

一般論文

## 緩衝材の応力-ひずみ曲線の形状変更による包装貨物の共振周波数の調整～落下時の最大加速度および加振時の加速度実効値の低減効果～

津田 和城\*、細山 亮\*、堀口 翔伍\*

Adjustment of Resonant Frequency of Packaged Freight by Shape Change of Stress-Strain Curve of Cushioning Material - Effect of Reduction of Maximum Acceleration during Impact and RMS Value of Acceleration during Vibration -

Kazuki TSUDA\*, Akira HOSOYAMA\*, Shogo HORIGUCHI\*

輸送中の衝撃や振動から製品を保護するために、緩衝材が使用されている。通常、緩衝に適した緩衝材と防振に適した緩衝材は異なるため、両立は困難な場合が多い。これまで緩衝性の指標には落下時の最大加速度が、防振性では加振時の加速度実効値が用いられてきた。そのため両値をともに小さくできれば、上記の両立が実現できる。そこで緩衝材の応力-ひずみ曲線の形状にある特徴を付加すれば、両値を小さくできるのではないかと考えた。ここでは一般的な応力-ひずみ曲線を基に、立ち上がりをさらに急峻な形状に変更し、両値の変化を調査した。その結果、包装貨物の共振周波数が荷台振動の卓越周波数帯よりも高くなり、加振時の加速度実効値を小さくできることがわかった。さらに落下時の最大加速度にはほぼ影響を及ぼさないこともわかった。これらにより緩衝材の応力-ひずみ曲線の立ち上がりを急峻にすれば、上記の両立が実現できると考えられる。

Cushioning materials are used in order to protect products from shock and vibration during transportation. Normally, it is often difficult to achieve both cushioning and damping, because cushioning materials suitable for cushioning are different from ones suitable for damping. The maximum acceleration during an impact has been used as an index for cushioning, and the RMS value of acceleration during a vibration as an index for damping. If both the values can be reduced, it can achieve both of the above. In this paper, it was considered that both the values could be reduced by adding a feature to the shape of the stress-strain curve of cushioning materials. Here, based on a general stress-strain curve, the rise was changed to a steeper shape, and the changes of both the values were examined. As a result, it was found that the RMS value could be reduced, because the resonant frequency of packaged freights was higher than the dominant frequency band of truck bed. It was found that the appropriate shape change had almost no effect on the maximum acceleration. From these, it is considered that the steep rise of the stress-strain curve will help to achieve both of the above.

キーワード：緩衝材、共振周波数、卓越周波数、共振回避、防振設計、緩衝設計

Keywords : Cushioning material, Resonant frequency, Dominant frequency, Resonance avoidance, Damping design, Cushioning design

\*地方独立行政法人 大阪産業技術研究所 〒594-1157 大阪府和泉市あゆみ野 2-7-1  
Osaka Research Institute of Industrial Science and Technology, 2-7-1, Ayumino, Izumi, Osaka 594-1157, Japan  
TEL: 0725-51-2712, Email: tsuda@tri-osaka.jp

## 1 はじめに

輸送中、包装貨物には衝撃や振動などのさまざまな外力が加わり、トラブルの原因となっている。そこで、これらの外力から製品を保護するために、包装貨物には緩衝材が使用されている。緩衝材は衝撃を緩衝して振動を防振するように、適切に設計される必要がある<sup>1)~3)</sup>。しかし、衝撃と振動では加速度レベルが異なるため、緩衝と防振で適した緩衝材も異なってくる。一般的に緩衝性と防振性の間にはトレードオフの関係があり、これらを両立した緩衝材の設計は困難な場合が多い。

これまでの緩衝設計では緩衝性を表す指標として落下時の製品の最大加速度が用いられ、この値が小さいほど緩衝性が高いことを表している<sup>4),5)</sup>。一方、防振設計では防振性を表す指標として加振時の製品の加速度実効値が用いられ、この値が小さいほど防振性が高いと判断されている<sup>3)</sup>。したがって、落下時の最大加速度と加振時の加速度実効値をともに小さくできれば、緩衝と防振の両立が可能になる。一般的に包装貨物の共振周波数と荷台振動の卓越周波数帯が一致すれば、加振時の加速度実効値が大きくなる。そのため落下時の最大加速度を増大させずに共振周波数を調整できれば、加振時の加速度実効値の低減に有効であり、緩衝と防振の両立に活用できると考えられる。

共振周波数を調整し卓越周波数帯との

一致を回避する方法は、これまで振動対策として多くの業界で行われている。例えば重電業界では、回転時のタービン翼の固有周波数を事前に計測し、連続運転時における回転のハーモニック周波数との一致を回避する振動対策が行われている<sup>6)</sup>。また造船業界では、プロペラやディーゼルから発生する周波数を特定し、対象とする船体構造の固有周波数との一致を回避する振動対策が行われている<sup>7)</sup>。一方、包装業界でも包装貨物の共振周波数を設計段階で作り込み、荷台振動の卓越周波数帯との一致を回避する振動対策が試みられているが、具体的な報告事例は未だに少ない。

実際の荷台振動の計測結果では、約30Hz以下に荷台振動の卓越周波数帯があることも多い<sup>8),9)</sup>。仮に共振周波数の調整として包装貨物の共振周波数を下げると、共振周波数と卓越周波数帯とが一致してしまう。したがって本報では共振周波数を上げることにより、卓越周波数帯(約30Hz以下)との一致を回避する方法を選択する。具体的な調整方法として、緩衝材の緩衝性および防振性を表す応力-ひずみ曲線の形状にある特徴を付加することにより、包装貨物の共振周波数を上げ、荷台振動の卓越周波数帯との一致を回避する方法を提案する。さらに提案法の効果を明らかにするために、緩衝材の応力-ひずみ曲線の形状が包装貨物の共振周波数に加えて、落下時の最大加速度および

加振時の加速度実効値に及ぼす影響について解析する。

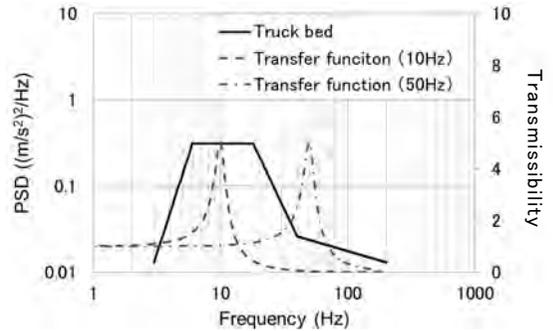
## 2 緩衝と防振の両立を目指した荷台振動の卓越周波数帯における共振回避

### 2.1 共振回避の必要性

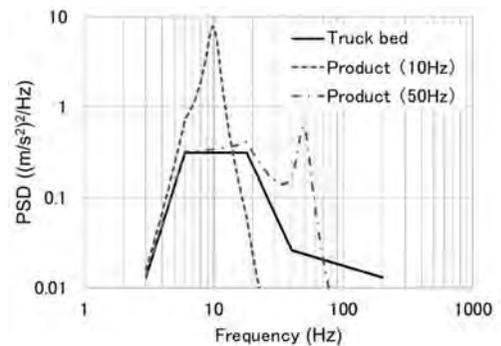
ここでは荷台振動の卓越周波数帯で起きる製品の共振を考えるために、荷台振動のパワースペクトル密度（以下、PSD とする。）と2種類の包装貨物の伝達関数を仮定する。荷台振動の PSD には JIS Z 0232<sup>10)</sup>に記載されている形状を参考にし、実効値が  $3\text{m/s}^2$  になるように調整した。また、伝達関数には1自由度バネ-マス-ダンパー系の伝達関数<sup>11)</sup>を想定し、共振倍率が5、共振周波数が10Hzと50Hzになるようにバネ定数と減衰比を調整した。**Fig.1**にこれらの荷台振動の PSD と包装貨物の伝達関数を示す。

応答である製品振動の PSD は入力である荷台振動の PSD と包装貨物の伝達関数から計算できる。**Fig.2**に荷台振動と製品振動の PSD を、**Fig.3**に荷台振動と製品振動の加速度実効値を示す。図より、荷台振動の卓越周波数帯は6Hz~18Hzであるため、共振周波数が10Hzの場合では50Hzの場合よりも卓越周波数帯の振動成分は増大し、加速度実効値は大きくなっていることがわかる。そのため、一般的に共振周波数と卓越周波数帯との一致を回避することが重要である。このような共振回避以外にも振動絶縁、減衰付与などの振動

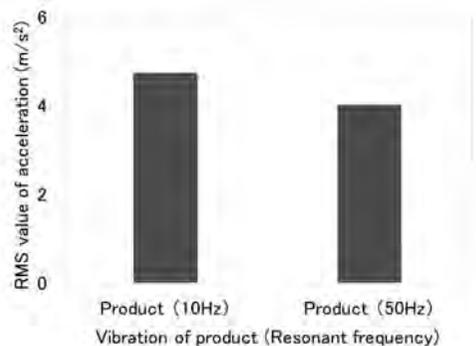
対策<sup>12)</sup>があるものの、次節で示す輸送包装分野での適合性を踏まえて、本報では荷台振動の卓越周波数帯での共振回避による振動対策について検討する。



**Fig.1** Vibration of truck bed and transfer function of packaged freight



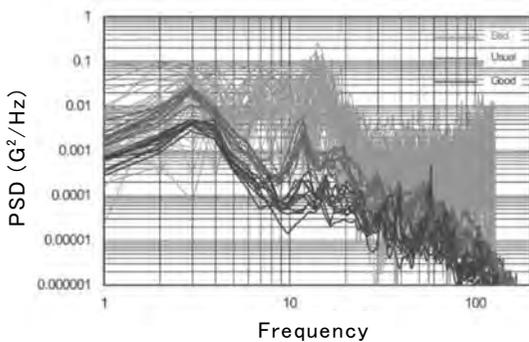
**Fig.2** Vibration of truck bed and product



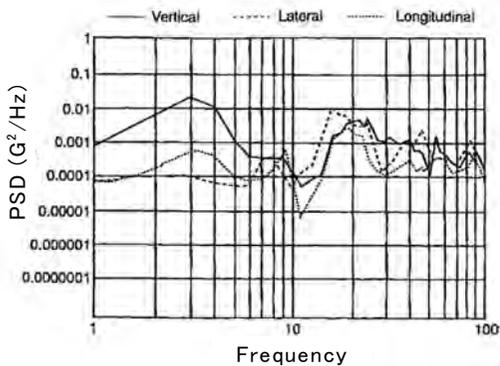
**Fig.3** Vibration of product

## 2.2 共振回避の方針

荷台振動の卓越周波数帯における共振を回避するには、卓越周波数帯以外に共振周波数を変化させる必要がある。Fig.4に実際のトラックで計測された荷台振動の一例を示す。図より明らかなように、PSDはJIS Z 0232に記載されている形状のように6Hz以下で低下せず、大きな値を示し、卓越周波数帯が低周波数帯に広がっていることがわかる。また、3HzでもPSDは大きく、3Hz未満に共振周波数を下げることが困難な場合が多い。さらに、低



(a) JPI<sup>8)</sup>



(b) ASTM<sup>9)</sup>

Fig.4 Example of vibration measurement of truck bed

周波数帯での共振は振幅が大きくなることから、振幅由来のトラブルが起きる可能性もある。そこで本報では共振周波数を上げることにより、荷台振動の卓越周波数帯での共振回避による振動対策について検討する。

## 3 緩衝材の応力-ひずみ曲線の形状変更による包装貨物の共振周波数の調整方法

包装貨物の共振周波数を上げ、荷台振動の卓越周波数帯との一致を回避するために、緩衝材の応力-ひずみ曲線の立ち上がりをもさらに急峻な形状に変更する方法を提案する。

### 3.1 共振周波数の上昇に必要な応力-ひずみ曲線の形状

衝撃と振動では加速度レベルが異なるため、緩衝と防振で適した応力-ひずみ曲線の形状も異なってくる。緩衝設計では落下時の最大加速度は落下による最大ひずみまでに生じる最大応力(以下、最大応力とする。)と比例関係にあるため、最大加速度には最大応力が重要になる。一方、防振設計では加振時の加速度実効値は包装貨物の共振周波数と荷台振動の卓越周波数帯とが一致すると大きくなるため、加速度実効値には共振周波数が影響を及ぼす。共振周波数は緩衝材のバネ定数の平方根と比例関係にあるため、共振周波数には初期ひずみでの傾きが重要に

なる。Fig.5 に応力-ひずみ曲線における緩衝設計での最大応力と防振設計での傾きを示す。したがって、応力-ひずみ曲線において最大応力を小さくかつ初期ひずみでの傾きを大きくできれば、落下時の最大加速度を小さくかつ加振時の共振周波数を上げることが可能になると考えられる。

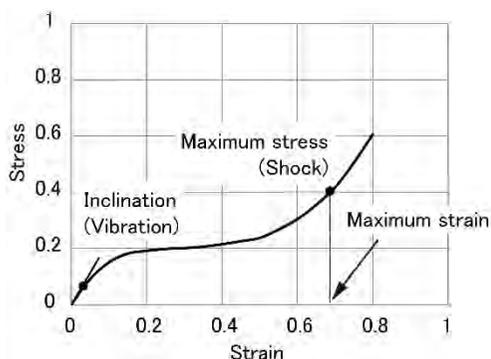


Fig.5 Maximum stress for cushioning and Inclination for damping in stress-strain curve

### 3.2 応力-ひずみ曲線の形状変更方法

初期ひずみでの傾きを大きくするために、緩衝材の応力-ひずみ曲線の立ち上がりをさらに急峻な形状に変更する（以下、形状変更とする。）方法を提案する。ここでは応力-ひずみ曲線の形状変更の一例として、緩衝と防振の両立の実現性を考慮し、Fig.6 に示すような形状変更について検討する。図より明らかなように、緩衝性の観点では、形状変更により緩衝材の変形によるエネルギーが大きくなるため、落下時の最大加速度が最小（以下、最下点とする。）になる緩衝性が最も優れ

た静的応力は大きくなると予想される。一方、防振性の観点では、形状変更により初期ひずみでの傾きが大きくなるため、加振時の共振周波数は上がると推測される。

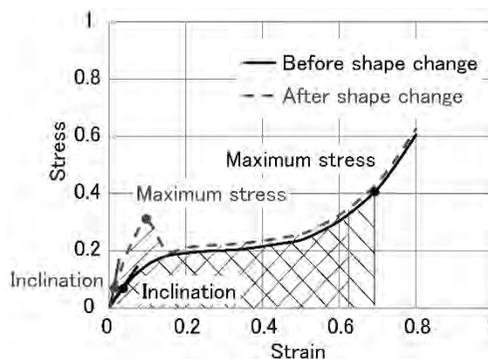


Fig.6 Shape change of stress-strain curve of cushioning material

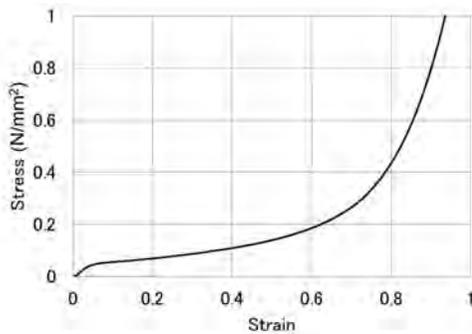
## 4 緩衝材の応力-ひずみ曲線の形状変更による効果

提案した共振周波数の調整方法の効果を明らかにするために、緩衝材の応力-ひずみ曲線の形状が、落下時の最大加速度および加振時の加速度実効値の低減に及ぼす影響を解析する。具体的には、プラスチック系緩衝材の応力-ひずみ曲線の形状変更を行い、共振周波数に加えて、落下時の最大加速度および加振時の加速度実効値の変化を調査する。

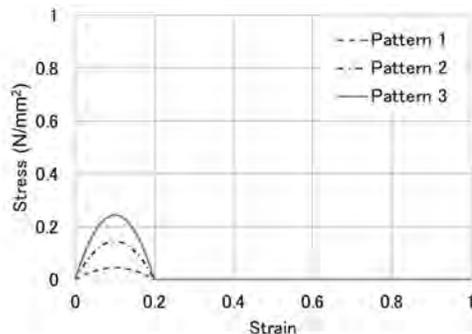
### 4.1 緩衝材の応力-ひずみ曲線の形状変更

プラスチック系緩衝材として、材料は発泡ポリエチレン<sup>13)</sup>を使用し、形状は100mm×100mm×60mmの直方体を用いた。

Fig.7(a)に緩衝材の圧縮試験で計測された応力-ひずみ曲線を示す。また形状変更には、Fig.7(b)に示すように、ひずみ0.1で応力がピークになる凸の2次関数の応力-ひずみ曲線を利用する。なお、ここでは形状変更された応力-ひずみ曲線は、元の曲線（Fig.7(a)）と2次関数の曲線（Fig.7(b)）を足し合わせたものとし、ひずみ0.1で応力が0.1、0.2、0.3になるように3種類の2次関数を調整した。Fig.8に緩衝材の応力-ひずみ曲線の形状変更前（以下、パターン0とする。）と形状変



(a) Cushioning material



(b) Quadratic functions

Fig.7 Stress-strain curves of cushioning material and three quadratic functions

更された3種類（以下、パターン1、2、3とする。）を示す。図に示すように、緩衝材の変形によるエネルギーが大きく、初期ひずみでの傾きが大きくなるように形状変更を行う。ただし、次節での解析では簡単のため、緩衝材の速度依存性による応力-ひずみ曲線の変化は考慮しないものとする。

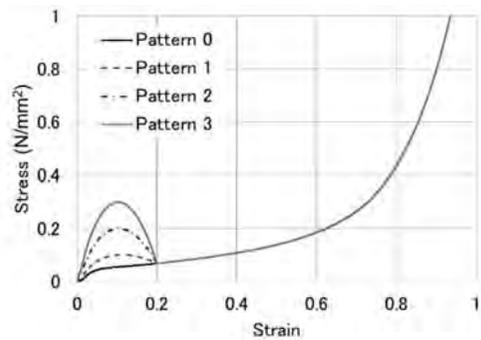


Fig.8 Stress-strain curves of cushioning material before and after shape change

## 4.2 落下時の最大加速度および加振時の加速度実効値の解析方法

### 4.2.1 落下時の最大加速度

緩衝では、緩衝材が変形することにより落下衝撃エネルギーを吸収している。この変形によるエネルギーは、応力-ひずみ曲線における最大ひずみまでの面積（曲線と横軸で囲まれた面積）に相当する。Fig.9に応力-ひずみ曲線におけるエネルギーの概念図を示す。そのため最大ひずみを求めるために、変形によるエネルギーが落下衝撃エネルギーを超えた直後の曲線上のポイントを数値解析により

算出した<sup>14),15)</sup>。得られた最大応力を式(1)に代入し、落下時の最大加速度を計算した。ここでは 50cm の落下高さを想定し、製品の質量を約 1kg から約 102kg まで約 0.5kg 刻みで増加させ、静的応力を 0.001N/mm<sup>2</sup> から 0.1 N/mm<sup>2</sup> まで 0.0005 N/mm<sup>2</sup>刻みで大きくし、計算を繰り返した。ただし変形によるエネルギーだけでは落下衝撃エネルギーを超えない場合には緩衝不可能と判断し、計算を中止した。

計算で得られた静的応力ごとの最大加速度を用いて、縦軸に最大加速度、横軸に静的応力の最大加速度－静的応力曲線<sup>4),5)</sup>を作成した。形状変更前後における最大加速度－静的応力曲線の変化を比較し、提案法の効果を検討した。

$$\alpha_{max} = \frac{\sigma_{max} \times A}{m} \quad \dots \quad (1)$$

$\alpha_{max}$  : 最大加速度     $\sigma_{max}$  : 最大応力  
 $A$  : 受け面積         $m$  : 質量

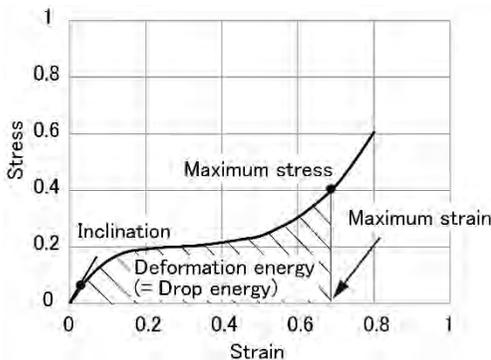


Fig.9 Equivalence of drop energy and deformation energy in stress-strain curve

#### 4.2.2 加振時の加速度実効値

製品は自重により緩衝材が変形した状態を平衡状態として振動している。製品の自重と緩衝材の受け面積から静的応力や初期ひずみを求め、初期ひずみまでは線形弾性体と仮定して、式(2)に示すヤング率を算出した (Fig.9 参照)。得られたヤング率を式(3)に代入してバネ定数を求めて、式(4)に示す共振周波数を計算した。

4.2.1 と同様に、製品の質量を約 1kg から約 102kg まで約 0.5kg 刻みで増加させ、静的応力を 0.001 N/mm<sup>2</sup> から 0.1 N/mm<sup>2</sup> まで 0.0005 N/mm<sup>2</sup>刻みで大きくし、計算を繰り返した。

計算で得られた静的応力ごとの共振周波数を用いて、縦軸に共振周波数、横軸に静的応力の共振周波数－静的応力曲線<sup>1),2)</sup>を作成した。ここではパターン0の最大加速度－静的応力曲線で最下点になる、緩衝性が最も優れた静的応力に注目し、その静的応力における製品振動の加速度実効値を求めた。具体的には、その静的応力における共振周波数と 2 章で設定した共振倍率、荷台振動の PSD から製品振動の加速度実効値を算出した。形状変更前後における加速度実効値の変化を比較し、提案法の効果を検討した。

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad \dots \quad (2)$$

$$k = \frac{F}{x} = \frac{\sigma \times A}{\epsilon \times t} = E \times \frac{A}{t} \quad \dots \quad (3)$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \dots \quad (4)$$

$E$  : ヤング率       $\sigma$  : 応力  
 $\varepsilon$  : ひずみ       $k$  : バネ定数  
 $F$  : 荷重       $x$  : 変形量  
 $t$  : 厚み       $f_n$  : 固有周波数

### 4.3 落下時の最大加速度および加振時の加速度実効値の解析結果

#### 4.3.1 落下時の最大加速度

Fig.10 に形状変更前後における最大加速度-静的応力曲線を示す。図より明らかなように、形状変更により各静的応力での最大加速度は変化し、最大加速度-静的応力曲線は右にシフトしている。最大加速度-静的応力曲線の最下点に注目すると、形状変更により最大加速度は僅かに小さくなり、静的応力は大きくなっている。さらに形状変更を強めるとともに、最大加速度には一定の傾向は見られず、静的応力はより大きくなる傾向にある。

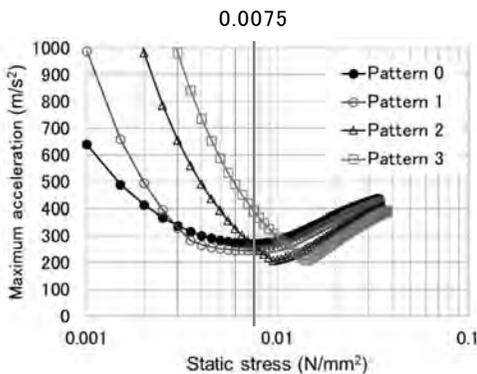


Fig.10 Maximum acceleration-static stress curve of cushioning material before and after shape change

#### 4.3.2 加振時の加速度実効値

Fig.11 に形状変更前後における共振周波数-静的応力曲線を示す。図より明らかなように、形状変更により共振周波数-静的応力曲線は上にシフトし、共振周波数は高くなっている。さらに形状変更を強めるとともに、共振周波数はより高くなる傾向にある。これは形状変更により初期ひずみでのヤング率(バネ定数)が大きくなるため、共振周波数は上昇していると考えられる。

次に Fig.12 に荷台振動の PSD と形状変更前後における静的応力  $0.0075 \text{ N/mm}^2$  での包装貨物の伝達関数を示す。図より明らかなように、形状変更を強めるとともに共振周波数は高くなり、荷台振動の卓越振動数帯  $6\text{Hz} \sim 18\text{Hz}$  から離れている。このことから提案法により共振周波数と荷台振動の卓越周波数帯との一致を回避していると考えられる。

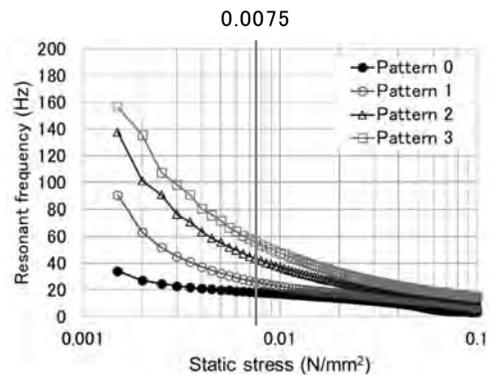
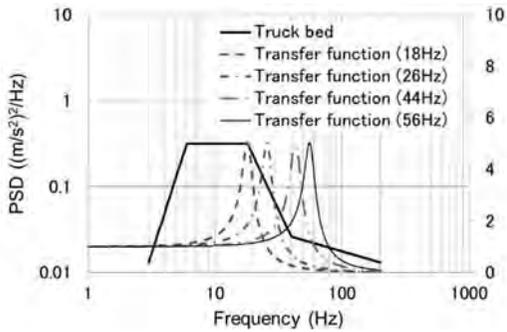


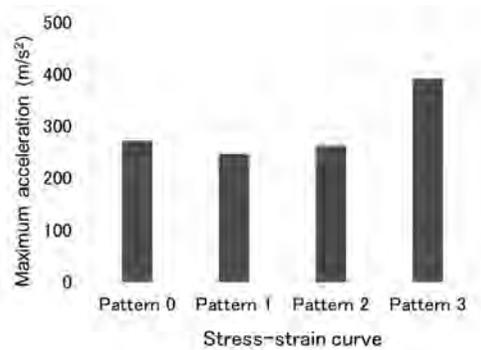
Fig.11 Resonant frequency-static stress curve of cushioning material before and after shape change



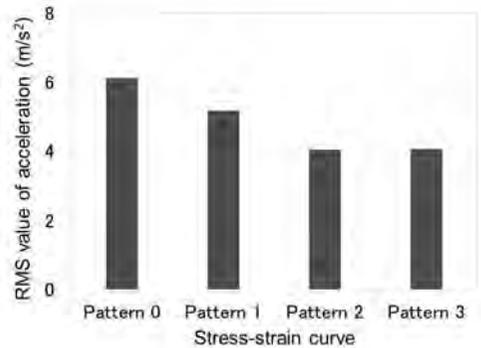
**Fig.12 Vibration of truck bed and transfer function of packaged freight before and after shape change (Static stress 0.0075(N/mm<sup>2</sup>))**

さらに **Fig.13** に形状変更前後における静的応力 0.0075 N/mm<sup>2</sup>での最大加速度と加速度実効値を示す。また **Table 1** にパターン 0 を基準にしたときにおける静的応力 0.0075 N/mm<sup>2</sup>での最大加速度と加速度実効値の増減率を示す。図表より明らかなように、パターン 0 では共振周波数は 18.2Hz で荷台振動の卓越周波数帯 6Hz～18Hz に近いため、加速度実効値は最も大きくなっている。一方、パターン 1 やパターン 2 ではパターン 0 に比べて、最大加速度はそれぞれ約 10%、約 4%小さくなり、加速度実効値はそれぞれ約 15%、約 34%小さくなっている。さらにパターン 3 では加速度実効値は約 34%小さくなっているものの、最大加速度は約 44%増大している。したがって、形状変更により共振周波数が荷台振動の卓越周波数帯よりも高くなり、加速度実効値を小さくできることがわかる。また、適切な形状変更によ

り最大加速度にはほぼ影響を及ぼさないことがわかる。これらにより緩衝材の立ち上がりを急峻にすれば、緩衝と防振の両立に有効であると考えられる。



(a) Maximum acceleration



(b) RMS value of acceleration

**Fig.13 Maximum acceleration and RMS value of acceleration before and after shape change (Static stress 0.0075(N/mm<sup>2</sup>))**

**Table 1 Rate of change of maximum acceleration and RMS value of acceleration  
 (Static stress 0.0075(N/mm<sup>2</sup>))**

	Pattern 0	Pattern 1	Pattern 2	Pattern 3
Maximum acceleration (%)	—	-9.5	-3.9	44
RMS value of acceleration (%)	—	-15	-34	-34
Resonant frequency (Hz)	18.2	26.0	43.6	56.2

## 5 おわりに

緩衝材の応力-ひずみ曲線の立ち上がりをさらに急峻な形状に変更することにより、包装貨物の共振周波数を上げ、荷台振動の卓越周波数帯との一致を回避する方法を提案した。さらに提案法の効果を明らかにするために、緩衝材の応力-ひずみ曲線の形状が包装貨物の共振周波数に加えて、落下時の最大加速度および加振時の加速度実効値の低減に及ぼす影響について解析した。その結果、形状変更により包装貨物の共振周波数は荷台振動の卓越周波数帯よりも高くなり、加速度実効値を小さくできることがわかった。また適切な形状変更により最大加速度にはほぼ影響を及ぼさないことがわかった。これらのことから緩衝材の応力-ひずみ曲線の立ち上がりを急峻にすれば、緩衝と防振の両立に有効であると考えられる。

今後、応力-ひずみ曲線の立ち上がり急峻な緩衝材の考案について検討する予定である。なお本研究は JSPS 科研費若手研究 (B) 17K12996 の助成を受けたものである。

## <参考文献>

- 1) 由木俊、緩衝設計方法、日本包装技術協会別冊 No.7、58-84、1988.
- 2) Herbert H. Schueneman, Cushion Material Testing, WESTPACK.
- 3) 張奇、斎藤勝彦、長岡克樹、ハイブリット緩衝防振包装設計の提案、日本包装学会誌、Vol. 23、No.6、2014.
- 4) 斎藤勝彦、長谷川淳英、輸送包装の基礎と実務、幸書房、2008.
- 5) 斎藤勝彦、実務者のための力学的輸送包装設計ハンドブック、テクノシステム、200-203、2018.
- 6) 清野純一、タービン翼の回転振動試験、ターボ機械第 32 巻第 8 号、7-12、2004.
- 7) 松本互平、船体振動設計に関する研究動向、日本造船学会誌、第 864 号、72-77、2001.
- 8) 椎名武夫、ランダム振動試験のための日本国内実測データに基づく PSD の導出、包装技術 No.2、46-51、2015.
- 9) ASTM D 4728-06, Standard Test Method for Random Vibration Testing of Shipping Containers, p.6.

- 10) JIS Z 0232:2004, 包装貨物—振動試験方法.
- 11) 中川憲治、岩壺卓三、室津義定、工業振動学、森北出版、1986.
- 12) 長松昭男ら、ダイナミクスハンドブック普及版 運動・振動・制御、朝倉書店、2006.
- 13) 旭化成、サンテックフォーム技術資料、2016.
- 14) Gary Burgess, Consolidation of Cushion Curves, Packaging Technology and Science, Vol.3, 189-194, 1990.
- 15) 川原拓、斎藤勝彦、瀬戸上裕、緩衝包装材の性能評価に関する研究、日本包装学会誌誌、Vol.17、No.3、2008.

(原稿受付 2020年4月3日)

(審査受理 2020年5月12日)

