

負の流体圧力の発生による高摩擦化を意図した傾斜溝トレッドゴムの設計指針の解明

Investigation of design guidelines for inclined-groove tread rubber aimed at high friction induced by negative fluid pressure

東北大 (正) *石塔 新太 (非) 西本 葵 (正) 西 駿明 (正) 山口 健

Arata Ishizako, Aoi Nishimoto, Toshiaki Nishi, Takeshi Yamaguchi

Tohoku University

1. 緒言

靴底などに用いられるゴム材料は液体潤滑下において耐滑性が低下することが課題となっている。実際に水や油で濡れた環境におけるすべり転倒は労働災害における転倒事故の主要な原因となっている¹⁾。そのため濡れた環境におけるゴムの高摩擦化が望まれており、これまでに液体潤滑下におけるトレッドゴムの摩擦に及ぼす靴底意匠の影響に関する研究が多く行われている。Ishizako ら²⁾はトレッドゴムの変形によって接触界面に形成される拡大流路を流体が流れるときに負の流体圧力（負圧）が発生すること、また負圧の増加に伴い摩擦係数が増加することを明らかにしている。この知見から、接触界面に負圧を発生させることによるトレッドゴムの高摩擦化が期待できる。

そこで本研究では、負圧の発生を意図した傾斜溝を有するトレッドゴムの潤滑下における摩擦試験を行い、傾斜溝トレッドゴムの設計指針の解明を行う。

2. 傾斜溝で発生する吸着力の推定

傾斜溝で発生する負圧によってトレッドゴムに負荷される吸着力を推定する。Figure 1 に傾斜溝を有するトレッドゴムと相手面の接触界面を模擬した流路モデルを示す。この流路において発生する流体圧力を Reynolds 方程式を用いて算出する。一定高さ区間の長さを L_1 、全体の長さを L とし、一定高さ区間の膜厚を h_1 、拡大流路終端の膜厚を h_2 、 h_2 と h_1 の差分を溝深さ D とすると、この流路で発生する流体圧力 P は Ishizako ら³⁾の式を変形して以下の式で表せる。

$$P(\psi) = -\frac{6\eta v}{h_1^2} \left[\frac{\psi L_1 (L - L_1) D}{2L_1 D^2 + 3L_1 D h_1 + L D h_1 + 2L h_1^2} \right] \quad (1)$$

$$P(\zeta) = -\frac{6\eta v (L - L_1) (1 - \zeta) D [(2L_1 D + L h_1) \zeta + L_1 h_1]}{(h_1^2 + 2h_1 D \zeta + D^2 \zeta^2) (2L_1 D^2 + 3L_1 D h_1 + L D h_1 + 2L h_1^2)} \quad (2)$$

ここで、式(1)は一定高さ区間における任意座標 $\psi = x/L_1$ の流体圧力、式(2)は拡大流路区間における任意座標 $\zeta = (x - L_1)/(L - L_1)$ の流体圧力を表す。式(1)、(2)より、 D や L_1 によって発生する流体圧力が変化することが分かる。算出された流体圧力を積分することにより、トレッドゴムに負荷される推定の吸着力 $F_{\text{fluid_pred}}$ を算出した。Figure 2 に、異なる流体粘度条件において算出された $F_{\text{fluid_pred}}$ の D と L_1 に対する分布図を示す。同図より、 $F_{\text{fluid_pred}}$ は D が小さいほど大きくなり、 L_1 によっても変化することが分かる。また Fig. 2(a)(b)を比較すると、潤滑液の粘度が変わることで $F_{\text{fluid_pred}}$ の分布が変化しており、粘度が高いほど $F_{\text{fluid_pred}}$ が大きくなる範囲が広がることが分かる。

3. 実験方法

本研究で用いたトレッド試験片の外観および各試験片のトレッド溝の寸法を Fig. 3 に示す。矩形溝を有する試験片と、 L_1 や D の異なる傾斜溝を有する試験片の計 6 種類を作製した。試験片はシリコンゴム (Sylgard 184, Dow Inc.) に対して硬化剤 15%、酸化チタン 25%、シリカ 20%を配合しており、各試験片の硬度 (HS(A15)) は 75.5 ± 1.5 であった。試験片は潤滑液で満たされたガラスの水槽底面に荷重 87.2N で接触させ、すべり速度 0.20 m/s で直線運動させた。潤滑液はグリセリン (0.92 Pa·s) と 70%濃度のグリセリン水溶液 (25.7 mPa·s) の 2 種とした。ガラス底面下部に圧力センサ (113B28, 東陽テクニカ) と変位センサ (LK-H020, キーエンス) を取り付け、センサ直上を試験片が通過するときの流体圧力、断面形状を測定した。また圧力センサ上を試験片が通過している間の摩擦係数の平均値を動摩擦係数 μ_k として算出した。

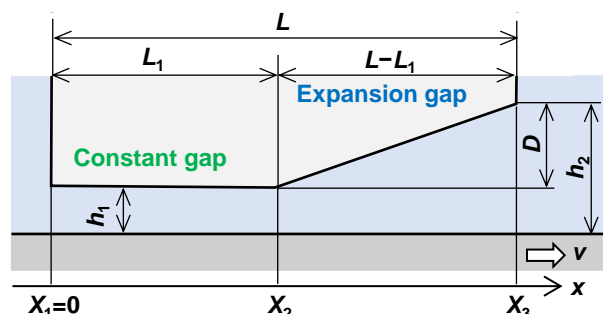


Fig. 1 Schematic of flow channel model of inclined-groove tread block contact interface

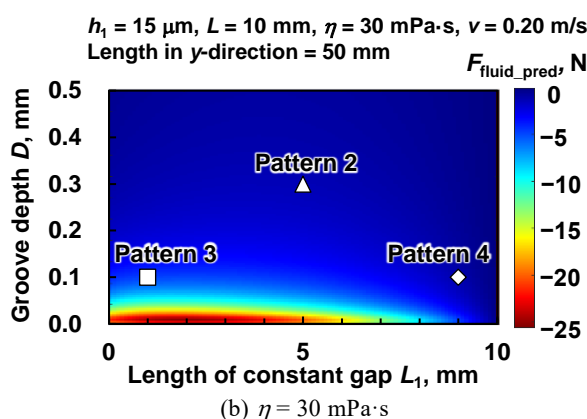
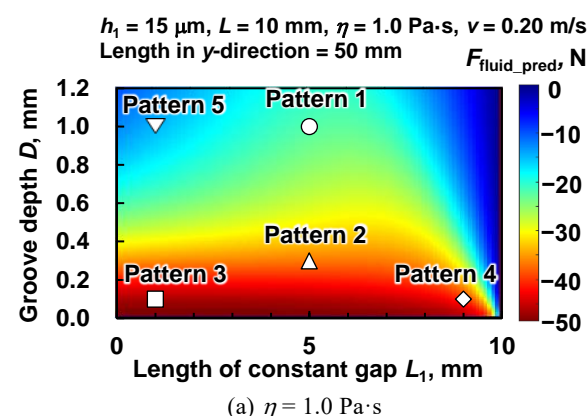
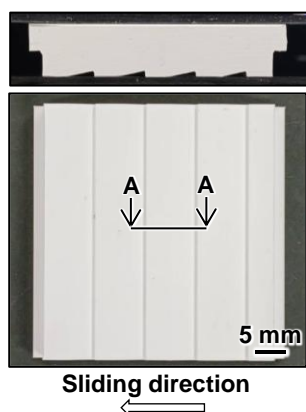
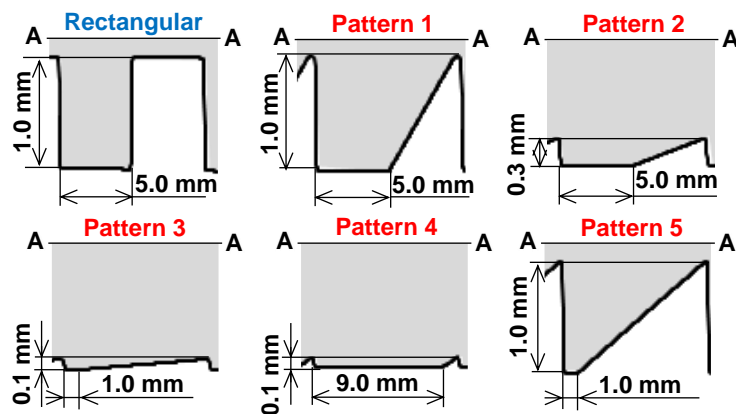


Fig. 2 Distribution of $F_{\text{fluid_pred}}$ as a function of the length of constant gap L_1 and groove depth D . Plots in the graph correspond to pattern of tread rubber in Fig. 3.



(a) Appearance of tread rubber specimen (Pattern 1)



(b) Dimension of tread groove (A-A cross section)

Fig. 3 Tread rubber specimens

4. 実験結果

各試験片の摩擦係数を Fig. 4 に示す。同図より、Pattern 5 を除いて、潤滑液の粘度によらず傾斜溝試験片は矩形溝試験片よりも高い摩擦係数を示した。特に $F_{\text{fluid_pred}}$ が大きい Pattern 3, 4 は摩擦係数が高く、グリセリン中では矩形溝試験片より 250% 以上、70% 濃度グリセリン水溶液中では 120% 以上高い摩擦係数を示した。潤滑条件で比較すると、グリセリン中では Pattern 4 が最も高い摩擦係数を示したのに対して、70% 濃度グリセリン水溶液中では Pattern 3 が最も高い摩擦係数を示しており、粘度によって最も高摩擦を示す形状が異なることが分かった。

Figure 5 に実測した流体圧力を積分して算出した流体力 F_{fluid} を示す。ここで試験片に吸着力として負荷される力は負の値で表される。同図より、潤滑条件によらず傾斜溝試験片は矩形溝試験片よりも高い吸着力を示した。また、高粘度液体潤滑下では低粘度液体潤滑下よりも高い吸着力を示した。なお、グリセリン潤滑下において最も高い吸着力を示したのは Pattern 3 であり、摩擦係数の大小関係と吸着力の大小関係は必ずしも一致しなかった。

5. 考察

潤滑液粘度によって異なる傾向が見られたことから、潤滑状態によって最適な傾斜溝形状は異なると考えられる。低粘度液体潤滑下は混合潤滑状態であり、負圧による吸着力増加に伴いトレッドゴムと相手面の接触割合が増加し高摩擦化すると考えられる。そのため $F_{\text{fluid_pred}}$ が最も大きい Pattern 3 が最も高摩擦を示したと考えられる。一方で高粘度液体潤滑下は流体潤滑状態であり、吸着力の増加に伴い膜厚が減少し高摩擦化すると考えられる。しかし F_{est} が一定以上増加するとトレッドゴムと相手面が接触し混合潤滑に遷移するため、膜厚の変化が減少し高摩擦化しなくなったと考えられる。そのためグリセリン中では $F_{\text{fluid_pred}}$ が最も大きい Pattern 3 ではなく、見かけの面積が大きく流体の粘性抵抗を受けやすい Pattern 4 が最も高摩擦を示したと考えられる。

以上の結果を基に傾斜溝トレッドゴムの設計指針について考察する。流路モデルにより吸着力を推定することで、高摩擦効果の高い傾斜溝トレッドゴムの設計することは可能と考えられる。また潤滑条件によらず D は小さいほど高摩擦化しやすいと考えられる。また低粘度液体潤滑下の場合は吸着力が大きい傾斜溝形状が望ましいが、高粘度液体潤滑下の場合は粘性抵抗を受けやすいように L_1 が大きいことが望ましいと考えられる。

6. 結言

- (1) 溝の深さが低い傾斜溝は潤滑液粘度によらず接触界面に負圧を発生させ矩形溝より高摩擦化した。
- (2) 低粘度液体潤滑下では吸着力の大きい傾斜溝形状が望ましく、高粘度液体潤滑下では L_1 が大きい形状が望ましい。

参考文献

- 1) 大西明宏, 人間工学, 56 (2020) 101.
- 2) A. Ishizako et al., Tribology International, 198(2024)109904
- 3) A. Ishizako et al., Tribology International, 205(2025)110531

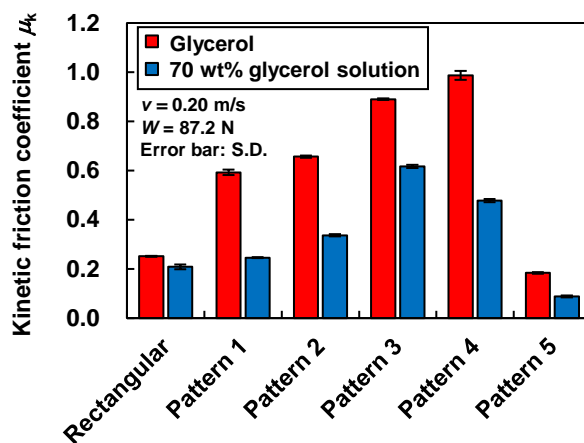


Fig. 4 Friction coefficient

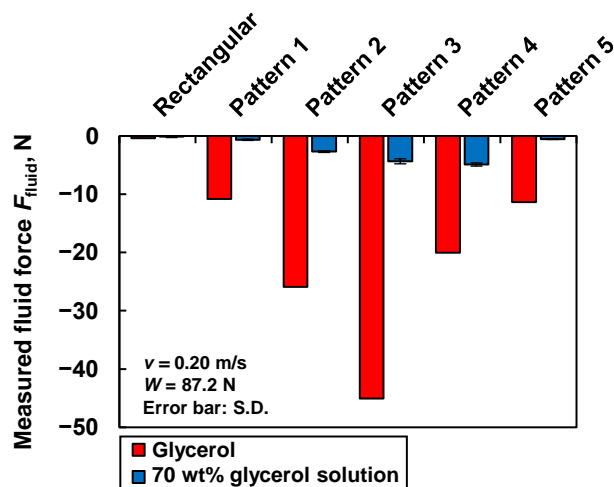


Fig. 5 Relationship between estimated total normal force and friction coefficient