共同研究

重ね板ばねの動的特性評価

Evaluation on Dynamic Properties of Leaf Springs

重ね板ばね性能設計調査委員会

Committee for Characteristics and Designing of Leaf Springs

板間摩擦力と各ばね板先端部に作用する上下力の総和との関係を統計的に調査した。板間摩擦力は上下力と相関関係があると考えて、95%信頼限界を含めた回帰式が、重ね板ばねとテーパーリフスプリング各々について決定された。

この関係を用いて、重ね板ばねの動的性能設計に有効である、上下力から板間摩擦力を推定する方法が提示された。

Relations between the inter-leaf frictional force of laminated springs and the sum of vertical forces acting on the extreme points of the leaves are investigated statistically.

As the frictional force seems to be in proportion to the vertical force, the regression lines with the 95% confidence limit lines are determined for the laminated springs and the stacked single leaf springs respectively.

Using those relations, a method of estimating the frictional force from the vertical one is proposed, which may be useful in the dynamic designing of leaf springs.

1. 緒言

本委員会は、重ね板ばねの特性評価、特に板間摩擦力について将来の標準化を前提として実験データを収集、解析することにより、設計段階での板間摩擦力の推定や測定方法の標準化等について検討すべく、自動車メーカ5社、ばねメーカ4社の参加を得て昭和62年9月に発足した。活動期間は1年とし、活動方法は自動車メーカ代表として委員長とばねメーカ4社とで小委員会を構成して審議を進め、最終段階で本委員会の各委員に諮ることとした。

自動車メーカの立場からの要望としては、1) 板間摩擦力の推定方法と実車性能に及ぼす影響、2) 板間摩擦力及び動的ばね定数の振幅及び振動数依存性、3) 板間摩擦力の増大及び低減方法、4) 板間摩擦力、測定方法の規定化とバラツキの問題、5) ワインドアップ、振り及び横方向の負荷による板間摩擦力、等の問題が提示された。

この板間摩擦力は、車両の振動乗心地をはじめとする各種特性への影響も大きく、重ね板ばねの動的特性を評価する上で重要な要因である。一方、最近の重ね板ばねは軽量化指向のためテーパーリフの採用や板厚を厚くして重ね枚数を少なくする傾向にあり、板間摩擦力に依存した振動減衰性も低下する傾向にある。このように、振動乗心地と深く関係していると考えられる重ね板ばねの板間摩擦力を設計的に精度良く推定す

ることが、車両性能を検討して行く上で不可欠になりつつある。しかしながら、ばねの諸元を変えた場合における板間摩擦力は、設計的には推定精度に難があるため実測データにより比較評価しているのが実情のようである。

そこで、板間摩擦力は各ばね板先端部が前後に摺動するときに発生する摩擦力の総和であり、上下荷重から設計的に求めることのできる先端伝達荷重と相関関係があると考えられている^{1),2)}ことから、各社が採取した種々の車種の実測データとの相関関係を解析した。その結果、ばねの型式別に層別することによって設計的に板間摩擦力を推定できる見通しを得たので、以下にその概要を報告する。

本委員会のメンバは以下のとおりである。

委員長 神原広司(日産ディーゼル工業)

副委員長 千島和夫(三菱製鋼)

田部隆幸(日本発条)

委員 宮城淳一(トヨタ自動車)

江成 啓(日野自動車工業)

幅 康雄(日野自動車工業)

岩崎 均(日産自動車)

桑原 徹(いすゞ自動車)

加藤金治(中央発條)

神谷修二(中央発條)

中川 孝(中央発條)
 田中忠賢(堀切バネ製作所)
 赤松英夫(日本発條)
 栗原義昭(三菱製鋼)
 事務局 森田晃次(日本ばね工業会)

2. 重ね板ばねの履歴特性と板間摩擦力

重ね板ばねに加わる荷重とそれによるたわみは図1に示すような履歴特性を描く。ここでEFを荷重Pにおける板間摩擦力(2F)と呼ぶ。

履歴特性の移り部分CD(AB)は $n-1$ 個の板端における接触点のうち荷重の増加(減少)につれ固定点の数が減り、滑り点の数が増すために生じる重ね板ばねに特有な性質である¹⁾。

図1. 重ね板ばねの履歴特性と板間摩擦力(2F)

3. 板間摩擦力の計算

前項で述べたように、各ばね板先端部で荷重が伝達され、さらに相対摺動が起こる際に発生する摩擦力により、履歴特性が得られる。このメカニズムから履歴特性の代表値とも言える2Fの値が、この摩擦力と相関があると考え、以下の調査、解析を実施した。

今回調査の対象としたばねは、線形特性の重ね板ばね及びテーパリーフスプリングとし、親子ばね、プログレッシブタイプ等の非線形特性のばねは除いた。

3.1 伝達荷重に着目した展開

伝達荷重(P_i)と摩擦力(F_i)の間には、摩擦係数を μ と置くことにより、下記の関係式が考えられる。

$$F_i = \mu \cdot P_i$$

そして、2Fと相関があるとするならば、

$$2F \propto \sum F_i = \sum \mu P_i$$

という関係があるはずである。そこで、重ね板ばね(Multi)、テーパリーフスプリング(TLS)に対して、実際に計算

処理を行ない、実測値との相関について調査を行なった。

図2. Multiの伝達荷重総和の計算フローチャート

Multiの場合の伝達荷重の算出は図2のフローチャートに基づいて実施し、TLSの場合の伝達荷重は下記の前提条件により算出する。

$$P_i = (P/k) \cdot \sum_{r=1}^i k_r$$

P: 入力(目玉荷重)

k: TLSのトータルばね定数

k_r : 個々のリーフ単独のばね定数

摩擦係数の値はばね鋼同士の場合0.1~1.1程度に拮がっている¹⁾。板端に樹脂製やゴム製のライナー(サイレンサ)が挿入された場合は、従来の実測結果を考慮して、摩擦係数がばね鋼同士の場合の1/3に減少することを前提として補正を行なっている。

またばねが加振されることによって各リーフ間の表面状態が変化するため、板間摩擦力は図3に示すように加振繰返し数により変化する³⁾。従って予備加振又は実車によるならし走行により、板間摩擦力を安定化(エージング)してから測定することが一般的には望ましい。

ばねに対する加荷、減荷速度も履歴特性に変化を与えたと云われているが、いくつかの研究報告^{1),4),5)}によれば5 Hz までほとんど変化しないと云われているので、

図3. 予備加振による板間摩擦力の変化

表1. 板間摩擦力実測値(2F)と伝達荷重総和(ΣP_i)との相関 y : 実測2F x : ΣP_i

ばね種類	板端ライナー有無	エージング有無	振幅	N	相関係数	回帰式	備考
Multi	無	有	± 1	10	0.618	$y = 8.05 + 0.0130x$	
↑	↑	↑	± 5	↑	0.915	$y = 60.9 + 0.0234x$	図4
↑	↑	↑	± 10	↑	0.910	$y = 67.3 + 0.0254x$	図5
↑	有	↑	± 5	12	0.927	$y = 56.3 + 0.0212x$	図6
↑	↑	↑	± 10	↑	0.906	$y = 65.2 + 0.0213x$	図7
TLS	無	↑	± 5	17	0.950	$y = 5.34 + 0.0681x$	図8
↑	↑	↑	± 10	↑	0.946	$y = 8.13 + 0.0706x$	図9

図4. 伝達荷重総和と板間摩擦力実測値との相関

図5. 伝達荷重総和と板間摩擦力実測値との相関

便宜上荷重試験機で静的に求められることが多い。

3.2 伝達荷重総和と実測板間摩擦力との相関
板間の接触状態が安定していると考えられるエージング後の相関を調査した結果は以下の通りである。

- (1) 調査対象は小型トラック～大型トラック用の板ばねとして、ばねの種類、ライナー有無、振幅の組合せについて、実測板間摩擦力(2F)と伝達荷重総和(ΣP_i)との相関関係から表1のような相関係数及び回帰式を得た。
- (2) 実測2Fと伝達荷重総和との相関については、95%信頼限界を併記した一次回帰グラフを図4～図9に示す。

図6. 伝達荷重総和と板間摩擦力実測値との相関

図7. 伝達荷重総和と板間摩擦力実測値との相関

図8. 伝達荷重総和と板間摩擦力実測値との相関

図9. 伝達荷重総和と板間摩擦力実測値との相関

(3) 相関係数を見ると、振幅±5 mm, ±10mmでは0.09以上の値となっているが、振幅±1 mm (Multi, ライナー無し)のデータでは0.618と低い値になっている。これは横軸が ΣP_i のみに着目したものであり、履歴曲線の板端固定、滑りにより生じる移り部分のメカニズムを考慮していないことが大きな原因となっている。

3.3 伝達荷重の補正值と実測2Fとの相関

前項で調査した ΣP_i に対して、実測2Fとの相関を求めたところ、図10に示すようにMultiの回帰式の勾配とTLSの回帰式の勾配に差異が生じた。そこでMultiとTLSについて ΣP_i と実測2Fとの相関を向上させることを目的として、下記の仮定のもとでリーフスパンの影響を考慮し、 ΣP_i を補正して実測2Fとの相関の検討を行なった。

図10. MultiとTLSの回帰式の勾配
(スパンによる補正前)

3.3.1 伝達荷重に関する補正

- (1) 図11において摩擦力(F_i)は板端伝達荷重(P_i)に比例すると仮定する。板間摩擦力 $F_i = \mu \cdot P_i$ の関係より板端付近に曲げモーメント $M_i = F_i \cdot t/2$ が生じ、上向きの力を発生する。

また板ばねの中央付近には図12のモーメントが生じるが、その方向は h の位置、符号によって反転する。本来は更にテーパ形状、キャンバ等を考慮すべきであると思われるが、今回は省略する。

図11. 摩擦によるモーメントの発生

図12. 曲率がある場合のモーメント

- (2) 板間摩擦力 $2F$ はリーフスパンに反比例すると仮定する。

図13において板端にモーメント M_i がかった場合、板端のたわみを元に戻すための上下荷重(f_i)が働く。これは次式のように仮定する

$$f_i = \frac{3}{2} \cdot \frac{M_i}{l_n} \propto \frac{P_i}{l_n}$$

図13. モーメントの親板への影響

- (3) TLS の伝達荷重に関する補正
伝達荷重の総和に対して、ストレートスパン(l_n)で補正を行ない、 $2\sum (P_i/l_n) = (2\sum P_i)/l_n$ と考える。
- (4) Multi の伝達荷重に関する補正
各リーフの伝達荷重(P_i)を各リーフスパン(l_i)、ストレートスパン(l_n)で補正後、再度ストレートスパンで補正する。(図14を参照)
 $2\sum P_i \text{補正值} = 2 \sum (P_i \cdot l_i/l_n)/l_n$

図14. Multiにおける伝達荷重

3.3.2 調査結果

- (1) 調査対象は小型トラック～大型トラック用の板ばねとして、表2に示すようなばね種類、ライナー有無、振幅の組合せについて相関係数及び回帰式を求めた。Multi の各リーフスパン(l_i)とストレートスパン(l_n)の補正後の $\sum P_i$

表2. 板間摩擦力実測値($2F$)と伝達荷重総和補正值($\sum P_i$)との相関y: 実測値 $2F$ x: スパン補正後の $\sum P_i$

ばね種類	板端ライナー有無	エッジング有無	振幅	N	相関係数	回帰式	備考
Multi	無	有	± 1	10	0.676	$y = -2.98 + 17.5x$	
↑	↑	↑	± 5	↑	0.922	$y = 57.4 + 29.0x$	図16
↑	↑	↑	± 10	↑	0.925	$y = 61.9 + 31.7x$	図17
↑	有	↑	± 5	12	0.964	$y = 28.1 + 35.8x$	図18
↑	↑	↑	± 10	↑	0.964	$y = 34.8 + 36.8x$	図19
TLS	無	↑	± 5	17	0.945	$y = -9.66 + 54.3x$	図20
↑	↑	↑	± 10	↑	0.943	$y = -7.81 + 56.4x$	図21
Multi	↑	無	± 1	13	0.871	$y = 3.74 + 14.2x$	
↑	↑	↑	± 5	14	0.885	$y = 10.3 + 13.0x$	図22
↑	↑	↑	± 10	↑	0.971	$y = 11.5 + 11.7x$	図23

トスパン(l_n)を考慮した補正によって、図15に示すように Multi の回帰式の勾配と TLS の回帰式の勾配が、補正前の図10と比較してやや近づき相関が若干向上した。商用車クラスにおけるエージング前のデータについても同様に解析を行なった。

図15. MultiとTLSの回帰式の勾配(スパンによる補正後)

図16. 伝達荷重総和と補正値と板間摩擦力実測値との相関

図17. 伝達荷重総和と補正値と板間摩擦力実測値との相関

(2) 実測 2F との相関については、95%信頼限界でのグラフを図16～図23に示す。

図18. 伝達荷重総和と補正値と板間摩擦力実測値との相関

図19. 伝達荷重総和と補正値と板間摩擦力実測値との相関

図20. 伝達荷重総和と補正値と板間摩擦力実測値との相関

図21. 伝達荷重総和補正値と板間摩擦力実測値との相関

図22. 伝達荷重総和補正値と板間摩擦力実測値との相関

図23. 伝達荷重総和補正値と板間摩擦力実測値との相関

- (3) 相関係数を見ると, Multi(ライナー有りを含む)では, 振幅 ± 5 mm, ± 10 mm においては ΣP_i による解析に比較して若干精度の向上が見られた。これに対して TLS では, 今回のデータ間ではスパンの差が少なかったため, 相関係数が変化しなかった。TLS については, さらにデータを収集して, 検討することが望まれる。今回の補正を行なっても, Multi と TLS を同一式で推定することは困難である。

小振幅 ± 1 mm での改善が見られなかったのは, 前項と同様に履歴曲線の移り部分のメカニズムを考慮していないことが原因である。

- (4) 商業車クラスに用いられる Multi(エージング無し)のデータについては, 振幅 ± 1 mm, ± 5 mm, ± 10 mm でかなり良い相関が得られた。しかし実車での使用状態を考えると, 大型トラック用板ばね等で実施しているエージング後の特性との比較を行ない, 接触面の摩擦係数の比率, ライナー挿入時の金属接触との比率等を解明し, エージング前後の相関を解析することが今後の課題である。

- (5) 板間摩擦力と振幅との関係

一例として大型, 中型トラックの Multi(ライナー無し, エージング有り)の場合において, 今回得られた回帰式を用いて求めた推定 $2F$ 及びその95%信頼限界と振幅の関係を図24に示す。

図24. 板間摩擦力推定値と振幅の関係

3.4 動的ばね定数の推定

前述の履歴特性より動的ばね定数 (k_d) は下記の式で表わすことができる。

$$k_d = k_s + 2F/2a \quad k_s: \text{静的ばね定数(設計計画値)}$$

そこで ΣP_i から推定した $2F$ より k_d を計算した値と実測 k_d との相関を解析した結果を図25, 図26に示す。

図25. 動的ばね定数の実測値と推定値との相関

図26. 動的ばね定数の実測値と推定値との相関

4. まとめ

伝達荷重総和の補正については当初 ΣP_i と実測 $2F$ との回帰式を Multi と TLS について求めたところ、相関係数及び回帰式の勾配は表3のような結果となった。

表3. 相関係数と回帰式の勾配 ($\pm 10\text{mm}$)
 (スパンによる補正前)

ばね種類	ライナー有無	相関係数	回帰式の勾配
Multi	無	0.910	0.0254
↑	有	0.906	0.0213
TLS	無	0.946	0.0706

そこで相関係数を更に高めるためにスパンによる補正を試みた。またこれにより回帰式の勾配が近づくことを期待した。その結果は表4に示すようになり、1) Multiの相関係数が向上した、2) Multiの回帰式の勾配がTLSにやや近づいたが、結果的にMultiとTLSを同一式で推定することは困難であり、層別して回帰式を用いることが望ましいことが判った。

表4. 相関係数と回帰式の勾配 ($\pm 10\text{mm}$)
 (スパンによる補正後)

ばね種類	ライナー有無	相関係数	回帰式の勾配
Multi	無	0.925	31.7
↑	有	0.964	36.8
TLS	無	0.943	56.4

そこで表2で相関係数が0.9以上である場合は、この回帰式を以て ΣP_i から実測 $2F$ を求める推定式として扱うこととした。

この推定式を用いて求めた動的ばね定数 (k_d) の推定値と実測 k_d との相関を調査したところ、図25、図26に示すようになりに良い相関が得られた。

5. 結 言

本共同研究の成果としては、重ね板ばねの設計時に以下のような層別によって板間摩擦力を推定できる見通しが得られたことが挙げられる。

- (1) 大, 中, 小型トラックに対しては、ばね形式、板端ライナー有無に層別して、振幅 $\pm 5\text{ mm}$, $\pm 10\text{ mm}$ の板間摩擦力の推定式が得られた。
- (2) 商用車に対しては、Multi形式の振幅 $\pm 1\text{ mm}$, $\pm 5\text{ mm}$, $\pm 10\text{ mm}$ の板間摩擦力の推定式が得られた。

更にこれらの推定式を用いて、動的ばね定数も推定できる見通しが得られた。従って当面はこれらの推定式を用いて板間摩擦力の推定を行い、重ね板ばねの動的特性評価に活用いただくとともに、更にデータの蓄積を図られることを切望する。

なお、本共同研究では十分に解明できなかった点として、1) 小振幅 ($\pm 1\text{ mm}$) における板間摩擦力の推定式、2) 履歴特性と減衰性能の関係等が挙げられる。更に3) 重ね板ばね単品の動的特性と、車両の振動乗心地をはじめとする各種特性との関係の定量的な調査、4) 板間摩擦力の調整の問題が挙げられるが、これらについては今後の研究に期待し度い。

参 考 文 献

- 1) 太田博, 杉浦文夫, 川崎光洋, 石田隆, ばね論文集, No. 18, (1973), 39.
- 2) 永島菊三郎, 佐賀二郎, ばね論文集, No. 1, (1952), 62.
- 3) 自動車用大型重ね板ばね軽量化に関する共同研究報告, ばね論文集, No. 23, (1978), 82.
- 4) Fancher, P. S., Measurement and Representation of the Mechanical Properties of Truck Leaf Springs, SAE 80/475, (1980).
- 5) 千島和夫, 高橋三郎, ばね論文集, No. 12, (1967), 74.