.9・受付)