

温度依存性に着目した滑り摩擦支承モデルの一考察

高橋良和*・長瀬浩明**

*正会員 工(博) 京都大学准教授 防災研究所 (〒611-0011 宇治市五ヶ庄)

**非会員 日本ユニシス (〒135-8560 東京都江東区豊洲 1-1-1)

1. はじめに

機能分離型支承などの滑り型免震支承は、滑り面としてPTFE系材料とSUS(ステンレス)の摩擦を利用しているものが多い。過去に滑り型免震支承に関する実験が多くなされ、その中で摩擦係数には、滑り速度及び面圧依存性の存在が報告されている^{1),2),3),4)}。これらの挙動について提案されている従来の数値モデルは実験データを回帰したものが多く、理論に基づくものは少ない^{5),6),7),8)}。さらに、摩擦が繰り返されると徐々に摩擦係数が減少する傾向が見受けられ、温度による影響だと推定される⁹⁾が、摩擦面の温度を計測することは非常に困難であり、定性的にその傾向をモデル化したものがあるのみである⁸⁾。滑り型免震支承は数多く採用され、様々な条件下での使用が予想されることから、従来研究されてきた摩擦係数の速度・面圧依存性に加えて、摩擦面における温度依存性を考慮に入れた数値モデルの開発が望まれており、本研究はその提案および一考察を行うものである。

2. 面圧・速度依存モデル

滑り型免震支承は、摩擦機構によりエネルギーを吸収することを期待した支承である。著者らは、トライボロジー(摩擦学)理論を整理し、滑り型免震支承の滑り面に用いられるPTFEとSUSの特性を考慮した摩擦(係数)に関するモデル式を提案している⁸⁾。

ここでその要点をまとめると、

- 摩擦は真実接触面積における凝着部がせん断することにより発生する。つまり摩擦力の基本式は次式で表される。

$$F = s A_r \quad (1)$$

ここで s はせん断強さ、 A_r は真実接触面積。

- PTFEはSUSよりはるかに弾性係数が小さく(PTFEは600~800MPa程度に対しSUSは200GPa程度)、かつ塑性流動圧力も純テフロンで約25MPa、充填剤入りテフロンで30~50MPaで

あるため、金属同士の接触に比べて真実接触面積は非常に大きなものになると考えられる。これより面圧が大きくなるとPTFEは変形し、真実接触面積はみかけの接触面積に近づく。

- 速度依存性は過去の研究¹⁰⁾を参考に指数関数型を採用する。

以上の仮定により、次のような摩擦力、摩擦係数の数値モデルを提案している。

$$F = A [s' (1 - e^{-nV}) (1 - e^{-kP}) + \alpha P] \quad (2)$$

$$\mu = s' (1 - e^{-nV}) \frac{1 - e^{-kP}}{P} + \alpha \quad (3)$$

ここで V は滑り速度、 s' 、 n 、 k 、 α はPTFE材料特性に関するデータであり、特に s' 、 n は速度、 k 、 α は圧力に関する係数である。また A 、 P はそれぞれ見かけの接触面積、見かけの圧力である。

3. 摩擦面温度に着目した摩擦係数変動モデルの提案

3.1 なじみ現象

多くの摩擦に関する実験結果より、その摩擦係数には物質間の摩擦の繰り返し回数との相関性があることが報告されている^{11),12)}。しかしながら、繰り返し回数は、物質的な量や値ではなく、ある瞬間のその物質の状態やその物質の置かれる条件などと直結するとは考えにくい。従って、摩擦面の摩擦の繰り返しの回数が、摩擦面の状態や条件にどう影響してくるのかを考える必要がある。

摩擦の繰り返しを摩擦面に与える状況変化として考慮してみると、摩擦面の温度変化に影響すると想定できる。つまり、摩擦が繰り返されれば繰り返されるほど、摩擦面が吸収する熱吸収エネルギー量は多くなり、摩擦面の温度は大きくなることが想像される。

PleskachvskyらはPTFEの扇形リングをスチール製のローラーに擦りつけ、摩擦面の温度や摩擦力、摩擦時間を計測する実験を行った⁹⁾。ローラーの滑り速度や

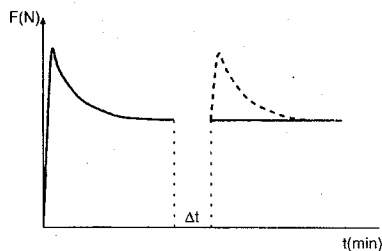


図-1 摩擦の中断期間による影響

擦りつける荷重、室温の温度調整は自由にできる。その結果、摩擦力は時間とともに徐々に減少し、温度が安定し始めると同時に安定に向かうが、図-1の様に、長時間摩擦させることにより摩擦力が安定した後、摩擦部の作業を中断しその後再び作業を行う場合、この後の摩擦挙動は中断期間 Δt が短い場合は中断前と同じ安定した摩擦力がそのまま持続する(図中実線)が、長時間中断期間を取った場合、摩擦力の最大値が作業開始直後に表れ、摩擦時間とともに徐々に減少し、安定する(図中点線)ことが観測されている。摩擦係数が回復する結果は、著者らが実施した振動台実験^{13),8)}によっても確認されている。

このような実験結果に関し、本研究で用いるトライボロジー理論と関連付けて考察してみる。短い中断後の摩擦においては、中断間の放熱量は少なく、摩擦面の温度変化は微小であると考えられるので、中断前と同じ位のせん断強さ s で摩擦を開始したと考えられる。また、長い中断後の摩擦においては、中断間の放熱量が大きく、摩擦面の温度は1度目の摩擦が行われる前の温度、つまり室温と同じような温度まで低下すると考えられる。このとき、摩擦前と同じ位のせん断強さ s に戻っていると考えられる。

3.2 摩擦面温度の算定

(1) 概要

Pleskachvsky らの実験や著者らの振動台実験で得られた結果から分かるように、摩擦係数の減少は熱の影響が大きく、摩擦面の温度が上昇すると摩擦面を構成する真実接触部の固さが軟らかくなり、摩擦係数は徐々に減少していくが、熱的平衡状態とともに摩擦力は安定していくと考えられる。ここでは実験で得られた滑り摩擦支承の吸収エネルギーを摩擦面の温度上昇に用いられる熱量と考え、モデル化した支承において熱拡散方程式を解くことで摩擦面の温度を算定する。

(2) 熱拡散方程式

棒状の物体の一端を熱すると、棒の温度はその一端からしだいに高くなり、十分に時間が経つと棒のいたるところ一様な温度となる。このとき、棒の中に熱が伝わった(すなわち熱伝導)、熱が流れたと考える。本研究では、滑り支承 PTFE と SUS と接触面において

摩擦によって熱が発生し、その熱が PTFE, SUS のそれぞれに伝わっていく過程を、熱拡散方程式を解くことにより表現する。

ここで、一様な断面積を有し、その側面が断熱性材料で覆われた真つ直ぐな棒の熱伝導現象を考える。この棒の任意の場所 x と時刻 t における温度 $u(x, t)$ を求める。

棒の密度を ρ 、比熱を c 、熱伝導係数を k とし、微分方程式を誘導する。ある位置 x の断面に単位時間当たり流入する熱量を $q(x, t)$ とすると、フーリエの法則より $q(x, t)$ は、その点における温度勾配 $\partial u / \partial x$ に比例することになる。この比例定数が熱伝導率 k である。断面 x に流入する熱量は、単位面積当たり

$$q(x, t) = -k \frac{\partial u}{\partial x}(x, t) \quad (4)$$

で与えられる。微小部分 Δx 内に単位時間当たり蓄えられた熱量 Δq を求め、エネルギー保存則をこの微小部分に適用すると、この蓄えられた熱量は、すべて微小部分の温度上昇に費やされることになる。単位時間当たりの温度上昇は $\partial u / \partial t$ で表されるので、任意の Δx に対する熱拡散方程式を得る。

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \lambda \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (5)$$

ここで、 $\lambda = k / \rho c$ は熱拡散率 (conductivity または thermal diffusivity) と呼ばれる定数である。

(3) 滑り摩擦支承のモデル化

振動台実験で用いた滑り支承(図-2)における摩擦接触部分を、図-3のように厚さ 27mm のステンレスと厚さ 5mm の PTFE が接触したものにモデル化して考える。これらの厚さは実際の実験における支承の厚さをそのまま用いたものであり、現実に近いモデルであると考えられる。同じく SUS と PTFE の諸量は表-1 に示した物理量を用いる。実際には滑り支承は二次元的に動くが、橋桁全体の大きさから見れば微々たる量なので、本研究では摩擦面における単位接触面積当たりの一次元での熱拡散方程式を考える。

まず摩擦面での真実接触面積を求める。接触部において完全に塑性変形が生じていると考えるとき、接触する2面のうち、硬度の低い方の材料の塑性流動圧力を p_m とすれば、真実接触部の平均降伏圧力は p_m に等しいと考えられる。したがって、接触荷重 W_i に対応する真実接触面積 A_i は、外力の釣合式、 $p_m A_i = W_i$ より、次式で表すことができる。

$$A_i = \frac{W_i}{p_m} \propto W_i^1 \quad (6)$$

式(6)より、真実接触面積 A_r は、軟らかい方の材料である PTFE の塑性流動圧積 P_m を用いて $A_r = W / P_m$ で表すことができる (W は荷重)。よってこのモデルの

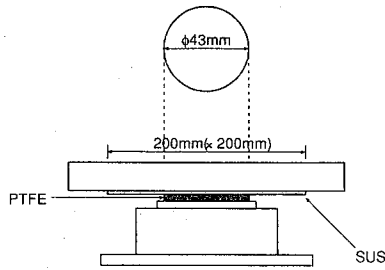


図-2 滑り支承

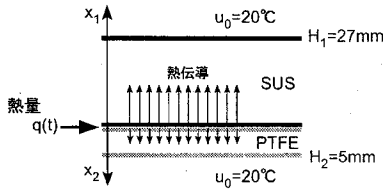


図-3 モデル化した滑り支承

場合は、10tfの荷重を4個の支承で支えているので、一つあたりの荷重をPTFEの塑性流動圧である25MPaで除することで $A_r = 1000[\text{mm}^2]$ となる。

またNadaiの塑性理論より、摩擦が生じた時の真実接触面積 A_r は、摩擦が生じていない状態 A_{r0} を用いて、

$$A_r = A_{r0} \sqrt{1 + \alpha \mu^2} \quad (7)$$

で表される。過去の研究¹⁴⁾より α の値は9～25と分かっている。これらを考慮すると、摩擦が生じた際のPTFEの真実接触面積は、滑り支承のPTFEの面積 $21.5^2 \times \pi = 1453[\text{mm}^2]$ と比較してほぼ飽和していることが分かる。よって、本研究では、真実接触面積と見かけの接触面積が等しいものとして解析を進めていく。

(4) 摩擦面温度

図-3に示したような、2物体が接触した系における拡散方程式を解くことを考える。接触点を原点とした座標を取ることに注意して支配方程式と境界条件を導くと、以下のような式が得られる。

$$\frac{\partial u_1}{\partial t} = \lambda_1 \frac{\partial^2 u}{\partial x_1^2} \quad (8)$$

$$\frac{\partial u_2}{\partial t} = \lambda_2 \frac{\partial^2 u}{\partial x_2^2} \quad (9)$$

境界条件は、 $x_1 = H_1, x_2 = H_2$ における雰囲気温度を u_0 、摩擦面($x_1 = x_2$)での温度は同じ、また摩擦面に流入する熱量は $q(t)$ より、

$$u_1(H_1, t) = u_0 \quad (10)$$

$$u_2(H_2, t) = u_0 \quad (11)$$

$$u_1(0, t) = u_2(0, t) \quad (12)$$

$$k_1 \frac{\partial u_1}{\partial x_1} \Big|_{x_1=0} + k_2 \frac{\partial u_2}{\partial x_2} \Big|_{x_2=0} = -q(t) \quad (13)$$

ここで、 H_1, H_2 はそれぞれ $27[\text{mm}], 5[\text{mm}]$, $k_1, k_2, \lambda_1, \lambda_2$ は表-1 の値を用いる。また初期温度、雰囲気温度 u_0 はおおよその気温 20°C を用いる。

このような支配方程式、境界条件における近似解を、差分法を用いて解く。各媒質の要素幅を $\Delta x_1, \Delta x_2$ 、時間刻みを Δt とし、離散化した温度分布を $u_{1i}^n = u_1((i-1)\Delta x_1, t)$, $u_{2i}^n = u_2((i-1)\Delta x_2, t)$ として、差分スキームを解く。

差分スキーム

$$u_{1i}^{n+1} = u_{1i}^{n-1} + \frac{2\Delta t}{\Delta x_1^2} \lambda_1 (u_{1i+1}^n + u_{1i-1}^n - 2u_{1i}^n) \quad (14)$$

$$u_{2i}^{n+1} = u_{2i}^{n-1} + \frac{2\Delta t}{\Delta x_2^2} \lambda_2 (u_{2i+1}^n + u_{2i-1}^n - 2u_{2i}^n) \quad (15)$$

ここで、 $H_1 = (i_{H_1} - 1)\Delta x_1$, $H_2 = (i_{H_2} - 1)\Delta x_2$ とすると、上式は媒質1で $i = 2, 3, \dots, i_{H_1}$ 、媒質2でも $i = 2, 3, \dots, i_{H_2}$ で成立する。また、外気と接触する境界面の条件は以下となる。

境界条件1

$$u_{1i_{H_1}}^{n+1} = u_0 \quad (16)$$

$$u_{2i_{H_2}}^{n+1} = u_0 \quad (17)$$

また、接触面の境界条件から、

境界条件2

$$u_{11}^{n+1} = u_{21}^{n+1} \quad (18)$$

$$k_1 \frac{1}{\Delta x_1} (u_{12}^{n+1} - u_{11}^{n+1}) + k_2 \frac{1}{\Delta x_2} (u_{22}^{n+1} - u_{21}^{n+1}) = -q^{n+1} \quad (19)$$

と表現されるので、接触面の温度は次式で近似できる。

$$u_{11}^{n+1} = u_{21}^{n+1} = \frac{1}{\frac{k_1}{\Delta x_1} + \frac{k_2}{\Delta x_2}} \left(q^{n+1} + \frac{k_1}{\Delta x_1} u_{12}^{n+1} + \frac{k_2}{\Delta x_2} u_{22}^{n+1} \right) \quad (20)$$

以上の式から摩擦面の温度を求める。

(5) 支承の吸収エネルギーと摩擦によって発生する熱量

支承によって吸収されたエネルギーが、全て摩擦による摩擦面温度の上昇のために使われたと考える。摩

表-1 PTFE, SUS の諸量

	k(=熱伝導率)	c(=比熱)	ρ (=密度)	λ (=熱拡散率)
SUS	80 [W/m·K]	440[J/kg·K]	8000[kg/m ³]	2.27×10^{-5} [m ² /s]
PTFE	0.251[W/m·K]	1050[J/kg·K]	2100[kg/m ³]	1.09×10^{-7} [m ² /s]

擦によって発生する熱量 Q は、光が音が全く発生しないと仮定すると次式で表すことができる。

$$Q[J] = F[N] \times d[m] \quad (21)$$

ここで、 F は摩擦力であり、 d は移動した距離である。

このとき、単位面積当たりに単位時間当たりに働く熱流束 q は次式のようにになる。

$$q[W/m^2] = F[N] \times V[m/s] \div A[m^2] \quad (22)$$

例として、振動台実験によって得られた滑り免震支承の履歴曲線より、摩擦によって発生する熱量 q と摩擦面温度の時刻歴を図-4 に示す。ここで図には2つの実験結果を示しているが、入力条件が異なるのみで、試験体は同じものを用いている。DB の後に付く数字は、正弦波加振する際の周波数と加速度を表している(例えば、DB253 なら 2.5Hz , 300gal の入力の事である)。

図より、温度が上昇し続ける場合もあるが、流入する熱流束、つまり摩擦によって発生する熱量が時間により大きく増加しない場合は、温度は一定の値に向かって収束していく様子が分かる。

4. 摩擦面温度に着目した摩擦係数変動モデルの提案

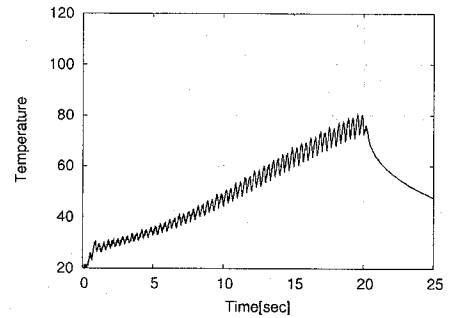
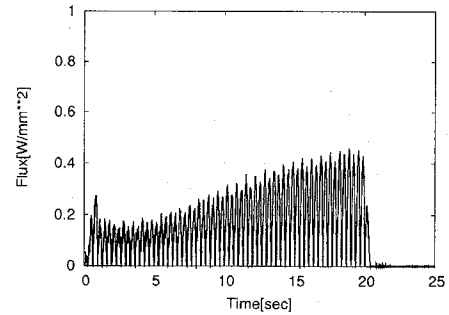
4.1 摩擦面温度と速度依存性の相関

3 節において支承の吸収エネルギーを摩擦面温度と関連づけることができた。さらに詳しく検討するため、温度以外の要素として速度依存性を考慮に入れることにする。圧力、速度一定の時には摩擦面温度と摩擦係数は比例関係にあると考えられるので、摩擦面の温度を 10°C 単位で区切り、それぞれの温度帯での速度と摩擦係数の関係を整理し、温度帯毎の違いを調べる。ここでは無作為に選んだケース CB252 の各温度帯毎の滑り速度 - 摩擦係数関係を摩擦面温度で区別した滑り速度 - 摩擦係数関係を図-5 に示し、各温度帯について、式 (3) により表現したものを図-6 に示す。

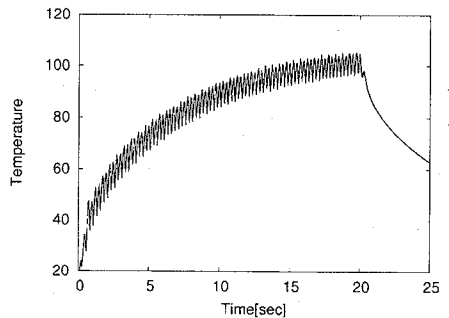
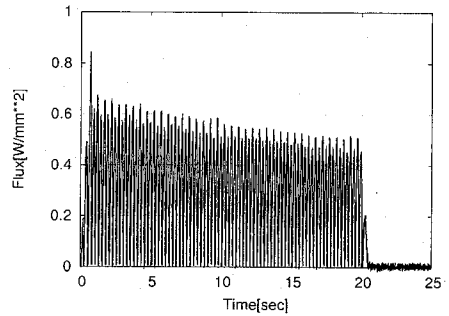
それぞれの曲線は摩擦面温度が上昇するに従い、位置がほぼ等間隔に下に推移しているのが確認できる。以上のことに基づき、摩擦面温度に着目した摩擦係数変動モデルを提案する。

4.2 モデルの提案

ある速度における温度の上昇による摩擦係数の減少は比例関係にあると考えられるので、温度項を従来の



DB152 (1.5Hz 200gal)



DB23 (2Hz 300gal)

図-4 DB シリーズの摩擦面における熱流束と温度の時刻歴

研究で用いられている面圧・速度依存性の数値モデルに組み込むことで、新しいモデルの提案を行う。

$$\mu = s'(1 - e^{-\beta V}) \frac{1 - e^{-kP}}{P} + \alpha - \gamma T \quad (23)$$

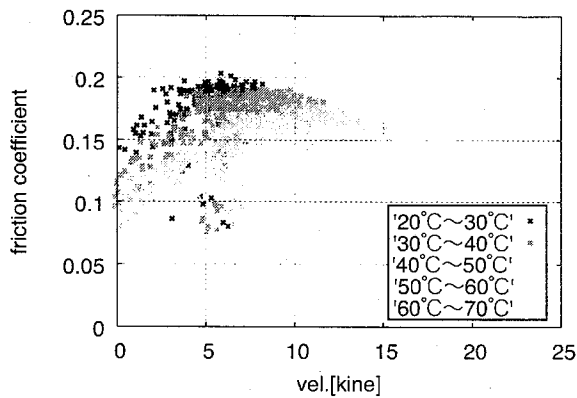


図-5 温度帯別の滑り速度 - 摩擦係数関係

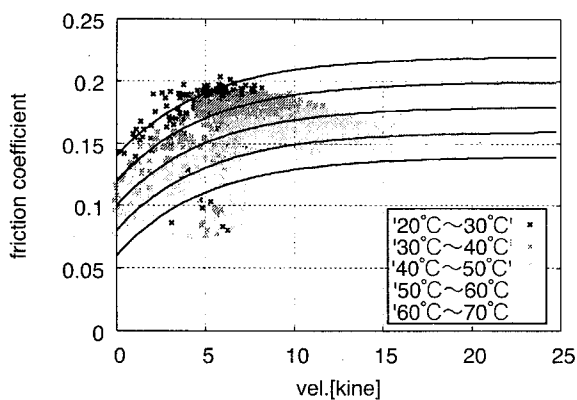


図-6 温度項のフィッティング

ここで、 T は摩擦面温度 ($^{\circ}\text{C}$) であり、3.2 節で示した方法で支承の吸収エネルギーより数値的に求めるものである。、 V は滑り速度、 P は見かけの面圧、 s' 、 α 、 β 、 γ 、 k は PTFE 材料特性に関するデータであり、特に s' 、 β は速度、 k 、 α は面圧、 γ は摩擦面温度項に関する係数とする。この式では、ある滑り速度における摩擦係数は、その時の温度に比例していることが分かる。

5. モデルの検証と考察

振動台実験結果について、提案モデルとパラメータを用いて履歴曲線を描き、実験から得られた履歴曲線との比較を行う。

(1) 履歴曲線の比較

実験結果より、面圧の変動は大きなものではなかったもので、速度依存性と温度依存性のみを考慮してケース CB252 についてパラメータの同定を行った結果、 $s' = 0.078$ 、 $\beta = 0.2$ 、 $\gamma = 0.02$ を得た。このパラメータを用いて、式 (23) に実験で得られた応答速度、応答変位を代入することで摩擦面温度、摩擦係数を算出し、履歴曲線を描くことでモデルの再現性を確かめる。図-7 に実験ケース:DB253 について履歴曲線を比較したものを示す。図を見ると、おおよその摩擦力の最大値、減少の仕方が再現できており、モデルの妥当性が伺える。

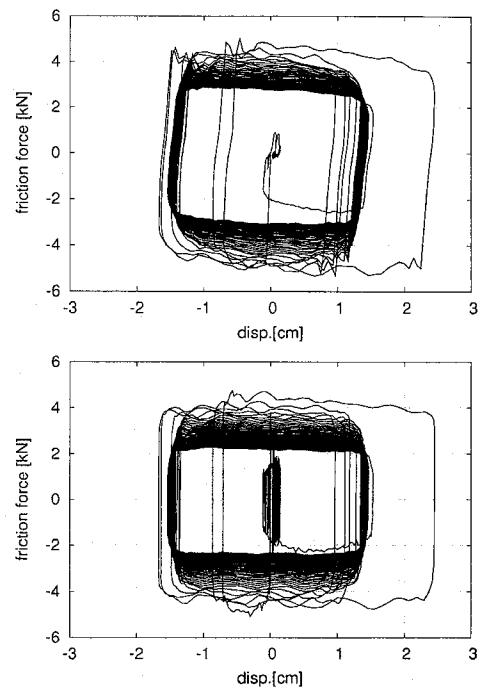


図-7 履歴曲線の比較 (実験ケース:DB253, 上:実験値, 下:モデル値)

(2) 地震応答解析による比較

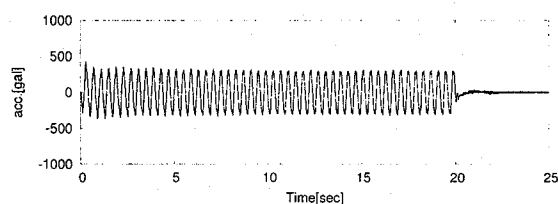
提案モデルは温度の影響を時々刻々変化する支承の吸収エネルギーより算出するため、地震応答解析にも適用することができる。本解析では、振動台実験の橋桁及び免震支承からなる上部工免震システムを対象とし、1 自由度バイリニアモデルを用いる。橋桁を 10ton の質点とし、免震支承 (4 個の滑り支承と 2 個のゴム支承) を水平バネで表し、ゴム支承その他をダッシュポットで表す。水平方向、鉛直方向の入力波には、振動台実験で振動台上に設置して観測した橋軸直角方向の加速度及び鉛直方向の加速度を用いる。

図-8 に振動台入力波と解析結果による履歴曲線を示す。図-7 と比べるとやや変位は小さくなっているものの、はじめに大きく振動した後、摩擦係数が徐々に減少していく傾向はよく再現できていることが分かる。図-9 には地震波を入力した振動台実験と解析の比較を示す。先の解析と同じパラメータによる解析であるが、図-8 に比べて摩擦係数の減少がそれほど顕著でないことなどが表現できていることが分かる。

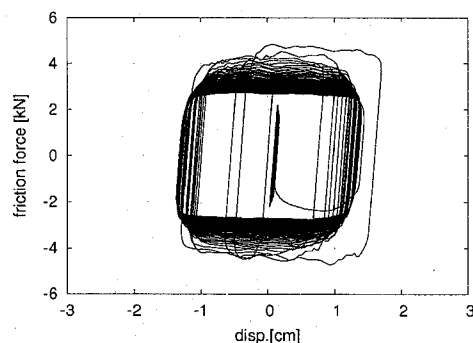
6. まとめ

本研究では、従来より提案されている滑り支承における面圧、速度依存性を考慮した摩擦係数変動の数値モデルに、温度依存性の項を加えることで、新しいモデルの提案を行った。本研究で得られた結果をまとめると次のようになる。

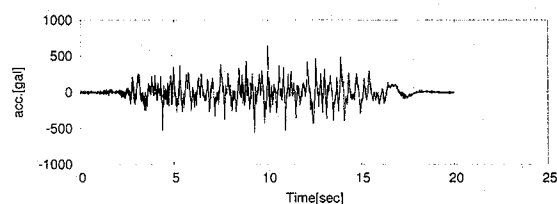
- 過去の実験から得られたデータを元に、滑り支承



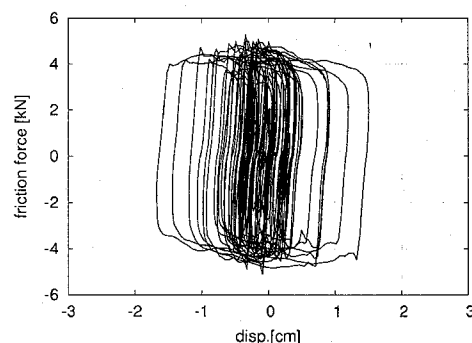
入力波 (振動台) 加速度



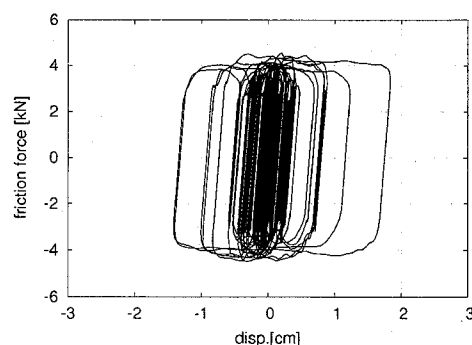
履歴曲線 (解析値)



入力波 (振動台) 加速度



履歴曲線 (実験値)



履歴曲線 (解析値)

図-8 解析結果と実験結果 (正弦波形入力 DB253)

の摩擦面を一次元にモデル化し、単位面積単位時間あたりの支承の吸収エネルギー量を用いて熱拡散方程式を解くことで摩擦面の温度を算定した。摩擦面温度で摩擦係数を整理したところ、両者の間には比例関係があることが確認できた。これは過去に行われた高分子材料の薄膜の研究における結果とも一致する。

- 提案したモデルと材料の物理量を用いることで振動台実験の再現解析を行い、モデルの妥当性を検証した。同じパラメータを用いて摩擦係数の減少傾向が異なる実験結果を再現することが可能となった。

本研究では実験供試体として共通のモデルを用いて検討してきたが、今後は他の実験モデル、実験結果についても同様の検証を行い、その適用性について検討する予定である。

参考文献

- 1) Constantinou M. Mokha, A. and A. Reinhorn. Teflon bearings in base isolation.1,testing. *Journal of Structural Engineering, ASCE*, Vol. 116, No. 2, 7 1990.
- 2) 尾崎大輔, 岡本晋. すべり方式免震システムを有する橋梁の動特性に関する実験的研究. 土木学会論文報告集, Vol. 1-30, No. 507, pp. 166-177, 1 1995.
- 3) 伊津野和行, 袴田文雄, 中村一平. 機能分離型支承装置の動特性と設計手法に関する研究. 土木学会論文集, Vol. I-52, No. 654, pp. 233-244, 7 2000.
- 4) 坂口一彦, 藤井輝彦. 低速-高荷重下での PTFE および充てん PTFE の滑り摩擦特性. 潤滑, Vol. 28, No. 9, pp. 691-696, 1983.
- 5) Constantinou M. Mokha, A. and A. Reinhorn. Teflon bearings in base isolation.2,modeling. *Journal of Structural Engineering, ASCE*, Vol. 116, No. 2, 7 1990.
- 6) 田中寛人, 家村浩和, 高橋良和. 滑り摩擦支承の荷重・速度依存性のモデル化. 土木学会関西支部年次学術講演概

要, 5 2002.

- 7) 姫野岳彦, 運上茂樹. 支承部における摩擦特性のモデル化とその評価式に関する検討. 土木学会地震工学論文集, Vol. 27, , 2003. CD-ROM.
- 8) 高橋良和, 日比雅一, 家村浩和. 各種依存性を考慮した滑り型免震支承の数値モデルに関する一考察. 応用力学論文集, Vol. 8, pp. 701-708, 8 2005.
- 9) M. Pleskachevsky, Y. and Smurugov. Thermal fluctuations at ptfе friction and transfer. *Wear*, Vol. 209, , 1997.
- 10) B. Briscoe and D. Evans. The shear properties of langmuir-blodgett layers. *Proceedings of Royal Society London*, Vol. 380, pp. 389-407, 1982.
- 11) 佐藤準一, 志摩政幸, 山尾元春, 渡辺優. 摩擦面のなじみ現象について. 東京商船大学研究報告書 (自然科学), Vol. 29, pp. 19-32, 1979.
- 12) 日比野浩, 高木政美, 高澤恒男, 澤田毅, 柳勝幸. 大口径弾性すべり支承の摩擦特性試験 その2: 動摩擦特性の基本的傾向. 日本建築学会学術講演梗概集, pp. 643-644, 9 2001.
- 13) 都市社会工学専攻構造ダイナミクス研究室. 軸力変動を考慮した滑り型免震橋梁の振動台実験. 受託研究報告書, 京都大学, 2005.
- 14) B. N. J. Persson. *Sliding Friction*. Nanoscience and Technology Series, Springer, 2nd edition, 2000.

図-9 解析結果と実験結果 (地震波形入力)