

材料温度特性を反映したタイヤ摩耗予測の精度向上

Enhancement of Accuracy of Tire Wear Prediction Method by Reflection of Material Temperature Characteristics

安 藤 誉*

Takashi ANDO

納 富 信 也*

Shinya NOHTOMI

津々見 修 司*

Shuji TSUTSUMI

溝 根 哲 也*

Tetsuya MIZONE

要 旨

タイヤ摩耗予測精度向上のため、予測モデルのトレッドゴム粘弾性特性において、リブごとに異なる温度特性を設定することで予測誤差を低減した。また、リブごとに摩耗量を算出することで、前輪駆動車の前輪に生じるセンタ摩耗や、後輪に生じるアウトサイドショルダ摩耗など、従来は予測が容易でなかった偏摩耗予測の確からしさも向上した。この予測モデルにより、車両開発の初期段階における、転がり抵抗、ウェットブレーキ性能に加えて偏摩耗を含む摩耗量の予測が可能となるため、車両開発の効率化に寄与できる。また、実車での摩耗評価テストも削減できることから、テスト工数削減に貢献する。

ABSTRACT

In order to increase the prediction accuracy of tire wear, prediction error has been decreased by setting differing temperature characteristics for each rib in the tread rubber viscosity, characteristic of a prediction model. In addition, though previously challenging, calculation of the wear degree for each rib has increased the accuracy of uneven wear prediction, such as center wear in the front tires of front wheel drive vehicles and wear on the outer shoulders of rear tires. This prediction model will make it possible to predict the degree of wear, including uneven wear, from the initial stage of vehicle development in addition to studying rolling resistance and wet braking performances, which will contribute to increased vehicle development efficiency. By reducing the necessity of conducting wear evaluation tests using real vehicles, the model will also contribute to reducing the person-hours involved in testing.

1. まえがき

地球環境問題に対応して、燃費性能向上のためのタイヤの転がり抵抗低減が進んでいる。一般に、タイヤの転がり抵抗低減のため、ヒステリシスロスの小さいトレッドゴムを用いると、ウェットブレーキ性能も低下する。そこで、従来のカーボンブラックに加えてシリカを配合してヒステリシスロスを低減すると、ウェットブレーキ性能は向上するが、タイヤ摩耗寿命が短くなってしまう。これら相反するタイヤ性能は、トレッドパターン、内部構造、コンパウンド配合など他の設計要素と組み合わせて両立をはかる必要がある。また、これらの性能は車両性能設計への影響が大きく、開発初期の段階で精度よく予測できれば、車両開発の効率化に大きく寄与する。

この中で、摩耗寿命は、荷重、スリップ速度、ゴム物性値

や温度特性、路面や走行条件など多くの因子と設計要素の影響を受けるため予測が容易でない。このため、検証に長期間の実走試験を必要とし開発への影響が大きかった。

従来提案されてきた摩耗評価手法は、大きく実走摩耗評価と台上摩耗評価に分けられる。

実走摩耗評価では、基準タイヤと評価対象タイヤをそれぞれ実車に装着し走行するため、実際の使用環境に近い条件での評価ができるが、路面状況、運転操作、外気温や日照条件等の試験環境を一定に保つことが容易ではない。このため、主に相対的な摩耗評価として、車両開発後期に使われ、開発初期段階に適用されることは少ない。

一方の台上摩耗評価では、タイヤ単体摩耗試験機での摩耗形態と、摩耗エネルギー試験機を用いた転動タイヤ表面の摩耗エネルギー分布を組合せて評価する^{(1),(2)}。この評価手法では、試験環境を一定に保つことができ、実車を用

*四輪 R&D センター

いないため車両開発初期の検討に活用しやすい。反面、試験機の路面が実路と異なる。また、ドラム式試験機の場合は、タイヤの接地長が短くなることで接地形態に差異を生じ、ユーザ使用環境での摩耗を再現できない場合がある。また、小林らは Schallamach 理論に基づいた摩擦エネルギーとゴムの耐摩耗性を示す指標値を組合せた予測手法を提案し⁽³⁾、ショルダ部をのぞきユーザ使用環境データと良好に対応することを示した。

筆者らは、前報⁽⁴⁾にて高分子材料の摩耗体積式⁽⁵⁾を基に、トレッドゴムの物性値と接地面の情報を用いる予測モデルを提案し、前輪駆動車 (FF 車) の前輪の摩耗寿命を精度よく予測した。しかしながら、前輪の偏摩耗予測と後輪の摩耗寿命予測精度に課題があることを示した。

本報では、タイヤトレッドゴムの寿命は路面温度より低い温度でのゴム物性と高い相関をもつという平山ら⁽⁶⁾の報告を基に、予測モデルのトレッドゴムの粘弾性特性にリブごとに異なる温度特性を反映できるよう修正し、後輪も含めた摩耗寿命予測と、偏摩耗予測が車両開発に充分適用できる精度をもつことを確認した。

2. タイヤ摩耗寿命予測式

前報にて、筆者らは式 (1) に示される高分子材料の摩耗体積式を応用したタイヤ摩耗寿命予測モデルを提案した。

$$V = k \frac{\mu W L}{H \sigma \varepsilon} \quad (1)$$

V : Wear volume [mm³]
 k : Constant [-]
 μ : Coefficient of friction [-]
 W : Load [N]
 L : Slip distance [mm]
 H : Rubber hardness [°]
 σ : Breaking strength [MPa]
 ε : Breaking strain [%]

前報のモデルでは、Fig. 1 に示す溝 i における摩耗寿命 L_{ti} を、リブごとの摩耗速度 V'_j とトレッド主溝深さ D_i およびウェアインジケータ高さ 1.6 mm より、式 (2) に表した。

$$L_{ti} = \frac{2 \times (D_i - 1.6)}{V'_j + V'_{j+1}} \quad (2)$$

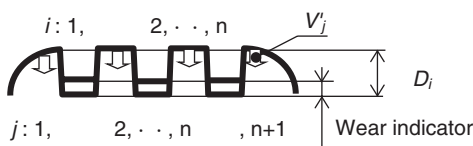


Fig. 1 Tread rib wear speed and groove depth

L_{ti} : Wear life [km]

i : Groove position No.

j : Rib position No.

D_i : Groove depth at i [mm]

V'_j : Wear speed at j [mm/km]

式 (1) の摩擦係数 μ は、温度特性を持つ貯蔵弾性率 E' と $\tan \delta$ の関数で表せる。本報では、温度特性を考慮するため、河上ら⁽⁷⁾の報告に基づき μ を式 (3) のように拡張した。

$$\mu(T) = f[\tan \delta(T), E'(T)] \quad (3)$$

$\mu(T)$: Coefficient of friction at T (°C) [-]

T : Temperature [°C]

$\tan \delta(T)$: Loss factor at T (°C) [-]

$E'(T)$: Storage modulus at T (°C) [-]

ここで、実車装着タイヤの接地面応力分布や表面温度分布は、タイヤの変形および路面との摩擦による熱に影響される。このため、リブごとの摩耗は、接地面形状やトー、キャンバ等のアライメントに依存し、異なると考えられる。そこで、式 (1) の μ を式 (3) の摩擦係数 $\mu(T)$ に置き換え、リブごとの摩耗体積式 (4) を定義した。

$$V_j = k_j \frac{\mu_j(T) W_j L_j}{H \sigma \varepsilon} \quad (4)$$

V_j : Wear volume at j [mm³]

k_j : Constant at j [-]

$\mu_j(T)$: Coefficient of friction at j [-]

W_j : Contact patch pressure at j [MPa]

L_j : Slip distance at j [mm]

これにより、リブごとの摩耗速度 V'_j は式 (5) に表せる。

$$V'_j = k_j f(W_{aj}, W_{bj}, S_j, E'_j(T), \tan \delta(T), H, \sigma, \varepsilon) \quad (5)$$

W_{aj} : Average pressure [kg/mm²]

W_{bj} : Maximum pressure [kg/mm²]

S_j : Slip distance (calculation) [mm]

なお、式 (4) の H , σ , ε は材料項であるため本報ではリブの位置にかかわらず一定とした。また、荷重項 W , すべり量項 L はアライメントの影響を受けるためリブ位置に応じた値 W_j , L_j を用いた。

3. タイヤ接地面

接地面における、リブごとの摩耗メカニズムの違いや、前後輪で異なる摩耗事象を予測モデルに反映するために、式 (4) のリブごとの W_j , L_j , $\mu_j(T)$ 項を決定した。

FF 車に装着されたタイヤは、前輪で加減速によるセン

タ摩耗, 後輪でイニシャルアライメントによるショルダ摩耗傾向を示すことが多い。これは接地面の応力分布および熱収支条件の差が摩耗寿命に影響を与えると仮定した。この仮定を確かめるため、前後輪の接地面圧を測定した。また、前輪に生じるセンタ摩耗の原因となる加減速時の接地面せん断力の分布を計測した。後輪に生じるショルダ摩耗に対しては、トー角、キャンバ角を与えた転動中のタイヤ表面温度を測定し、接地面における摩耗エネルギーの分布について検討した。

3.1. 各リブの接地面圧

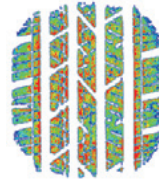
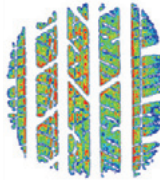
前後輪それぞれの荷重、トー角およびキャンバ角が、リブごとの荷重に与える影響を確認するため、接地面圧を測定し荷重項 W を求めた。測定結果の一例 (215/50R16 100S) を Fig. 2 に示す。リブごとの平均接地面圧 W_a と最大接地面圧 W_b の測定値、ならびにセンタリブの接地面圧を 1 とした場合のリブごとの W_a , W_b 値の割合を併記する。

Fig. 2 より、前輪と後輪とも W_a はセンタ部が高く、 W_b はショルダ部の方が高い値を示した。また、前輪と後輪の荷重、アライメント等の差により、摩耗に対する W の影響はリブごとに異なると考えた。これより、リブごとの W_a と W_b を設定することで、摩耗予測精度が向上すると考えた。

3.2. 各リブすべり量の計算値

すべり量項 L は、直接の測定が容易ではないため、前報同様、幾何学手法を用いてリブごとに算出した。結果を Table 1 に示す。

Table 1 の結果から、前輪では接地面の中央に近くなるほどすべり量が大きく、後輪ではアウト側に近くなるほどすべり量が大きくなる傾向を示し、前輪におけるセンタ摩耗、後輪におけるショルダ摩耗と傾向が一致した。

	Front					Rear				
Foot print										
Rib No.	#1 (out)	#2	#3*	#4	#5 (in)	#1 (out)	#2	#3*	#4	#5 (in)
Load [kN]	4.82					3.55				
Toe [°]	0					0.09 (in)				
Camber [°]	0					1.00 (negative)				
W_a [MPa] (%)	0.36 (94)	0.36 (96)	0.38 (100)	0.37 (98)	0.36 (94)	0.37 (97)	0.36 (95)	0.38 (100)	0.37 (97)	0.36 (95)
W_b [MPa] (%)	1.44 (160)	1.10 (122)	0.90 (100)	0.93 (103)	1.44 (160)	1.43 (130)	0.90 (82)	1.10 (100)	1.19 (108)	1.43 (130)

* Reference for maximum and average pressure

Fig. 2 Maximum and average pressure of contact patch

Table 1 Calculation results for slip distance

	Front					Rear				
Rib No.	#1 (out)	#2	#3	#4	#5 (in)	#1 (out)	#2	#3	#4	#5 (in)
Slip distance [mm]	4.43	5.26	5.49	5.22	4.61	10.14	7.21	4.13	0.74	3.03

3.3. タイヤ摩耗要因分析

実車装着状態で転動した際の前輪の接地面せん断力を、株式会社エー・アンド・デイ製の Force Matrix Sensor を用いて測定した。一例として Fig. 3 に加速時、Fig. 4 に減速時の結果を示す。

Fig. 3, 4 の測定結果から、加速時はセンタリブに大きなせん断力が生じ、減速時は各リブごとに均等にせん断力が生じることが確認できた。

この結果は、Table 1 に示す滑り量計算結果と傾向が一致し、FF 車の前輪がセンタ摩耗する経験則にも合致した。

次に、後輪のトー角、キャンバ角が接地面温度に与える影響を確認するため、フラットベルト式タイヤ試験機を使用し、転動中のタイヤトレッド面温度を測定した。Fig. 5 にリブごとの温度測定結果、Fig. 6 にトレッド面断面の温度分布測定結果を示す。

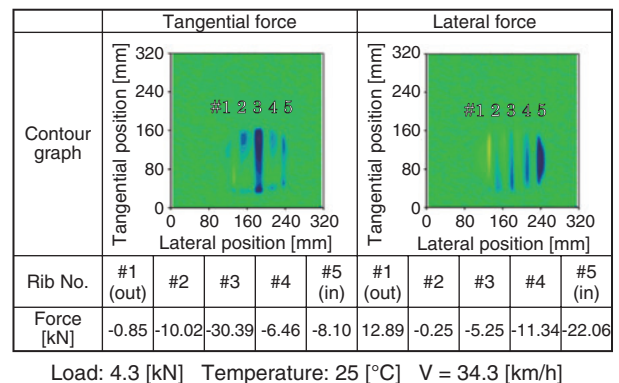


Fig. 3 Contact patch shear force during vehicle acceleration

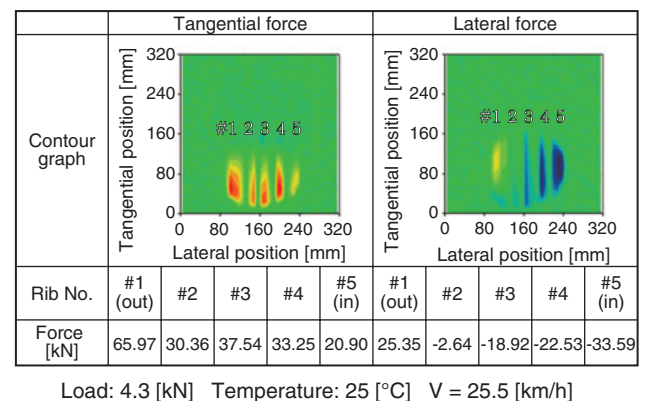


Fig. 4 Contact patch shear force during vehicle deceleration

Fig. 5の結果より、アウト側リブの温度はイン側リブに対し1.9℃低いことがわかった。

Fig. 6の結果より、トレッド面断面全体でもアウト側が低い温度を示した。

タイヤ表面におけるエネルギー収支は、すべりに伴うゴム変形による力学的エネルギーと、式(6)に示される内部ヒステリシスで生じる熱エネルギー⁽⁸⁾が散逸量と平衡することで成り立つ。このため、すべり量が大きき部位では、内部発熱は抑えられ、表面温度も低くなると考えられる。

また、タイヤのトレッドゴムは低温ほど摩耗が促進される。これにより、すべり量が大きく温度が低いアウト側の摩耗が早まる。この結果からも、提案する手法を用い各リブの $\mu(T)$ 項に温度依存する係数を用いることで、より精度の高い摩耗予測がおこなえることが確認できた。

$$W_l = \int_0^{2\pi} \sigma \dot{\epsilon} dt = \pi \epsilon_0^2 E'' = \pi \epsilon_0^2 E' \tan \delta \quad (6)$$

W_l : Strain energy [J]

σ : Internal stress [MPa]

ϵ : Strain [mm]

ϵ_0 : Maximum strain [mm]

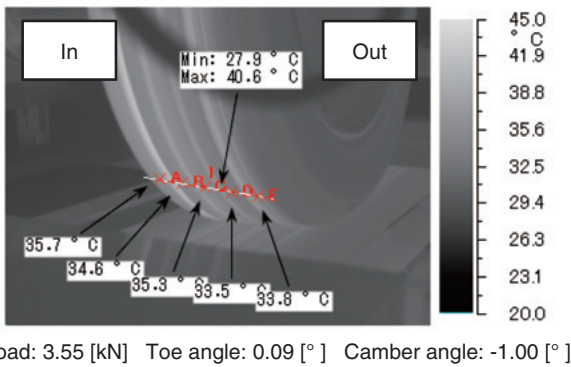


Fig. 5 Measurement of tire surface temperature on flat track

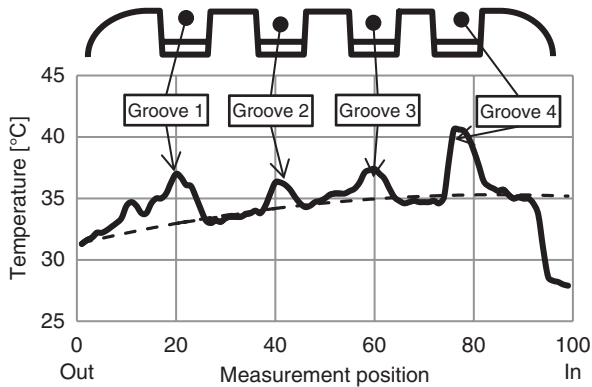


Fig. 6 Tire surface temperature distribution on flat track

3.4. 摩耗予測モデル係数算出

式(4)の $\mu_j(T)$ 項は、前報では $T = 25$ [°C]における値を用いたが、本報ではリブごとに実験的に求めた最適値を用いる。これより、式(2)の摩耗速度 V'_j を以下の式(7)より算出した。

$$\log V'_j = C_{waj} \times W_{aj} + C_{wbj} \times W_{bj} + C_{sj} \times S_j + C_{s2j} \times S_j^2 + C_{c(E')j} \times E'_j(T) + C_{c(\tan\delta)j} \times \tan \delta(T) + C_{c(H)j} \times H + C_{c(\sigma)j} \times \sigma + C_{c(\epsilon)j} \times \epsilon + k_j \quad (7)$$

C_{waj} : Coefficient of average pressure

C_{wbj} : Coefficient of maximum pressure

C_{sj} : Coefficient of slip distance

C_{s2j} : Coefficient of slip distance (square member)

$C_{c(E')j}, C_{c(\tan\delta)j}, C_{c(H)j}, C_{c(\sigma)j}, C_{c(\epsilon)j}$: Coefficient of rubber

最適値算出のため、前後輪にてリブごとの $\tan \delta$, E' の特性に基づき-60℃から40℃の範囲で変化させ、重回帰分析をおこなった。分析より得たモデルの予測結果と実走摩耗試験結果の相関係数が最大となる $\tan \delta$, E' の温度を求めた。Fig. 7, Fig. 8に計算に用いた $\tan \delta$, E' の温度と相関係数のグラフ、Table 2に最も大きい相関係数とその際の温度を示す。

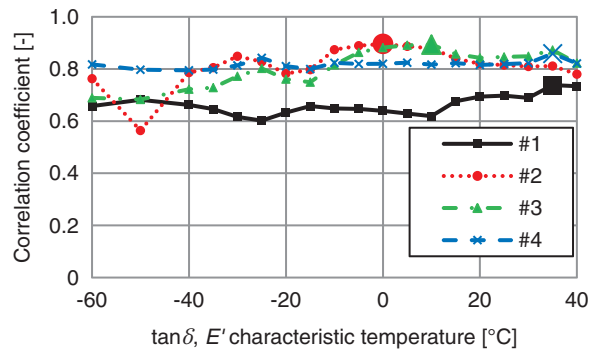


Fig. 7 Relationship between $\tan \delta$, E' and correlation coefficient for front tire

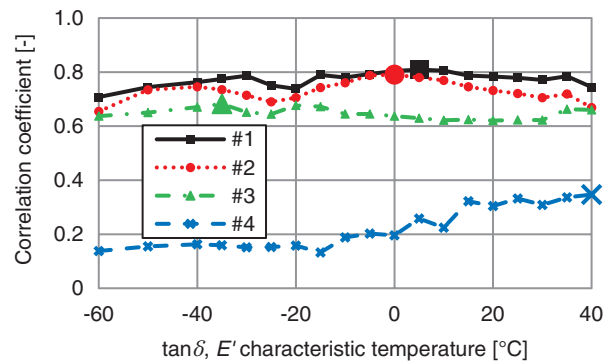


Fig. 8 Relationship between $\tan \delta$, E' and correlation coefficient for rear tire

Table 2 Maximum correlation coefficient and temperature

Groove position			#1 (out)	#2	#3	#4 (in)
Correlation coefficient [-] at temperature [°C]	Front	Current	0.766 (at 25)	0.802 (at 25)	0.800 (at 25)	0.844 (at 25)
		Proposed	0.738 (at 35)	0.896 (at 0)	0.893 (at 10)	0.859 (at 35)
	Rear	Current	0.793 (at 25)	0.311 (at 25)	0.403 (at 25)	0.145 (at 25)
		Proposed	0.809 (at 5)	0.791 (at 0)	0.683 (at -35)	0.347 (at 40)

Table 3 Results for multiple regression model coefficients

Groove position		Front				Rear			
		i = 1 (out)	2	3	4 (in)	i = 1 (out)	2	3	4 (in)
Load factor (Ave.)	Wa	0.20	-0.05	-0.05	-0.25	-0.38	-0.64	-0.63	-0.21
Load factor (Max)	Wb	0.06	-0.02	-0.02	0.02	0.04	-0.05	-0.06	-0.04
Slip distance	S	8.51	6.12	6.12	-2.23	1.78	1.33	1.17	-2.03
Slip distance (Square)	S ²	-7.22	-4.67	-4.67	12.59	-0.80	-0.97	-0.83	1.57
Material property	Cc (tan δ)	0.00	-0.35	-0.35	0.01	-0.30	-0.13	0.10	0.22
	Cc (H)	0.62	-0.25	-0.25	-0.94	-0.63	-0.15	-0.14	-0.15
	Cc (ε)	0.33	-0.20	-0.20	-0.52	-0.15	-0.04	-0.06	0.07
	Cc (σ)	-0.21	1.02	1.02	0.61	0.50	0.39	0.48	-0.16
	Cc (E')	-2.02	0.66	0.66	2.73	0.63	0.05	0.00	-0.79
Constant	k	-3.93	1.92	1.92	6.22	5.43	4.50	3.47	4.04

Table 2 より得られた、式 (8) に適用される係数を Table 3 に示す。これより、リブごとの摩耗速度式が設定できた。

4. 精度検証

タイヤ摩耗予測モデルの精度を検証するため、カテゴリ B から D の乗用車ならびに SUV を使用し 15 種類のタイヤで実走摩耗試験をおこない、前報のモデルおよび本報の提案モデルによる予測結果と比較した。

4.1. 摩耗寿命予測結果

Table 4, 5 に、前輪と後輪の実走試験による摩耗寿命と各モデルで予測した摩耗寿命を示す。

この結果を用い、実走試験による摩耗寿命に対しての各モデルの予測精度を確認した。Fig. 9 に前輪の結果、Fig. 10 に後輪の結果を示す。

Table 4 Front tire wear life

Test No.	Wear life [1000 km]														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Measurement	34.1	30.3	29.2	32.3	33.2	36.8	34.7	31.1	25.6	28.2	28.5	23.0	21.1	20.8	20.8
Current	32.4	35.1	29.8	37.3	39.7	37.1	32.9	32.9	33.3	32.7	30.6	29.9	24.9	24.6	27.1
Proposed	31.4	35.1	29.9	33.3	36.7	36.5	34.1	34.0	32.0	30.7	30.1	26.7	25.9	25.1	28.6

Table 5 Rear tire wear life

Test No.	Wear life [1000 km]														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Measurement	58.9	77.6	54.9	85.2	47.3	75.2	52.0	45.2	54.5	47.7	40.1	40.3	57.6	45.9	35.7
Current	44.1	67.2	49.3	73.8	53.1	68.5	49.3	53.1	68.7	54.1	46.1	51.1	49.0	39.8	46.6
Proposed	46.3	72.3	46.2	67.8	52.8	65.3	48.4	46.8	67.4	45.7	45.7	47.8	53.3	40.6	45.4

Fig. 9 に示すように、前輪の実走摩耗試験結果に対する予測モデル推定値の平均誤差は、前報のモデルでは 15.7% に対し、提案モデルでは 12.5% と 3.2 ポイント誤差が低減した。後輪では、Fig. 10 に示すように 16.2% に対し 13.8% と 2.4 ポイント誤差が低減した。

また、実走試験による摩耗寿命と各モデルによる予測寿命の相関係数を確認した。Fig. 11 に前輪の結果、Fig. 12 に後輪の結果を示す。

前輪の相関係数は 0.821 から 0.866、後輪は 0.760 から 0.809 と向上した。

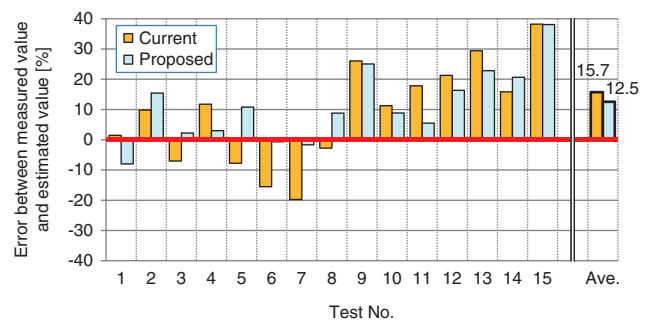


Fig. 9 Accuracy of prediction of front tire wear life for current and proposed method

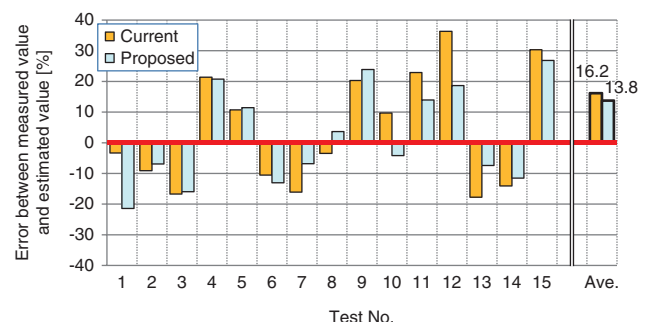


Fig. 10 Accuracy of prediction of rear tire wear life for current and proposed method

これより、温度特性を考慮することで予測精度が向上することを確認した。この予測モデルを新車タイヤ開発に適用し、前報のモデルでは実車検証の要否が判別できなかったタイヤの検証テストを削減できると考える。

4.2. 偏摩耗予測結果

μ に温度特性を考慮することで、Table 2 に示したように、前輪と後輪の溝 #2 から #4 の相関係数が向上した。

これより、偏摩耗予測の確からしさが向上したと考え、前輪と後輪の溝ごとに、実走試験結果と各モデルの寿命予測値を比較した。結果の一例 (Test No.10) を Fig. 13 に示す。

このモデルを用いることで、前報のモデルではショルダ摩耗と算出され正しく予測できなかった前輪のセンタ摩耗

傾向が予測できるようになった。後輪の摩耗についても、ショルダ摩耗の傾向は正しく予測され、溝ごとの摩耗予測値が実走試験の結果に近づいていることから、提案モデルによる偏摩耗予測の確からしさが向上した。

5. まとめ

タイヤ摩耗寿命予測モデルに対する精度向上手法を提案し、その有効性の検証をおこなった。

寿命予測モデルの摩擦係数 μ に前輪と後輪のリブごとに異なる温度特性を考慮することで、摩耗予測精度および、相関係数が向上することが確認できた。また、偏摩耗予測精度の確からしさも向上した。これより、提案モデルは、偏摩耗形態の差も含めた摩耗予測が可能であることを示した。

本モデルを実際の新車タイヤ開発に適用することで、車両開発初期の性能が検討でき、開発効率の向上に寄与する。また、実車でおこなう必要のある実走摩耗評価を削減し、開発期間短縮に寄与できる。

謝辞

この場をお借りして、接地面せん断力の計測にご協力頂いた株式会社エー・アンド・デイ様にお礼申し上げます。

参考文献

- (1) 酒井秀男: タイヤのトレッド摩耗に関する研究 スリップ速度が大きい場合の摩擦と摩耗, 日本ゴム協会誌, Vol. 68, No. 4, p. 251-257, (1995)
- (2) 山崎俊一, 鈴木忠, 藤川達夫: 室内摩耗試験におけるドラム曲率がタイヤの摩耗に及ぼす影響の理論的考察, 日本ゴム協会誌, Vol. 70, No. 7, p. 392-398, (1997)
- (3) 小林弘, 原口哲之理, 加藤康之: タイヤ摩耗寿命予測法, TOYOTA Technical Review, Vol. 50, No. 1, p. 50-55, (2000)
- (4) 津々見修司, 安藤豊, 納富信也, 溝根哲也: アブレーション摩耗の摩耗体積式を応用したタイヤ摩耗寿命予測手法の研究, 自動車技術会学術講演会講演予稿集, No. 1-176, p. 1979-1984, (2016)
- (5) Ratner, S. B., Farberova, I. J., Radybeich, O. V., Luré, E. G.: Abrasion of Rubber, James, D. I. Ed., MacLaren, London, p. 145, (1967)
- (6) 平山道夫, 西野孝: タイヤ用ゴムの実車摩耗の物性値を用いたスケーリング, 日本ゴム協会誌, Vol. 86, No. 1, p. 3-7, (2013)
- (7) 河上伸二, 平川弘, 三澤眞: ゴムのウェット摩擦係数

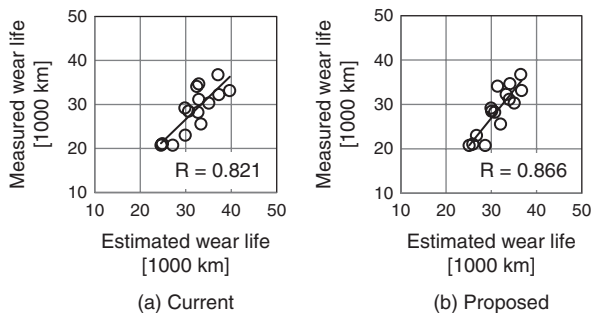


Fig. 11 Estimation and measurement of front tire wear life

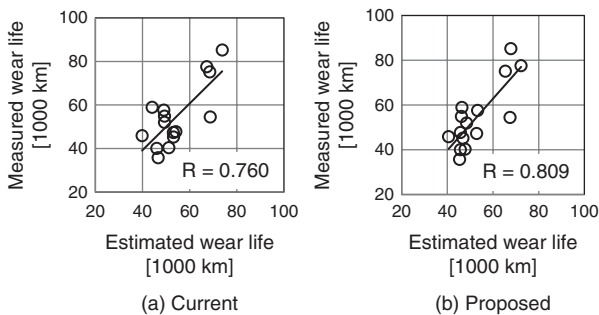


Fig. 12 Estimation and measurement of rear tire wear life

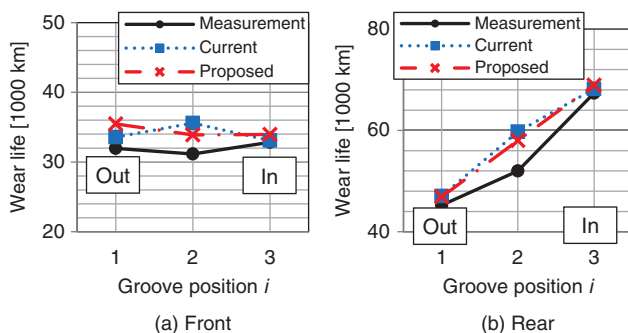


Fig. 13 Estimation and measurement of uneven wear

と粘弾性値の関係, 日本ゴム協会誌, Vol. 61, No. 10,
p. 722-727, (1988)

(8) 株式会社ブリヂストン編:自動車用タイヤの基礎と実
際, 東京電機大学出版局, p. 238, (2008)

■ 著 者 ■



安 藤 誉



津々見修司



納 富 信 也



溝 根 哲 也