

動的荷重を受けるゴム製防舷材の耐荷特性に関する基礎的検討

Fundamental study on load bearing characteristics of rubber fender under dynamic force

宗本理*, 園田佳巨**, 池邊将光***, 西本安志****, 玉井宏樹*****

Satoru Munemoto, Yoshimi Sonoda, Masamitsu Ikebe, Yasushi Nishimoto, Hiroki Tamai

*工博, 九州大学学術研究員, 工学研究院社会基盤部門 (〒819-0395 福岡県福岡市西区元岡 744 番地)

**工博, 九州大学教授, 工学研究院社会基盤部門 (〒819-0395 福岡県福岡市西区元岡 744 番地)

***シバタ工業株式会社, 技術部 (〒674-0082 兵庫県明石市魚住中尾 1058 番地)

****工博, シバタ工業株式会社, 技術部 (〒674-0082 兵庫県明石市魚住中尾 1058 番地)

*****工博, 九州大学助教, 工学研究院社会基盤部門 (〒819-0395 福岡県福岡市西区元岡 744 番地)

Key Words: Rubber fender, Dynamic load bearing characteristics, FE analysis

キーワード: ゴム製防舷材, 動的耐荷特性, FE 解析

1. 諸言

防舷材は船舶の接岸時の衝突反力を緩和するための衝撃緩衝材であり, ゴム製のものでこれまで数多く使用されてきた。今後, 船舶の大型化が進むとともに, 性能を保証できる照査方法を備えた設計が重要になると考えられる。防舷材の設計では, 図-1 に示すような船舶の接岸時の荷重を緩和できる定反力ゾーンを有し, 船舶の運動エネルギーを吸収できる変形性能が求められる。このような耐荷特性を確認するには実供試体を用いた試験が一般に行われるが, 形状の最適化などの問題には高額の製作作業を伴うので, 実験的な試行錯誤には限界が生じる。そのため, 防舷材の耐荷性能を定量的に評価可能な数値解析手法の確立が必要不可欠であると言える。

さらに, 動的な荷重を受けるゴム製防舷材は圧縮速度に応じて荷重-変位特性が増加する傾向や吸収エネルギーの変化などが確認されている¹⁾。しかし, 防舷材の速度依存性に関しては厳密な設計がなされておらず, 速度依存性を考慮した適切な設計手法が望まれる。

このような背景を踏まえて, 防舷材の動的耐荷特性を適切に評価可能な手法を確立するため, 防舷材の接触処理に着目した。具体的には, 3DFE 解析を用いて防舷材の接触処理が耐荷特性に与える影響を検討した上で, 解析手法の妥当性について確認した。次に, 動的荷重が作用した防舷材の動的耐荷特性として, 防舷材の変形や接触処理に対する荷重速度の影響について実験・解析で比較, 検討を行った。なお, 本研究では汎用有限解析ソフトウェア MSC.MARC2010 を用いた。

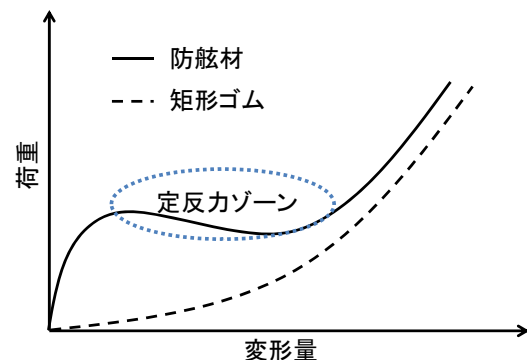


図-1 防舷材の耐荷特性

2. 解析概要

本節では, ゴムの構成則について簡潔に述べ, その後, 本研究の解析対象・条件について説明する。

2.1 ゴムの構成則

ゴム材料は一般的に超弾性体として扱われ, 第 2Piola-Kirchhoff 応力テンソルと Green-Lagrange ひずみテンソルの間に以下の関係が仮定される。

$$S_{ij} = \frac{\partial W}{\partial E_{ij}} \quad (2a)$$

ここに, W はひずみエネルギー密度関数, S_{ij} は第 2Piola-Kirchhoff 応力テンソル, E_{ij} は Green-Lagrange ひずみテンソルである。

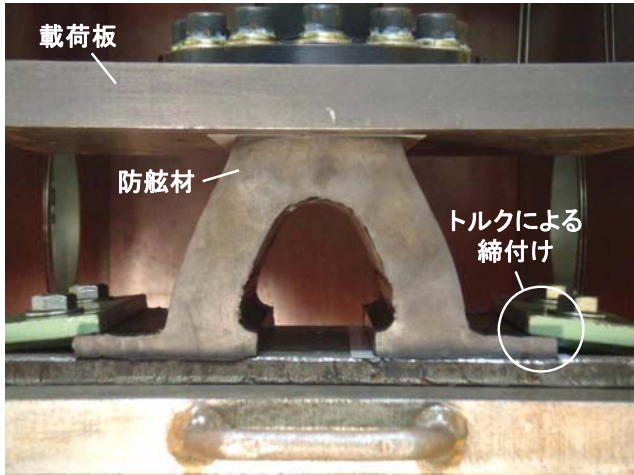


写真-1 V型防舷材の静的圧縮載荷試験

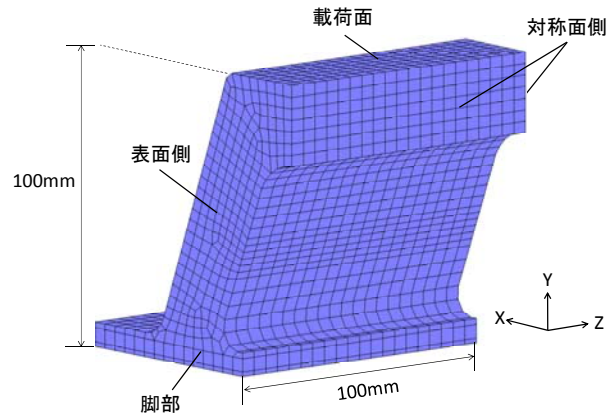


図-2 解析モデル

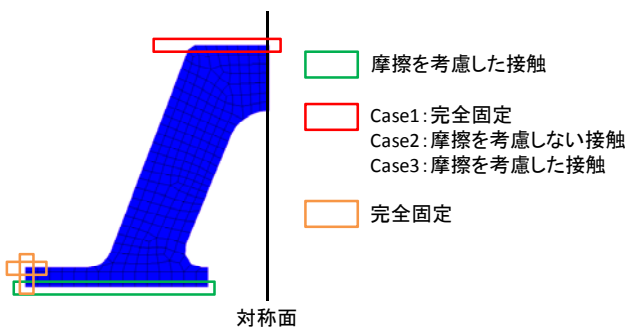


図-3 接触条件による解析ケース

ひずみエネルギー密度関数 W には、右 Cauchy-Green 変形テンソルの不変量に基づく Mooney-Rivlin モデル²⁾ や主伸長比に基づく Ogden モデル³⁾ などが適用されることが多いため、本研究でも比較的単純な関数形で解析プログラムに実装しやすい Mooney-Rivlin モデルを用いることにした。Mooney-Rivlin モデルによるひずみエネルギー密度関数 W を以下に示す。

$$W_M = \sum_{i=0} \sum_{j=0} c_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j \quad I_3 = 1 \quad (2b)$$

ここに、 c_{ij} は Mooney 定数、 I_1, I_2, I_3 は右 Cauchy-Green 変形テンソル C の第1,2,3 主不変量である。

2.2 解析条件

本論文では、写真-1に示すV型防舷材を解析対象とし、静的圧縮試験のシミュレーションを実施した。V型防舷材の脚部底面には、過度な圧縮変形が生じても接触面を確保するための鋼板が埋設されている。その上で、静的圧縮試験の際には、脚の端部の水平・鉛直方向を固定した状態で載荷板を鉛直下方に押し上げることで圧縮載荷を行っている。V型防舷材の解析モデルを図-2に示す。

解析対象は対称性 (x, z 方向) を考慮した 1/4 モデルとし、ソリッド要素による離散化を行った。ゴム要素には積分点の数を8個から1個とする低減積分要素を、鋼

表-1 落下高さと衝突速度の関係

落下高さ (mm)	衝突速度 (mm/s)	入力エネルギー (J)
100	1400	196
200	1980	392
400	2800	784

材要素は8積分点を有する通常のソリッド要素を用い、アップデートラグランジェ法による大変形解析を実施した。なお、ゴムと脚部に埋設した鋼板の境界は要素節点を共有させることで両者の分離などを想定していない。各解析ケースの詳細な境界条件について図-3に示す。この図より、Case1~Case3では脚の側面端部に実験と同様の固定条件を与え、底面は摩擦を考慮した接触処理を行っている。緩衝材が鉛直荷重を受ける面については、Case1では載荷板と完全付着、Case2では載荷板と緩衝材の間に摩擦を考慮しない接触処理、Case3では摩擦を考慮した接触処理を行うことで、3種類の異なる境界条件による解析を行い、これらの影響に関して検討した。なお、摩擦による接触処理を行う場合には、一般的なクーロン摩擦モデルを適用して一定の静止摩擦係数を簡易に与えた。ゴムと鋼材、あるいはゴムどうしの摩擦係数は実験条件などによって大きく異なると考えられるため、Case3に与える摩擦係数については、0.5, 0.6, 0.7の3種類を仮定した解析を行った。

次に、下園⁴⁾が実施したV型防舷材の落錘式衝撃試験を参照してV型防舷材の動的解析を実施した。具体的には、質量200kgの重錘を100, 200, 400mmの3種類の高さから自由落下させる試験となっている。各ケースによる落下高さや衝突速度の関係を表-1に示す。動的解析に用いた解析モデルは、静的解析と異なり、重錘をソリッド要素でモデル化し、表-1に示す衝突速度を入力条件として与えた。なお、時間積分には陰解法であるフーボルト法を用い、時間刻みは 4.0×10^{-5} (s) で一定とした。

表-2 Mooney-Rivlin 定数

	静的	落下高さ 100mm	落下高さ 200mm	落下高さ 400mm
ひずみ 速度	0.00857/s	0.5062/s	1.7183/s	8.5791/s
c_{10}	0.8615	1.2611	1.3131	1.3817
c_{01}	-0.2408	-0.3974	-0.4154	-0.4390
c_{11}	0.0257	0.0874	0.0955	0.1062
c_{20}	0.0218	-0.0521	-0.0620	-0.0749
c_{30}	0.0016	0.0050	0.0055	0.0061

2.3 各材料特性

ゴムの構成則には 2.1 節で述べた Mooney-Rivlin モデルを適用した。ゴムの材料定数は、ダンベル試験片による JIS 規格に基づく試験結果から本来決定する必要があるが、今回は、下園らによるひずみ速度効果や温度効果を考慮した既往の研究を参考にして、ひずみ速度に応じた材料定数を算出した。Mooney-Rivlin モデルに用いるパラメータを表-2 に示す。一方、脚部に埋め込まれた鋼材および重錘は、ヤング率を 210000 MPa 、ポアソン比を 0.3 の弾性体と簡易に設定した。

3. 解析結果

3.1 静的解析

(1) 荷重-変形量の関係

図-4 に載荷面の接触条件が異なる 3 通り (Case1~Case3) の解析 (静止摩擦係数: 0.5) で得られた荷重-変形関係を実験結果と比較した。なお、ゴムは処女載荷と 2 回目以降の載荷で荷重-変形量特性が顕著に異なるため、一般には 1 回目を除いた荷重-変形量関係がゴムの性能評価に用いられるが、本論文では両者を記載した。

Case1~Case3 の解析結果と実験結果を比較すると、定反力ゾーンにおける最大荷重や 35~50% の変形領域における荷重-変形量曲線を Case2 以外の解析では良好に再現できることが確認できる。このことから、防舷材と載荷板の間には適度な摩擦力を仮定することで実験の荷重-変形量の関係性を良好に評価できることが認められた。

(2) 摩擦係数が与える影響

Case3 の条件に用いる摩擦係数を 3 種類変えた場合の荷重-変形量を図-5 に示す。この図から、防舷材と載荷板・支持面間の摩擦係数が異なっても荷重-変形量に

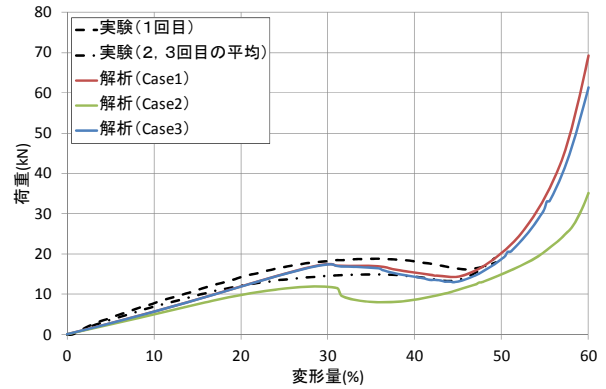


図-4 荷重-変形量

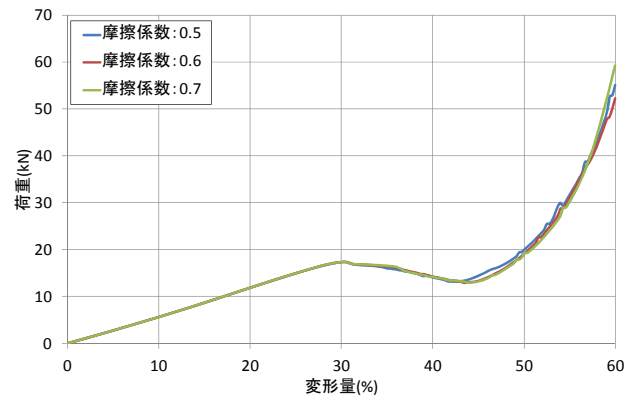


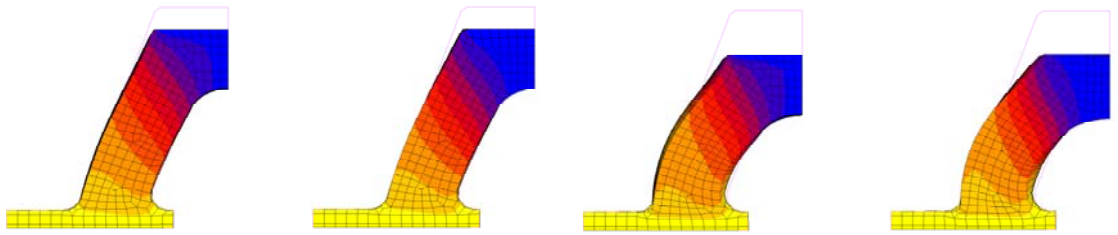
図-5 荷重-変形量の関係 (摩擦係数の影響)

は殆ど影響が見られないことが確認できた。

(3) 変形モード

変形量が 10~50% の範囲内の変形モードに関して、載荷面の接触条件が異なる 3 種類の解析結果 (静止摩擦係数: 0.5) を実験結果と比較したものを図-6 に示す。なお、図中の色の相違は鉛直方向の変位量を示しており、黄-赤-青色になるにつれて変位量が大きくなることを示している。さらに、座屈・載荷板との離反・脚部底面内側の浮き上がりが発生した箇所をそれぞれ黒、赤、青色の楕円で示した。

まず、図-6(a)と(b)に示す変形量 10%、20% の時点で各ケースの変位モードを実験結果と比較すると概ね等しいことがわかる。次に(c)の変形量 30% の時点では、全ケースで脚部に座屈が生じているが、Case2 のみ実験よりも高い位置で座屈が発生していることが認められる。さらに変形量 40% 以降の(d)と(e)になると Case2 において載荷板との接触面が当初位置から大きくずれて脚部側面上部に移動するなど実際の変形状況と顕著に異なることが確認できる。他のケースでは概ね同様の変形モードが確認できるが、実験で観察された脚端部および載荷部近傍の変形状況をより適切に評価するには、実現象に近い摩擦を考慮した Case3 が適切であると考えられる。

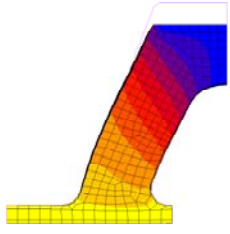


Case1 (載荷面完全固定)

Case2 (載荷面摩擦無し)

Case1 (載荷面完全固定)

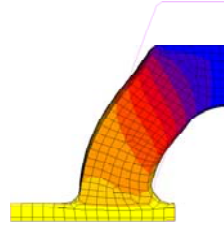
Case2 (載荷面摩擦無し)



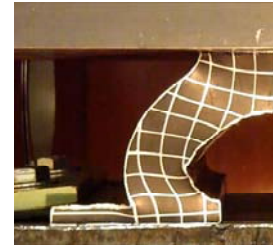
Case3 (載荷面摩擦有り)



実験結果



Case3 (載荷面摩擦有り)



実験結果

(a) 変形量 10%時

(b) 変形量 20%時

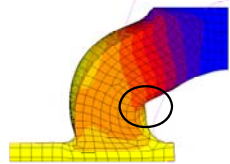
○ : 座屈の発生箇所

非摩擦による滑りが発生

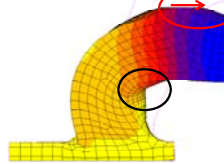
○ : 載荷面の離反

○ : 脚端部内側の浮き上がり

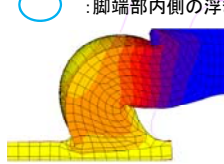
滑りによる変形



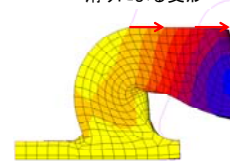
Case1 (載荷面完全固定)



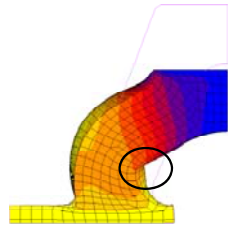
Case2 (載荷面摩擦無し)



Case1 (載荷面完全固定)



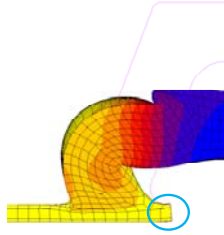
Case2 (載荷面摩擦無し)



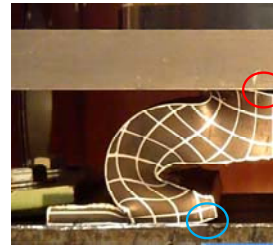
Case3 (載荷面摩擦有り)



実験結果



Case3 (載荷面摩擦有り)



実験結果

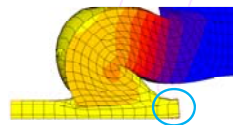
(c) 変形量 30%時

(d) 変形量 40%時

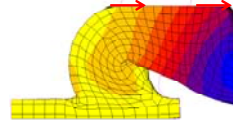
○ : 載荷面の離反

○ : 脚端部内側の浮き上がり

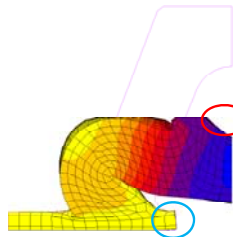
滑りによる変形



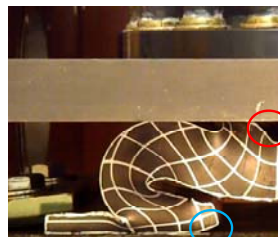
Case1 (載荷面完全固定)



Case2 (載荷面摩擦無し)



Case3 (載荷面摩擦有り)



実験結果

(e) 変形量 50%時

図-6 荷重-変形量の関係 (摩擦係数の影響)

3.2 動的解析

(1) 変形量—時間の関係

落下高さが異なる 3 種類の実験および解析に関して変位応答波形を比較したものを図-7 に示す。各実験結果を点線、各解析結果を実線で示している。

この図より、落下高さが高くなるにつれて、変形量が大きくなる同様の傾向が実験・解析ともに得られている。さらに、落下高さに関係無く、解析結果は実験結果を良好に評価していることが確認できる。

(2) 衝撃力—時間の関係

(1)と同様に、各ケースによる実験と解析の衝撃応答波形を図-8 に示す。なお、解析における衝撃力は重錘要素の平均加速度を求め、質量を乗じることで衝撃力を算出した。落下高さが異なることによる入力エネルギーの影響に関して、入力エネルギーが高くなるにつれ時間に対する衝撃力が増加する定性的な傾向は実験と解析の両者で同様の傾向が得られることが認められた。しかし、各ケースにおいて実験と解析で比較すると、波形に乖離が生じていることがわかる。この原因として、実験と解析による衝撃力の算出方法の違いが影響していると考えられる。

(3) 耐荷特性に対する載荷速度の影響

各 3 種類の解析結果と静的解析結果の衝撃力—変形量の関係を比較したものを図-9 に示す。この図から確認できるように、各動的解析と静的解析で比較すると、材料構成則のひずみ速度効果や慣性の影響により多少異なる波形が得られているが、静的解析による波形と同様の傾向が見てとれる。さらに、V 型防舷材の吸収エネルギーである変形量 45% までの衝撃力—変形量と変形量軸に囲まれた面積に関して落下高さ 400mm のケースでは、静的解析に比べて 1.3 倍程度であった。これは、本研究で参照した 3 種類の落錘式衝撃試験が低速であったため、ひずみ速度効果による影響があまり表れなかったものと思われる。

したがって、本研究で参照したような低速衝突の場合、V 型防舷材の吸収エネルギーはほとんど変化がないため、静的荷重に基づいた V 型防舷材の既往の設計で対応可能であることが予測される。

4. 結言

本研究では、ゴム製 V 型防舷材の耐荷性能を定量的かつ精度良く把握するための基礎的検討として、FE 解析による V 型防舷材の静的圧縮載荷および落錘式衝撃シミュレーションを試みた。本研究の知見について以下に示す。

(1) 防舷材が示す荷重—変形量は、載荷板との接触条件で顕著に異なることが明らかとなった。したがって、摩擦を考慮した適切な境界条件を与える必要があること

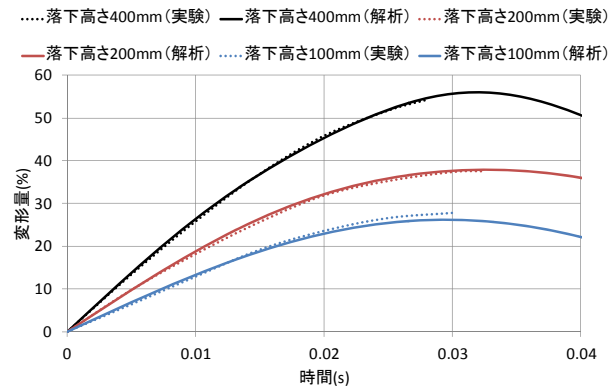


図-7 変位応答波形

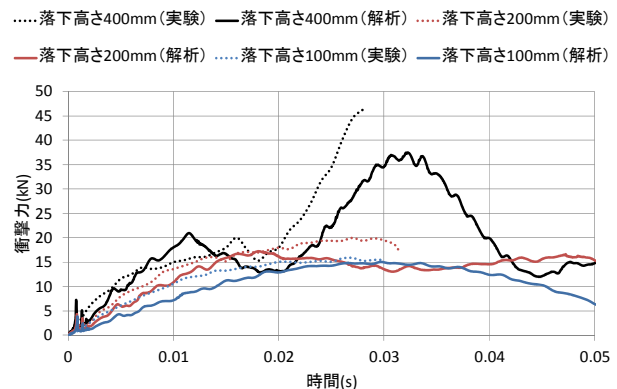


図-8 衝撃力応答波形

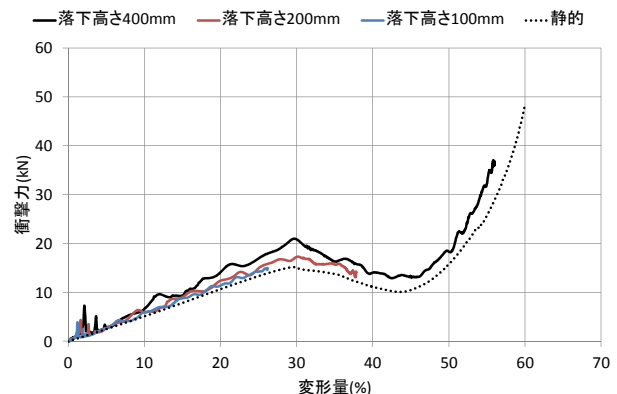


図-9 衝撃力—変形量

が認められた。

(2) クーロン摩擦モデルによる摩擦係数が防舷材の反力—変形量に与える影響は小さい。しかし、防舷材の変形モードを正確に再現するためには、適切な摩擦モデルと摩擦係数の設定が重要であることが認められた。

(3) 変形モードに対する境界条件の影響について、載荷面に摩擦を考慮することで実現象と同様の良好な結果が得られることを確認した。

(4) 本解析による落錘式衝撃シミュレーションでは、変位応答波形に関して実験結果を良好に評価できた。しかし、衝撃力応答波形に関しては実験と解析で乖離が生じ

ていることを確認した。入力エネルギーが高くなるにつれ、衝撃力が増加する定性的な傾向は実験と解析の両者で同様の傾向が得られた。

(5) 衝撃力-変形量に対する载荷速度の影響について、各ケースによって多少異なる波形が得られているものの、静的解析による波形と同様の傾向が確認された。低速衝突の場合、吸収エネルギーに対する载荷速度の影響は1.3倍程度であり、静的荷重に基づいたV型防舷材の既往の設計で十分に対応可能であることが認められた。

なお、解析精度を更に向上させるには、摩擦係数が滑り速度に応じて変化する非線形摩擦モデルなどについても検討していくことが望ましいと考えられる。

参考文献

- 1) 西本安志: 積層繊維補強ゴムの衝撃緩衝効果に関する基礎的研究, 九州大学, 学位論文, 2004.7.
- 2) Holzapfel, G.A. : Nonlinear solid mechanics – A continuum approach for engineering, Wiley, 2000.
- 3) Ogden, R.W. : Non-linear elastic deformation, Ellis Horwood, Chichester, 1985.
- 4) 下菌征史: 環境温度と速度効果を考慮したゴム製防舷材の衝撃緩衝特性に関する研究, 九州大学, 学位論文, 2009.1.