

高い固有振動数を有する構造物における  
粒状体ダンパの減衰メカニズムに関する研究

*Damping mechanisms of vibration reduction system with granular materials  
for vibration system with high natural frequency*

2024年9月

古賀倫子

# 目次

目次.....	i
第 1 章 緒論.....	1
1.1 緒言.....	1
1.2 ダンパ.....	1
1.2.1 オイルダンパ (油圧ダンパ) .....	3
1.2.2 エアダンパ (空気ダンパ) .....	3
1.2.3 弾塑性ダンパ.....	4
1.2.4 粘弾性ダンパ.....	4
1.2.5 摩擦ダンパ.....	5
1.2.6 インパクトダンパ.....	5
1.3 粒状体ダンパ.....	5
1.4 本研究の目的.....	11
1.5 本論文の構成.....	12
本研究で使用するおもな記号.....	14
第 2 章 粒状体ダンパの実験装置およびシミュレーションモデル.....	17
2.1 緒言.....	17
2.2 実験装置と方法.....	17
2.2.1 実験装置.....	17
2.2.2 実験方法.....	20
2.3 シミュレーションモデル.....	22
2.3.1 シミュレーションモデル (粒状体が円柱型および球型) .....	22
2.3.2 接触部のモデル化(粒状体が円柱型の場合).....	23
2.3.3 主振動系と粒状体の運動方程式(粒状体が円柱型の場合).....	26

---

2.3.4	接触部のモデル化(粒状体が球型の場合).....	32
2.3.5	主振動系と粒状体の運動方程式(粒状体が球型の場合).....	33
2.4	計算方法.....	36
2.5	結言.....	42
第 3 章	相対運動質量と回転運動質量を用いた減衰メカニズムの考察.....	43
3.1	緒言.....	43
3.2	相対運動質量, 等価付加質量および減衰比.....	43
3.2.1	相対運動質量, 等価付加質量.....	43
3.2.2	減衰比の導出方法.....	46
3.3	粒状体総質量に対する粒状体ダンパの減衰特性.....	47
3.3.1	減衰比と相対運動質量.....	47
3.3.2	粒状体の回転運動.....	50
3.3.3	粒状体の回転運動と減衰メカニズムの考察.....	54
3.4	結言.....	60
第 4 章	エネルギーに基づく減衰メカニズムの考察.....	61
4.1	緒言.....	61
4.2	主振動系のエネルギー式.....	61
4.3	球型の粒状体を用いた実験結果と計算結果.....	64
4.3.1	減衰比.....	64
4.3.2	粒状体によって主振動系になされる仕事と減衰効果.....	68
4.3.3	粒状体総質量変化時の衝突力と摩擦力による仕事.....	73
4.4	結言.....	77
第 5 章	高減衰化のための検討.....	78
5.1	緒言.....	78
5.2	粒状体の大きさの影響.....	78
5.3	粒状体個々のパラメータの影響.....	80
5.3.1	質量の影響.....	81
5.3.2	慣性モーメントの影響.....	83

---

---

5.3.3	ヤング率の影響.....	87
5.3.4	反発係数の影響.....	90
5.3.5	摩擦係数の影響.....	90
5.3.6	各パラメータの影響のまとめ.....	91
5.4	粒状体として鋼球入りゴム球を用いた場合の減衰効果.....	92
5.4.1	実験方法.....	92
5.4.2	実験結果と計算結果.....	95
5.4.3	本節のまとめ.....	100
5.5	結言.....	100
第 6 章	実機への適用.....	102
6.1	緒言.....	102
6.2	本研究で示す粒状体ダンパの利用に関する考え方.....	102
6.3	結言.....	104
第 7 章	結論.....	106
謝辞	.....	111
文献	.....	113

# 第 1 章 緒論

---

## 1.1 緒言

機械構造物において、振動は、疲労破壊や、性能の低下を引き起こすことがある。また、機械構造物における振動問題だけではなく、土木・建築・医療などのさまざまな分野で、振動を低減するための技術開発は、近年ますます重要となっている。図 1-1 は、主な振動低減方法を示したもので、振動エネルギーへのかかわり方により、「制振」、「吸振」、「振動絶縁」の 3 つに大別したものである<sup>[1]</sup>。このなかでも、制振手法は、主振動系にとりつけ振動エネルギーを散逸させることによって、振動低減をおこなうダンピング技術であり、制振材料やダンパの適用などが主体となる。本研究の対象である粒状体ダンパは、ダンパのひとつである。

制 振	: 振動エネルギーを散逸させる……………ダンピング技術
吸 振	: 付加質量系に振動エネルギーを吸収させる……動吸振器
振動絶縁	: 振動エネルギーを絶縁する……………防振

図 1-1 振動の低減方法<sup>[1]</sup>

## 1.2 ダンパ

ダンパは、産業用機械やプラントなどの大型構造物から、家電や乗用車といった一般向けの製品など、種々多様な対象物に用いられ、目的に応じて多くの種類がある。鈴木<sup>[2]</sup> は、ダンピングと制振の技術に関して、制振材料と各種ダンパの開発動向をまとめ、ダンパについては、その種類と適用区分を表 1-1 のように示し、耐温・耐湿性、耐久性および制振対象の振動特性により使い分けが必要であることを示した。

表 1-1 各種ダンパとその適用区分<sup>[2]</sup>

名称	制振対象	耐温・耐湿性	耐久性, 経年劣化	測定範囲 (振 幅/周波数)
油圧ダンパ	機械振動 耐震・耐風用	良好	良好	1mm 以上 0.1~500Hz
弾塑性ダンパ	主として 耐震用	きわめて 優れている	耐久性に難点	$\mu\text{m}$ ~50cm 500Hz 以下
粘弾性ダンパ	微振動から耐 震まで広範囲	良好	きわめて優れ ている	$\mu\text{m}$ ~50cm 0.01Hz~5kHz
電磁ダンパ	高周波微振 動, 機械振動, 耐震も可	優れている	良好	$\mu\text{m}$ 以上 0.1Hz~500Hz
摩擦ダンパ	機械振動と耐 震	耐湿性に難点	耐久性に難点	5mm 以上 50Hz 以下

また、機械学会機械力学・計測制御部門では、1992 年からダンピング研究会が活動を行っており、2016 年に示された技術ロードマップ<sup>[3]</sup>には、機械の高速化、軽量化に伴って発生する振動問題への新たな対処法、振動の抑制に対するニーズの高度化、機械・土木・建築・医療など、幅広い分野での用途に応じたダンピング技術の開発などを、社会・技術ニーズとしてあげ、それに対する技術的ブレークスルーのひとつとして、ダンパ、動吸振器の様々な分野への適用と改善をあげている。

本節では、粒状体ダンパ以外の主なダンパについて、概要と動向を示す。

### 1.2.1 オイルダンパ (油圧ダンパ)

オイルダンパは、シリンダー内に設けたバルブを通過する作動油の流体抵抗によって、減衰抵抗力を発生するダンパである。図 1-2 に示すように、弁の構造の違いより、リニア型、バイリニア型の構造があり、減衰力-速度特性が異なる。

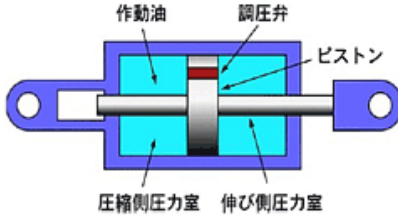
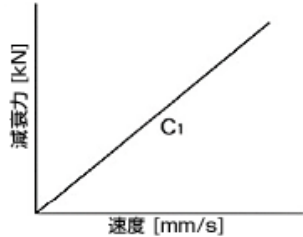
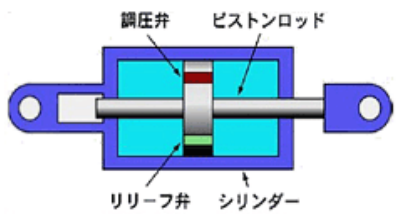
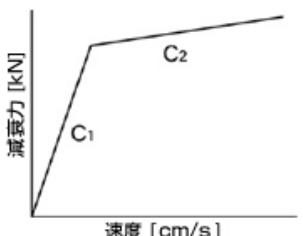
型	特長	ダンパー構造	減衰力-速度特性
リニア型	調圧弁のみを有し、減衰力は $F=CV$ の直線で得られる		
バイリニア型	調圧弁とリリーフ弁を有し、減衰力は一定速度までは速度比例で増加するが、一定速度以上では発生減衰力の増加率を小さくしている		

図 1-2 オイルダンパの種類<sup>[4]</sup>

オイルダンパは、1940 年代後半から、自動車・鉄道車両の振動低減に広く用いられてきた<sup>[5-7]</sup>。オイルの粘性係数は、温度による変化が大きいことと、その減衰機能が、流体抵抗によることから、オイルダンパの減衰係数は実験的に求めることが主流であったが、関口、浅見らは、オイルダンパの基礎的な研究として、減衰係数を解析で求め実験結果との比較を行っている<sup>[8-11]</sup>。近年、オイルダンパは、地震対策での利用が進んでおり、制振用途での研究が盛んに行われている<sup>[12-20]</sup>。

### 1.2.2 エアダンパ (空気ダンパ)

エアダンパは、構造的にはオイルダンパと同じと考えることができる。オイルに比べて、温度変化による影響が小さいため、保守が容易であるが、粘性係数が非常に小さいため、大きな減衰力を得ることが難しい。そのため、大きな減衰力を必要としな

い機器，例えばドアの防振等に，よく用いられている<sup>[21;22]</sup>．エアダンパに関する研究としては，1990年代に，エアダンパの理論解析，実験との比較などが行われている<sup>[23-27]</sup>．

### 1.2.3 弾塑性ダンパ

弾塑性ダンパは，主に金属材料の塑性変形により，エネルギーの吸収・消散を行い，振動を抑制するもので，変位が小さい領域では，剛体として機能する<sup>[28-32]</sup>．弾塑性ダンパは，主に，建物の免震や原子力発電所や化学プラントの配管系の地震応答を低減させる装置として，開発が進められてきた<sup>[33-35]</sup>．弾塑性ダンパの特徴として，入力地震レベルによって，塑性領域を調整する設計が必要であり，近年は，単一のダンパとしてよりは，システムとして，構造物の制振を行う設計法の研究が盛んに行われている<sup>[36-43]</sup>．

### 1.2.4 粘弾性ダンパ

粘弾性ダンパは，ゴムの粘弾性体と鋼板を重ね合わせて，粘弾性体のせん断変形時の粘性抵抗力によって，振動を抑制するものである．建物の制振に多く利用されており，小さな変形から，大きな変形にまで対応できるため，地震や強風といった，さまざまな揺れにも振動低減効果がある．弾塑性ダンパと同様に，近年，地震動に対する応答予測などに関する研究が盛んに行われている<sup>[38;44-53]</sup>．

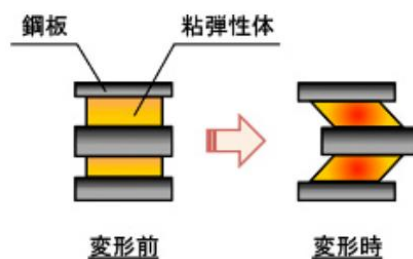


図 1 - 3 粘弾性ダンパ<sup>[54]</sup>



### 1.2.5 摩擦ダンパ

摩擦ダンパは、材料同士の摩擦を利用したもので、構造がシンプルで、耐久性もすぐれていることから、産業機械や、洗濯機など、多方面で利用されてきた<sup>[55]</sup>。また、近年は、免震用ダンパとしての研究開発が盛んに行われている<sup>[56-61]</sup>。振動停止後に、変位が残るという欠点を持っているが、他のダンパとの組み合わせによって、その欠点をカバーする研究開発も行われている<sup>[62-72]</sup>。

### 1.2.6 インパクトダンパ

インパクトダンパは、機械や構造物の振動を抑えるために、衝突エネルギーを利用するもので、古くから研究されている<sup>[73-83]</sup>。ケース内の単一の衝突体とケース間の衝突によるエネルギー消散により、振動を抑制するものであるが、建物や構造物に合わせて設計し、取り付けることができる。本研究の対象である粒状体ダンパは、インパクトダンパにおける衝突体を、複数の粒状体としたもの、とも捉えることができる。

## 1.3 粒状体ダンパ

本研究の対象である粒状体ダンパは、主振動系の質量部に容器を設置し、そこに封入した粒状体の運動を利用して減衰効果を得る減衰要素である。この構成の単純さと、他のダンパに比べて、減衰特性の温度依存性が小さいことにより、粒状体ダンパは、高い信頼性が期待できる。また、オイルダンパや空気ダンパなどで必要となる、ダンパを支持する部材・要素が粒状体ダンパでは不要であり、この特徴が粒状体ダンパ導入の容易さにつながると推察できる。

こうした背景から、粒状体ダンパに関して、これまで種々の研究が進められている。荒木・横道らは、粉粒体層の振動応答が幅広い周期性を持つことに着目し、ケース内の衝突体を粉粒体に置き換えて、その制振効果を実験と理論解析により検証した<sup>[84-88]</sup>。振動系を振動させたとき、粉粒体層を完全塑性衝突する質点と仮定した理論解析によって、制振特性を求め、質量比や容器すきまとの関係を明らかにした。また、解析の結果が実験値と良好な一致を示すことを明らかにした。

田中らは、プラグ流に見られる粒子群の粒子運動に対して、粒子群を個々の粒子として直接数値シミュレーションを行った。パイプの入口と出口に周期的な境界条件を付け、接触力は、スプリング、ダッシュポット、スライダーにより与え、計算モデル内の各粒子の動きを解析することにより、実験で観測された挙動と類似していることを確認している<sup>[89]</sup>。

Panossian は、制振対象である構造物に粒子を封入する際、封入する穴の位置と封入する量を調節することにより、目的のモードに対して最大の減衰効果が得られることを示した。さらに、粒状体の材質や大きさを変えた場合の減衰効果について、実験的な検討を行った結果、スペースシャトルのメインエンジンに発生する振動を抑制する装置への適用可能性を示した<sup>[90]</sup>。

秋山らは、粒状体より小さい単位の粉粒体を用いて実験を行なっている。実験装置には、透明なアクリル容器に着色した粒子と無着色の粒子を交互に配置した 2 次元粉粒体層を用いている。報告では、この装置を加振機で鉛直方向に加振し、写真撮影により粒子の挙動を解析している。そして、撮影した写真より、粒子の動きを解析し、粒子の流れのパターンを見つけることに成功している<sup>[91]</sup>。

佐藤らは、4 種類の粒状体と穴のあるアクリル樹脂製のテストフレームを用いて、粒状体がある場合とない場合の加振実験を行い、粒状体の種類に関係なく、粒状体の質量が増加すると減衰特性が向上することを示した。また、テストフレームの FEM 解析により、減衰特性が振動エネルギーの流れに依存することを示し、さらに、磁気共鳴イメージング装置 (MRI) の実験モデルに適用して、その効果を示した<sup>[92]</sup>。

Papalou は、離散要素法と有限要素法に基づく連成シミュレーションアルゴリズムを作成し、遠心力下での粒状体ダンパのパラメータの影響を理解することを目的としたシミュレーションを行い、シミュレーションアルゴリズムが効果的であり、遠心荷重下での粒状体ダンパを備えたプレートの解析が合理的であることを示した<sup>[93]</sup>。

松田、佐藤は、粒子トーショナルダンパについて制振特性の検討を行っている<sup>[94-98]</sup>。まず、実験的に試作ダンパの粒子量と制振性能の関係を求め、粒子量の調整により、制振性能を最適化できることを示した。さらに、実験及び解析により、従来の摩擦ダンパによる摩擦エネルギーだけでなく、最適粒子量領域におけるダンパマスの結合と

---

すべりの切り替わりによる共振周波数の変化が、粒子トーションナルダンパの制振特性に大きく影響していることを示した。

佐伯らは、個別要素法を用いて個々の粒状体の運動を計算し、粒状体による減衰特性を議論した<sup>[99-104]</sup>。個々の粒子の運動を解き、その積み重ねから粒子の集合体である粒状体の運動を数値解析する個別要素法と呼ばれる手法を用いて、粒状体の運動解析を行っている<sup>[99]</sup>。報告では、粒子の運動方程式をたて、それをすべての粒子に対して解くことで振動容器内の粒状体の輸送挙動を解析している。また、計算手法の妥当性を確認するため、計算と同一条件で実験を行い、実験結果と解析結果とが良好な一致を示すことを確認している。さらに、この解析方法を用いて、質量率、粒子径、容器の形状、容器の振動方向長さなどが、ダンパの減衰性能に与える影響を明らかにした。

佐藤らは、新幹線や特急電車に使用されるアルミ車体システムを対象に、車体と台車の間のリンク機構に粒状体を用いることを提案し、その減衰性能を粒状体質量効果と摩擦効果から検討を行い、その制振特性について実験で検証を行っている<sup>[105]</sup>。

田中らは、同じく新幹線や特急電車に使用されるアルミ車体システムを対象に、車体と台車の間のリンク機構に粒状体を用い、粒状体の質量効果と摩擦効果による減衰性能について、シミュレーションで改善効果の検証を行っている<sup>[106]</sup>。

粒状体の解析では、個々の粒子をモデル化し、その重ね合わせにより粒子全体の運動を解析する手法として、個別要素法がよく用いられているが、粒子数が多くなると計算コストが大きくなる。これに対して、小松崎らはセルオートマトンにより粒状体ダンパをモデル化し、粒状体の挙動を再現することを試みている<sup>[107]</sup>。その結果、実験結果との比較により、ある程度の妥当性を得、力学的な評価が可能であることを確認し、シミュレーション手法としての有効性を示している。

Mao らは、従来の制振材は構造内の弾性エネルギーとして消散させる仕組みであるのに対して、粒状体ダンパは摩擦と衝撃を利用して運動エネルギーとして消散させるとした。そこで、Discrete Element Method (DEM) モデリングツールとシミュレーションを用いて、減衰特性を予測し、実験結果との比較を行った結果、シミュレーションの有効性を示している<sup>[108]</sup>。

---

Wu らは、ガス粒子の流体理論に基づくモデルを作成し、粒状体ダンパの減衰特性を評価した。例としてカンチレバーの非線形自由振動を解析し、理論的な説明と実験による検証を行っている<sup>[109]</sup>。

Xu らは、炭化タングステン粒子を、構造物に開けられた縦方向（および横方向）の穴の中に埋め込んで粒状体ダンパを構成し、梁とプレートに対する実験をおこなっている。エネルギー散逸メカニズムは非線形であり、主に摩擦と衝撃現象に関連していることを示した。粒子サイズ、充填率、粒子材料などのパラメータの影響を検討した結果、せん断摩擦が減衰に寄与する主なメカニズムであるという解析結果を、実験でも裏付けている<sup>[110]</sup>。

佐藤らは、エンジン用のトーショナルダンパとして、粒子トーショナルダンパを開発・試作し、制振機構のモデリングおよびシミュレーションにより制振メカニズムを検討した。さらに、直列4気筒エンジンのクランク軸系に適用した場合の制振効果について、実験及び数値解析を行い、制振モデルの有効性と、目標とするダンパの設計が可能であることを示している<sup>[96-98]</sup>。

Ramachandran は、重力の影響下にある粒子衝撃ダンパを対象に、垂直方向に高周波で加振された場合にみられる、周期的な衝撃運動と「不規則な」運動について、ギャップクリアランス、反発係数、ベース加速度などのパラメータの影響を分析した。さらに、これらのパラメータに対する実効減衰損失係数の依存性を検討した<sup>[111]</sup>。

Xia は、離散要素法と有限要素法に基づく連成シミュレーションアルゴリズムと、遠心力下での粒状体ダンパのパラメータの影響を理解することを目的としたシミュレーションを行った。その結果、提案した連成シミュレーションアルゴリズムが効果的であり、遠心荷重下での粒状体ダンパを備えたプレートの動的特徴の解析が合理的であることを示した<sup>[112]</sup>。

野上らは、中空鉄球を用いた粒状体ダンパを 1 自由度非線形振動系に適用し、実験と解析で、高い制振効果が得られることを示している。また、新たに、重心法を用いて隙間比を算出する方法を提案し、容器断面の一辺の長さが異なっても、質量率や隙間比が同じであれば、粒状体の制振効果は、ほぼ同じ結果が得られることを確認している<sup>[113]</sup>。

---

井上らは、垂直 1 自由度振動系への粒状体ダンパの適応において、封入粒子群を反発係数が 0 の単体と近似するシミュレーション方法を提案し、その適用条件について、実験的に検討を行った。粒子材料密度、粒子直径、封入空洞部の直径などによって、シミュレーションの仮定となっている「粒子群が周期的に反発係数 0 の単体として運動する」とみなせる場合とそうでない場合があることを示し、報告された実験条件内においては、4 層程度以上の層数があればよいことを示した。また加振変位振幅を変えての実験においては、反発係数が 0 で表現できるような粒子挙動を示す際の加振変位振幅と質量比の関係を求めた。これにより、DEM 等の手法によらなくても、非弾性衝突とみなす理論的手法、ないしは若干の反発係数を考慮した単体モデルによる手法によって、粒子ダンパの制振効果を十分に予測できることを示している<sup>[114; 115]</sup>。

林らは、容積固定型粒状体ダンパについて、減衰力と設置角度の依存性を実験的に調査、さらに、粒状体として磁性粒子を使うことにより、設置角度依存性を低減する方法を提案し、その有効性を示している<sup>[116; 117]</sup>。

Sanchez らは、粒状体のサイズ、形状、反発係数をパラメータとして、粒状体ダンパのシミュレーションを行い、粒状体の断片化が発生した場合にも、断片化しない場合と同様の応答が得られることを確認した。すなわち、粒状体ダンパの減衰特性に、粒状体の形状の変化の影響は小さいことを示した<sup>[118]</sup>。

Li らは、減衰機構をチューンド・マス・ダンパー (TMD) 構成に統合したチューンド・マス・パーティクル・ダンパー (TMPD) を提案し、解析によってその有効性を示した。TMPD は、2 つの減衰機構のそれぞれの利点を組み合わせることで、特にマスダンパー構成をモーション拡大器として利用して、変位・加速度が低い場合にも、粒状体ダンパのエネルギー散逸能力を増幅する方法である<sup>[119]</sup>。

若澤らは、減衰特性の向上と騒音の低減を目的として、粒子と液体を充填した粒状体ダンパを提案し、粒子のみの場合と、粒子と液体の場合との比較実験を行った。粒子の大きさと液体の粘度をパラメータとして、減衰特性との関係を調べた結果、粒子に働く力と粒子重量が強く関係していることを示した<sup>[120; 121]</sup>。

富高らは、粒状体ダンパの建築物への利用として、建物の天井部分に、粒状体の入った袋 (粒状材) を設置することを考案し、実験と解析でその振動特性の検討を行っ

---

た。実験の結果、二重天井に粒状材を使用した場合、粒状材を使用しない場合に比べて、衝撃音圧を減少できることを確認している<sup>[122]</sup>。

本家らは、粒状体ダンパの動特性予測手法として、粒状体ダンパの多数の粒状体を巨視的に完全塑性衝突する 1 つの質点としてモデル化し、粒状体ダンパの巨視的な等価質量比・等価減衰係数を求める方法を提案した。この手法による理論解は、実験結果とよく一致することから、この方法により減衰効果を予測することができることを示した<sup>[123]</sup>。

高橋は、粒状体ダンパのねじり振動における効果を調べるため、円筒形の回転槽の中に球形粒子を充填し、実験と解析を行い、容器に適した粒子径や充填率を選択して粒子を充填すれば、ねじり振動に対する減衰の効果があることを示した<sup>[124]</sup>。

Toyouchi らは、エラストマー粒子を用いた二室セパレート型片出し粒状体ダンパの減衰力特性に及ぼす粒子の充填率、振動周波数、材料の硬度の影響を実験で調査した結果、最大の減衰力とそのヒステリシスは、粒子材料の充填率、振動周波数、およびヤング率とともに増加することを確認した。また、解析で、エラストマー粒子が両方のチャンバーに充填されたときの挙動を確認し、粒子の移動に伴う粒子間の摩擦と圧縮、粒子とチャンバー壁との摩擦、エラストマー粒子の粘性がダンパ力に大きなヒステリシスを引き起こすことを示した<sup>[125; 126]</sup>。

市川らは、基本粒径  $100\ \mu\text{m}$  以下の微細粒を容器封入することで振動減衰する粒状体ダンパの基本原理と性能評価方法について検討を行った。粒子の径と充填率、粒子種を変化させてそれぞれの差異を分析した結果、微細粒による粒状体ダンパの振動減衰は、振動変位と共振次数に対する依存性が高く、高い減衰性能を示すことを確認している<sup>[127]</sup>。

Lu らは、粒状体ダンパを鉄道レールの振動低減に利用するための検討を行った。解析に基づいて、質量、剛性および減衰要素から構成される簡略化された理論モデルを提案し、理論モデルとシミュレーション結果から等価方程式を導出し、等価モデルの主要パラメータを決定した。このモデルを使用して減衰特性を予測し、鉄道レールにおける粒状体ダンパの減衰性能を推定できることを示した<sup>[128]</sup>。

---

### 1.4 本研究の目的

前節に示したように、粒状体ダンパの研究は、ダンパ単体の減衰特性の予測のための解析、モデル化方法の検討などが行われてきた。近年は、特定対象への適用時の振動低減量の予測をするための検討が、種々進められている。これらの報告では、個別要素法をはじめとするさまざまな解析方法が、採用されている。実験結果との比較において、これらはよく現象を再現できており、どのくらい振動低減効果があるか、といったことを予測するには、効果的な解析方法であると考えられる。

しかし、これらの方法では、制振する対象物が変わり、その大きさや質量、その他の条件が変わった時に、振動低減効果はどのように変わるか、あるいは、対象物は同じでも、さらに高減衰化するためにはどうしたらよいか、などを考えるためには、解析モデルの初期条件の変更や、モデルを作り直して解析し直すといったプロセスが必要となる。

機械構造物の設計者にとって、詳細な設計を行う前に、設計の方針を得ることは非常に有益である。そこで、本研究では、数多くの条件に対して詳細な解析、実験を行う前に、設計者に高減衰化の方向性を与える量を提案することを目的として、粒状体ダンパの減衰メカニズムをどのように考えればよいかということについて、検討を行うこととした。

検討を行うにあたって、対象とする粒状体ダンパは、固有振動数は比較的高く、振動速度や加速度が大きくても振動変位は必ずしも大きくならないものとした。これまでの報告では、主振動系の固有振動数は比較的低く、振動変位が大きいものが多い。これらの粒状体ダンパは、主振動系の振動変位が大きければ、粒状体の運動もそれにとまって大きくなり、粒状体と主振動系とが衝突することで減衰効果が生じるという点が、すでにあきらかになっていると考える。

一方、多くの製品では高い固有振動数を持つものもあるため、従来の研究知見のみではそうした製品における粒状体ダンパの十分な設計は困難である。言い換えれば、高い固有振動数では、振動速度や加速度が大きくても振動変位は必ずしも大きくならないため、衝突現象のみで減衰メカニズムを説明するのは難しい。このような振動変

位が小さい系に、粒状体ダンパを適用して振動問題を解決するには、どのような点に留意すべきかなど不明な点が多く、従来の報告による知見だけでは十分とはいえない。

そこで、本研究では、高い固有振動数を持つ構造物に適用する粒状体ダンパを対象に、設計者に高減衰化の方向性を与える量を提案することを目的として、その減衰メカニズムを物理的に考察し、高い減衰特性を実現するために、粒状体ダンパの減衰メカニズムをどのように考えればよいかということについて検討を行う。

### 1.5 本論文の構成

第 1 章では、はじめに、振動を低減するために用いられる主なダンパの概要と動向を述べた後、粒状体ダンパの研究動向に焦点を当てて説明する。さらに、本論文の目的及びその構成について述べる。

第 2 章では、本研究に使用した実験装置と実験方法、およびシミュレーションモデルについて述べる。実験では、円柱型と球型の粒状体を用いる。シミュレーションでは、実験状態を再現するため、両タイプの粒状体の接触時のモデル化を行い、粒状体と主振動系の運動方程式を解くことにより、それらの変位、速度、加速度を求める。本研究では、これらの実験方法、シミュレーション方法を用いて、粒状体ダンパの減衰特性について検討を行う。

第 3 章では、粒状体ダンパは、粒状体の運動により減衰効果が得られるという基本的な考えに基づき、容器に封入した粒状体の総質量を「動く質量」と「動かない質量」に大別して考えることを提案し、それらの質量と減衰特性との関係を考察する。さらに、並進運動する粒状体の質量を「相対運動質量」、回転運動に対しては「回転運動質量」と呼称する。これらの質量を実験的、数値的に求め、得られた結果と系の減衰比との関係について考察し、これらの量によって粒状体ダンパの減衰特性が評価できることを示す。

第 4 章では、粒状体ダンパを有する振動系の減衰の物理的な理解を深めるために、振動エネルギー流れを考えることが有用であるとし、その上で検討を進める。粒状体ダンパの減衰特性がどのような物理現象によって支配されているかを、粒状体と主振動系の間振動エネルギー流れを計算により求めることによって考察する。変位によ

---



り強制加振される主振動系の振動特性は、左右の容器壁における粒状体の衝突、および、容器底面における粒状体の摩擦による消費エネルギーによって支配される。このエネルギーの流れを用いて、粒状体ダンパの減衰特性の概略を推し量ることができることを示す。

第 5 章では、粒状体ダンパの高減衰化に関する方法について検討する。粒状体の大きさ、質量、慣性モーメント、ヤング率などの材料の特性が減衰特性に及ぼす影響を計算により検討する。計算結果から、慣性モーメントを小さくし、ヤング率を最適化することにより、容器に封入した粒状体の総質量が大きいときに高減衰化を実現できることがわかった。そこで、慣性モーメントを小さくし、ヤング率を適正化することの具体策として、鋼球入りゴム球を粒状体として利用することを提案する。計算と実験から、鋼球入りゴム球の使用により減衰効果が向上できること、ならびに、鋼球入りゴム球が持つ硬性ばね特性が減衰特性に良い影響を与えることを示す。

第 6 章では、これまでの検討内容を踏まえ、粒状体ダンパの使用についての指針を述べる。本研究で示したダンパは、高い固有振動数を有する構造物の振動抑制を行うものであるが、粒状体質量を比較的大きくする必要がある。利用にあたっては、機械構造物に付加するダンパの重量にあまり制約がないことが必要である。適用例のひとつとして、磁気共鳴イメージング装置を挙げ、実機に適用する際、どのように考えるべきかを述べる。

第 7 章では、本研究から得られた主な実験・計算結果と検討内容をまとめる。

## 本研究で使用するおもな記号

---

$M$	;	主振動系（粒状体容器）の質量	[kg]
$K$	;	主振動系のばね定数	[N/m]
$C$	;	主振動系の減衰係数	[N・s/m]
$x_m$	;	主振動系の変位	[m]
$x_b$	;	基礎部に与える強制変位	[m]
$cle$	;	最終列の粒状体と容器右壁との間にできる隙間	[m]
$i$	;	粒状体の行数	—
$j$	;	粒状体の列数	—
$k_a$	;	粒状体と容器の壁の接触部のばね要素のばね定数	[N/m]
$k_b$	;	粒状体同士の接触部のばね要素のばね定数	[N/m]
$c_a$	;	粒状体と容器の壁の接触部の減衰要素の減衰定数	[N・s/m]
$c_b$	;	粒状体同士の接触部の減衰要素の減衰定数	[N・s/m]
$Q_k$	;	2つの円柱における押し付け荷重	[kp] (キロポンド)
$P$	;	2つの円柱における押し付け荷重	[N]
$l_{eff}$	;	2つの円柱における接触長さ	[mm]
$l$	;	2つの円柱における接触長さ	[m]
$\delta_k$	;	2つの円柱における接近量	[mm]
$d$	;	円柱の直径	[mm]
$\delta$	;	接近量	[m]
$\nu$	;	円柱のポアソン数	—
$E_k$	;	円柱の縦弾性係数	[kp/mm <sup>2</sup> ]

---

$m_p$	;	粒状体 1 個の質量	[kg]
$r$	;	粒状体の半径	[m]
$E_p$	;	粒状体の縦弾性係数	[GPa]
$E_w$	;	粒状体容器の縦弾性係数	[GPa]
$\nu_p$	;	粒状体のポアソン数	—
$\nu_w$	;	粒状体容器のポアソン数	—
$e_{pw}$	;	粒状体と容器壁間の反発係数	—
$e_{pp}$	;	粒状体同士の反発係数	—
$\delta$	;	接近量	[m]
$z_h(i,j)$	;	粒状体 $(i,j)$ の水平方向変位	[m]
$z_v(i,j)$	;	粒状体 $(i,j)$ の上下方向変位	[m]
$z_\theta(i,j)$	;	粒状体 $(i,j)$ の回転角	[rad]
$N_{L(i,1)}$	;	容器左壁と左端の粒状体 $(i,1)$ との接触の判定定数	—
$N_{R(i,q)}$	;	容器右壁と右端の粒状体 $(1,j)$ との接触の判定定数	—
$N_{B(1,j)}$	;	一番下の行の粒状体 $(1,j)$ と容器底面との接触判定定数	—
$sgn()$	;	摩擦力の方向をあらわす関数	—
$\mu_a$	;	粒状体と容器底面との間の摩擦係数	—
$N_{(i+1,j+1)(i,j)}$	;	粒状体 $(i,j)$ と粒状体 $(i+1,j+1)$ の接触判定定数	—
$\delta_{(i+1,j+1)(i,j)}$	;	粒状体 $(i,j)$ と粒状体 $(i+1,j+1)$ の接近量	[m]
$A_{(i+1,j+1)(i,j)}$	;	粒状体 $(i,j)$ と粒状体 $(i+1,j+1)$ の接触角度	[rad]
$\dot{z}_f(i+1,j+1)(i,j)$	;	粒状体 $(i,j)$ と粒状体 $(i+1,j+1)$ の接触面法線方向速度	[m/s]
$\dot{z}_t(i+1,j+1)(i,j)$	;	粒状体 $(i,j)$ と粒状体 $(i+1,j+1)$ の接触面接線方向速度	[m/s]
$\mu_b$	;	粒状体と粒状体間の摩擦係数	—

---

本研究で使用するおもな記号

---

$m$	;	粒状体総質量	[kg]
$m_{re}$	;	(粒状体の) 等価付加質量	[kg]
$m_{eq}$	;	(粒状体の) 相対運動質量 $(m-m_{eq})$	[kg]
$x$	;	主振動系と基礎部の相対変位 $x_m-x_b$	[m]
$f_i$	;	主振動系の内力	[N]
$\dot{x}_m$	;	主振動系の加速度	[m/s <sup>2</sup> ]
$X_m$	;	主振動系の加速度の振幅	[m/s <sup>2</sup> ]
$\phi$	;	主振動系と基礎部の相対変位の位相	[rad]
$\theta$	;	相対変位 $x$ と主振動系の加速度 $\dot{x}_m$ との位相差	[rad]
$\omega$	;	主振動系の角速度	[rad/s]
$X$	;	相対変位 $x$ の振幅	[m]
$W_f$	;	内力 $f_i$ と相対変位 $x$ によるリサーチの面積	[J]
$C_{eq}$	;	みかけの減衰係数	[N·s/m]
$\xi$	;	減衰比	—

---

# 第 2 章 粒状体ダンパの実験装置および シミュレーションモデル

---

## 2.1 緒言

本章では、実験装置と実験方法および、シミュレーションモデルとその計算方法について述べる。粒状体ダンパは、通常、制振対象物に粒状体を封入した容器を設置し、振動を抑制するものである。本研究に用いる実験装置は、粒状体を封入する容器を、制振対象となる振動系の質量部として構成し、粒状体は、円柱型と球型の二種類の形状を用いる。

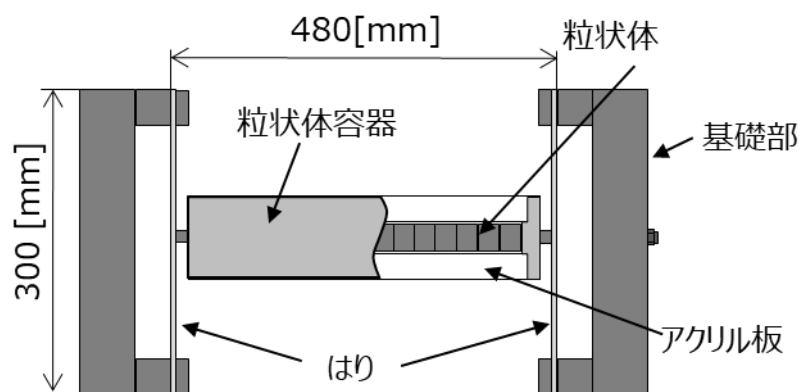
シミュレーションモデルは、容器と封入したすべての粒状体に対して、それぞれ運動方程式をたてたものである。また、容器と粒状体、粒状体と粒状体の衝突モデルは、粒状体の形状によって異なるモデルとした。

次章以降、本章で述べる実験装置、及び、シミュレーションモデルを用いて、粒状体ダンパの減衰メカニズムを検討する。

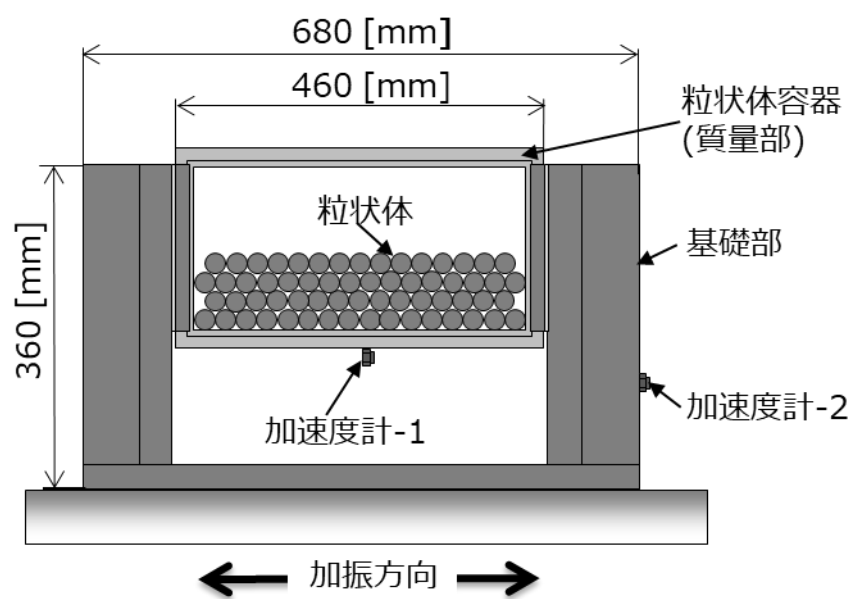
## 2.2 実験装置と方法

### 2.2.1 実験装置

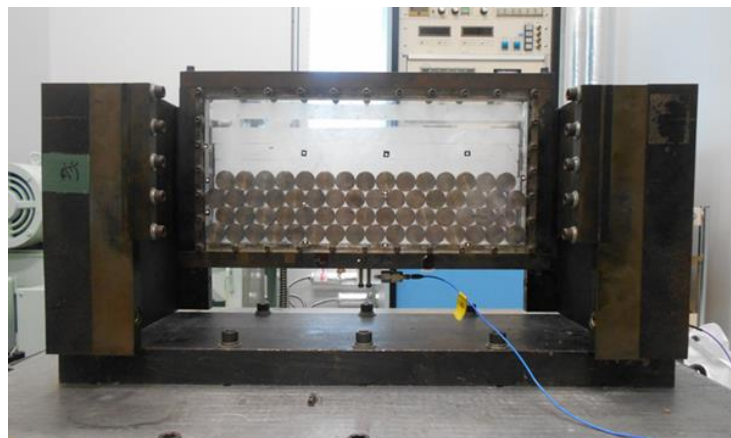
図 2-1 に本研究で実験に用いた粒状体ダンパを示す。制振対象となる振動系の質量部を模擬した粒状体容器（質量部）の両端が、2枚のはり（ばね・減衰要素）の中央に取り付けられた構造となっており、はりの両端は、基礎部に取り付けられる。各部分は鋼材であるが、実験時に粒状体容器内部の粒状体の運動を観察するために、粒状体容器の二枚の側面板はアクリル板とした。



(a) 上面図



(b) 正面図



(c) 写真 (正面)

図 2 - 1 実験に用いた粒状体ダンパ

粒状体容器の形状は、加振方向および鉛直方向に長い形状であり、奥行き方向には短い形状である。図 2-1 には、奥行き方向の寸法を図示していないが、アクリル製の側面板の位置を調節することにより、奥行き寸法は、封入する粒状体の奥行き方向の寸法と同じにでき、奥行き方向に、粒状体が 1 列のみ封入できるようになっている。これは、粒状体の運動が複雑であることから、粒状体の運動を二次元的に検討するためである。

封入する粒状体の形状は、円柱型と球型の二種類である。図 2-1 は、円柱型の粒状体を封入した状態を示している。第 3 章では、回転運動を測定するために、円柱型の粒状体を用いたが、4 章、5 章では、球型の粒状体を用いた。用いる粒状体の形状を変更した理由は、以下である。円柱型の粒状体が二次元的に運動すると考えた場合は、図 2-2 (a) に示すように、衝突時に直線で接触するのに対し、実際の実験では、必ずしも直線ではなく、図 2-2 (b) のように一点で接触することがある。そのため、安定した状態の結果を得るための調整が難しい。そこで、4 章以降の検討では、球型の粒状体を用いた。各粒状体の材質、寸法などについては、それぞれの章で述べる。

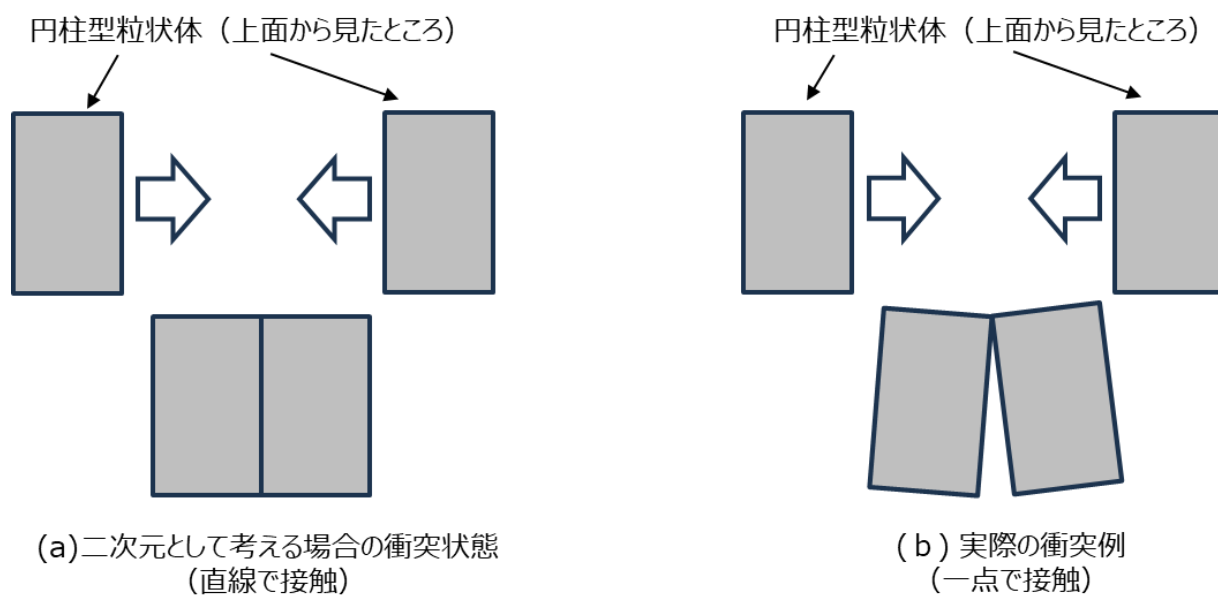


図 2-2 円柱型粒状体の衝突

以上の実験装置を、粒状体容器部を質量と考えた振動系として、検討を行う。表 2-1 に、実験装置の仕様を示す。本振動系の質量（容器）は 16.58 kg、ばね定数は 1,845 kN/m、固有振動数は 53.1Hz である。この実験装置を油圧加振機に取り付け、基礎部に水平方向の強制変位を与えて実験を行う。

表 2-1 実験装置の仕様

粒状体容器の質量	16.58 [kg]
ばね定数	1845 [kN/m]
固有振動数	53.1 [Hz]

### 2.2.2 実験方法

実験は、粒状体を封入した状態での固有振動数を計測し、次にその振動数で定常加振を行う。定常加振時に、粒状体容器ならびに基礎部に取り付けた二つの加速度計により、両者の水平方向加速度を同時に計測する。実験方法の概要について、図 2-3 に示す。また、使用機器の仕様を表 2-2 に示す。

図 2-3 に示した通り、実験装置は防振基礎上加振方向に変位可能な基礎部に取り付けられている。実験は、油圧加振機制御器で加振周波数及び基礎加速度を設定し、油圧加振機により、基礎部に水平方向に変位強制荷重を与えて行う。

計測は、粒状体容器と基礎部にそれぞれ加速度計を取り付けて行う。粒状体容器と基礎部にそれぞれ取り付けた加速度計により、質量部と基礎部の振動応答を加速度応答として出力する。これを、アンプ、フィルタを介してメモリハイコーダに入力する。計測した質量部の加速度と基礎部の加速度（以降、基礎加速度）から、減衰比を求め粒状体による制振効果を評価する。減衰比の求め方については、次章で詳しく述べる。



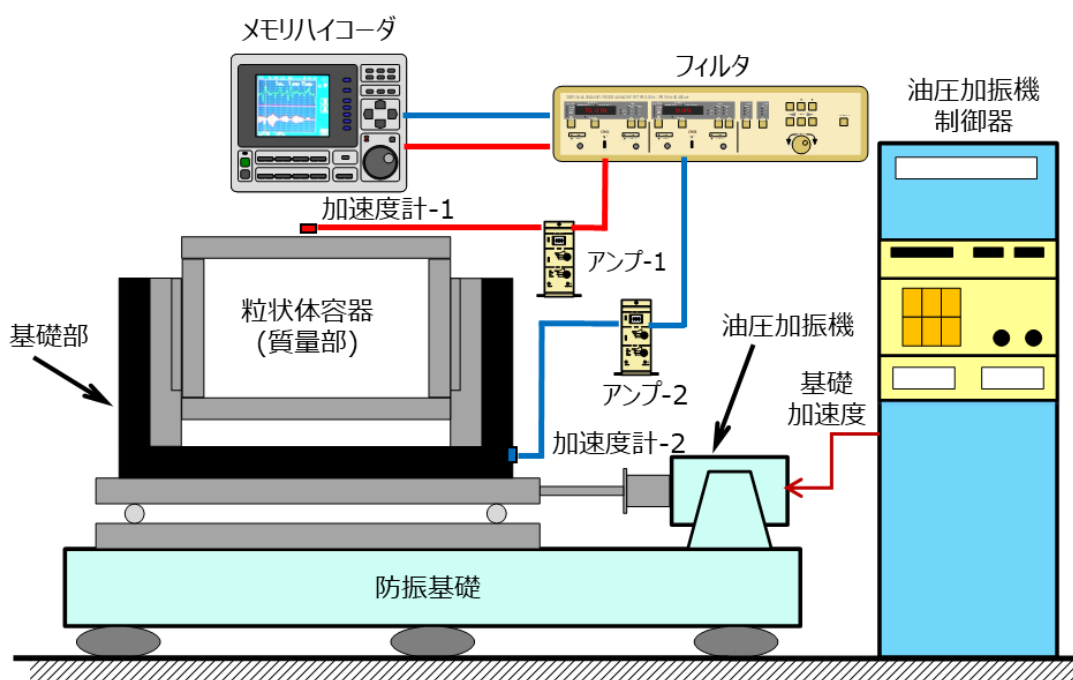


図 2 - 3 実験方法の概要

表 2 - 2 使用機器の仕様

機器名	製造会社	型式	備考
油圧加振機	鷺宮製作所	EVH-10	最大振幅 ±30mm 加振力 ±7kN
加速度計-1 (粒状体容器側)	TEAC	708LF	電圧型加速度計 1.15mV/G
加速度計-2 (基礎部側)	TEAC	708LF	電圧型加速度計 1.15mV/G
アンプ-1	TEAC	SA-630	電圧型加速度計用アンプ 倍率 ×0.1~×10000
アンプ-2	TEAC	SA-630	電圧型加速度計用アンプ 倍率 ×0.1~×10000
メモリアコーダ	HIOKI	8860	-
フィルタ	NF	3625	遮断周波数 0.001 Hz ~159.9 kHz

## 2.3 シミュレーションモデル

### 2.3.1 シミュレーションモデル（粒状体が円柱型および球型）

図 2-4 に、実験に用いた粒状体ダンパのシミュレーションモデルを示す。シミュレーションモデルは、質量  $M$ （粒状体容器）、はりのばね定数  $K$ 、減衰係数  $C$  の 1 自由度振動系（以下、主振動系とよぶ）である。シミュレーションでは、容器とひとつひとつの粒状体に対して、それぞれ運動方程式をたて、基礎部に加振力をあたえて、各部の応答を計算する。基礎部の水平方向変位を  $x_b$ 、粒状体容器の水平方向変位を  $x_m$  とする。図 2-4 は、粒状体容器内に、粒状体を並べた様子を示しており、 $i$  行  $j$  列の粒状体（以下、粒状体  $(i, j)$  とする）の水平方向変位を  $z_h(i, j)$ 、上下方向変位を  $z_v(i, j)$ 、回転角を  $z_\theta(i, j)$  で表記する。なお、行については最下段を 1 行目（ $i=1$ ）、列については左端を 1 列目（ $j=1$ ）としている。各行における列の番号の具体的なつけ方については、図 2-5 に示す。また、1 行に隙間なく並べたときに最終列の粒状体と容器右壁との間にできる隙間を  $cle$  とする。

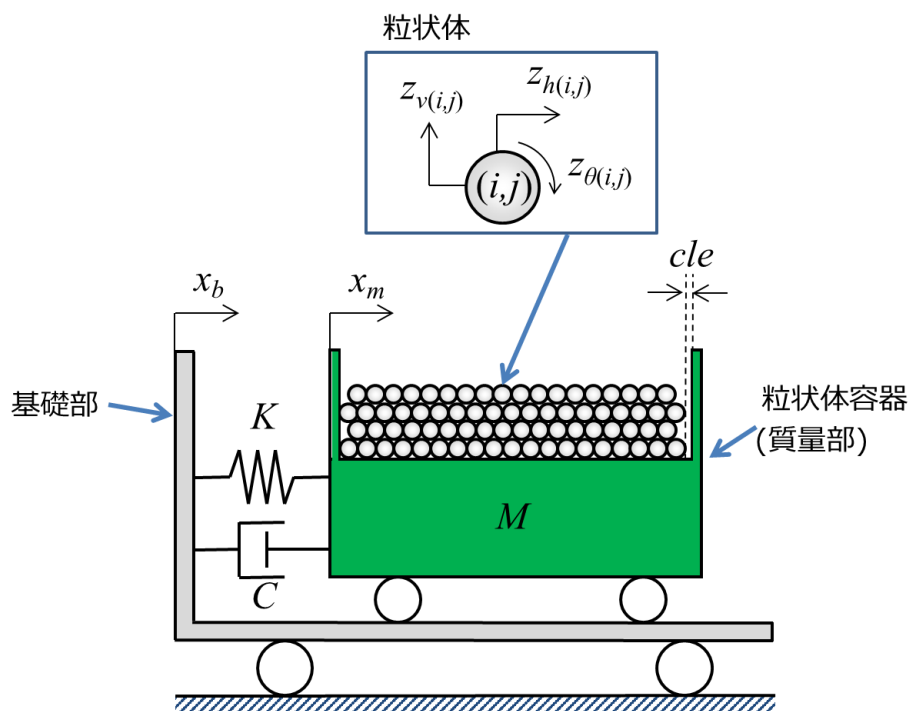


図 2-4 粒状体ダンパの数値シミュレーションモデル

図 2-5 に、シミュレーションの初期状態における容器内の粒状体の配置を示す。初期状態では奇数行と偶数行の粒状体が図に示したように  $60^\circ$  となるように並べた。なお、次章以降、粒状体の総質量（以降、粒状体総質量）を変化させたときの減衰特性について検討を行っているが、粒状体総質量は粒状体の行数を変化させることで行っている。

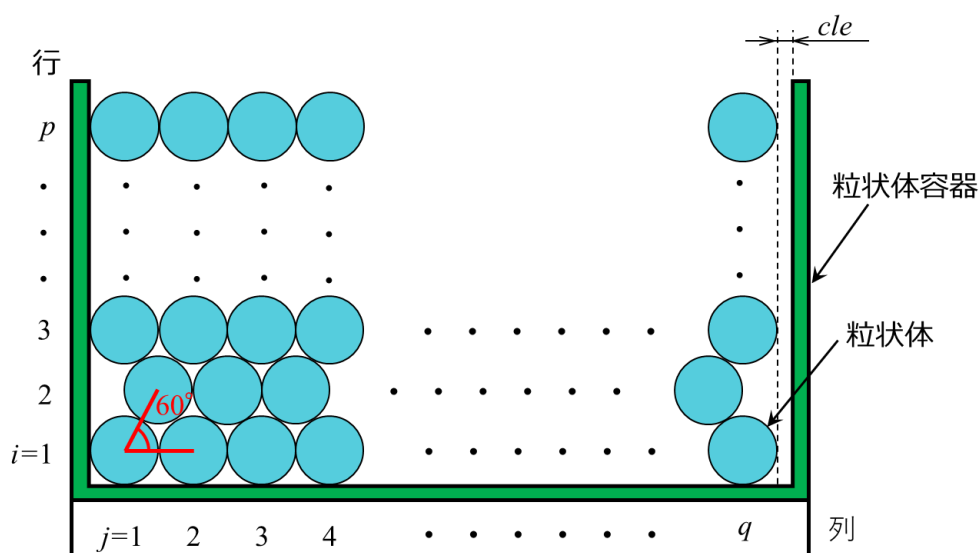


図 2-5 シミュレーションの初期状態における容器内の粒状体の配置

### 2.3.2 接触部のモデル化(粒状体が円柱型の場合)

粒状体と容器の壁、あるいは、粒状体同士の接触部を、図 2-6 に示すようにばね要素と減衰要素でモデル化する。粒状体が球型の場合、本江・佐伯らは、Hertz の接触理論を用いて、荷重と接近量の比からばね定数  $k_a$  を定めている<sup>[100; 129]</sup>。

円柱型の粒状体を用いる場合は、Hertz の接触理論では接近量は求められない。図 2-7 のように荷重  $Q_k[\text{kp}]$  で押し合っている 2 つの円柱において、接触している長さを  $l_{\text{eff}}[\text{mm}]$  とすると、その接近量  $\delta_k[\text{mm}]$  と円柱の直径  $d[\text{mm}]$  は、以下の関係となる<sup>[130]</sup>。  
式(1)において  $\nu$  はポアソン数、 $E_k[\text{kp}/\text{mm}^2]$  は縦弾性係数である。(kp: キロポンド)

$$\frac{\delta_k}{d} = \frac{4\nu^2 - 1}{\pi \nu^2 E_k} \frac{Q_k}{dl_{eff}} \left[ 1.1931 + \ln\left(\frac{l_{eff}}{d}\right) - \frac{1}{2} \ln\left(\frac{\nu^2 - 1}{\nu^2 E_k} \frac{Q_k}{\pi dl_{eff}}\right) \right] \quad (1)$$

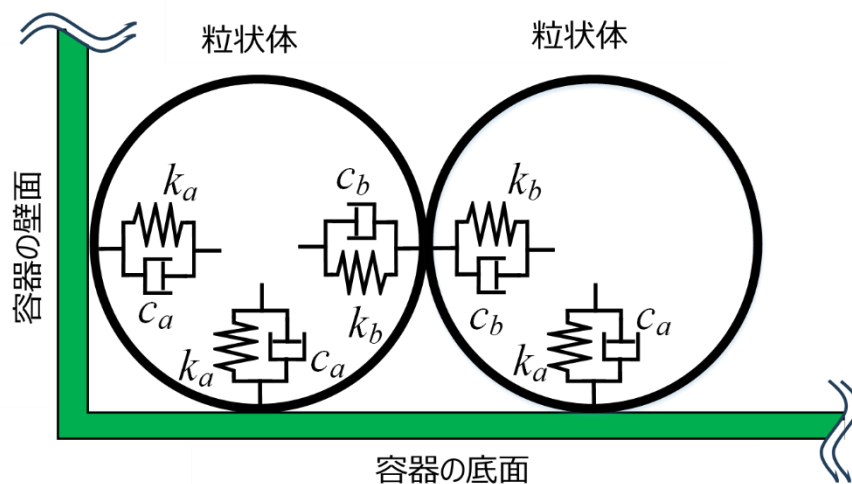


図 2-6 接触部のモデル化

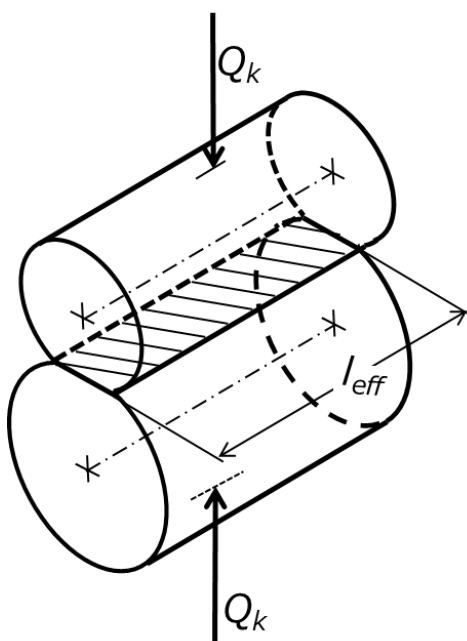


図 2-7 円柱の接触

さらに、両方の円柱が鋼材の場合 ( $\nu=10/3$ ,  $E_k=2.12 \times 10^4 \text{ kp/mm}^2$ ), 接近量  $\delta_k$  は式(2)で与えられる<sup>[13]</sup>. 式(2)において,  $P$  は, 荷重  $Q_k$  の単位を[N]に変換した値である.

$$\delta_k = 4.05 \times 10^{-5} P^{0.925} l_{eff}^{-0.85} \quad (2)$$

式(2)では, 接近量  $\delta_k$  は, 円柱の径に依存しない. このため, 円柱と平面の接触の場合にも式(2)は成立する. 式(2)を接触している長さ  $l_{eff}[\text{mm}]$  を  $l[\text{m}]$ , 接近量  $\delta_k[\text{mm}]$  を接近量  $\delta[\text{m}]$  に単位変換して, 荷重  $P$  について整理すれば,

$$P = 5.61 \times 10^{10} l^{0.92} \cdot \delta^{1.08} \quad (3)$$

の関係式が得られ, 図 2-6 のばねの復元力を,

$$P = k_a \cdot \delta \quad , \quad P = k_b \cdot \delta \quad (4)$$

であらわせば, 式(3)より, 図 2-6 に示したばね定数  $k_a$ ,  $k_b$  は, 以下で求めることができる.

$$k_a = k_b = 5.61 \times 10^{10} \cdot l^{0.92} \cdot \delta^{0.08} \quad (5)$$

粒状体と容器壁との間の減衰係数  $c_a$ , および, 粒状体同士の減衰係数  $c_b$  は, 以下の式で与えられる<sup>[129]</sup>.  $m_p[\text{kg}]$  は粒状体 1 個の質量,  $e_{pw}$  は粒状体と容器壁間の反発係数,  $e_{pp}$  は粒状体同士の反発係数である.

$$c_a = \frac{1}{\pi} \ln \left( \frac{1}{e_{pw}^2} \right) \sqrt{m_p \cdot k_a} = c_{aa} \cdot \delta^{0.04} \quad (6)$$

$$c_{aa} = \frac{1}{\pi} \ln \left( \frac{1}{e_{pw}^2} \right) \sqrt{m_p \cdot 5.61 \times 10^{10} \cdot l^{0.92}} \quad (7)$$

$$c_b = \frac{1}{\pi} \ln \left( \frac{1}{e_{pp}^2} \right) \sqrt{m_p \cdot k_b} = c_{bb} \cdot \delta^{0.04} \quad (8)$$

$$c_{bb} = \frac{1}{\pi} \ln \left( \frac{1}{e_{pp}^2} \right) \sqrt{m_p \cdot 5.61 \times 10^{10} \cdot l^{0.92}} \quad (9)$$

### 2.3.3 主振動系と粒状体の運動方程式(粒状体が円柱型の場合)

本研究では、固有振動数が約 50Hz の振動系を制振対象としており、主振動系の共振時の変位は数十マイクロメートルであるため、容器内の粒状体は、実験、計算ともに、図 2-5 に示した粒状体の初期配置に対して、左右上下の粒状体の並び方は変化しない(飛び越えたり、入れ替わったりしない)ことを前提とする。

図 2-4、図 2-5 と式(5)、(6)、(7)、(8)、(9)から、円柱型の粒状体を用いた場合の主振動系の運動方程式は、以下で与えられる。

$$\begin{aligned} M\ddot{x}_m = & -K(x_m - x_b) - C(\dot{x}_m - \dot{x}_b) \\ & - \sum_{i=1}^p N_{L(i,1)} \left\{ k_a (-z_{h(i,1)} + x_m)^{1.08} \right. \\ & \quad \left. + c_{aa} (-z_{h(i,1)} + x_m)^{0.04} (-\dot{z}_{h(i,1)} + \dot{x}_m) \right\} \\ & + \sum_{i=1}^p N_{R(i,q)} \left\{ k_a (z_{h(i,q)} + (x_m + cle))^{1.08} \right. \\ & \quad \left. + c_{aa} (z_{h(i,q)} - (x_m + cle))^{0.04} (\dot{z}_{h(i,q)} - \dot{x}_m) \right\} \\ & + \sum_{j=1}^q N_{B(1,j)} \operatorname{sgn}(\dot{z}_{v(1,j)} - \dot{x}_m - r\dot{z}_{\theta(1,j)}) \mu_a \left\{ k_a (-z_{v(1,j)})^{1.08} \right. \\ & \quad \left. + c_{aa} (-z_{v(1,j)})^{0.04} (-\dot{z}_{v(1,j)}) \right\} \end{aligned} \quad (10)$$

ここで、 $N_{L(i,1)}$  は、左壁と左端の粒状体 $(i,1)$ との接触の判定の定数であり、接触している場合は 1、それ以外は 0 である。 $N_{R(i,q)}$  は、右壁と右端の粒状体 $(i,q)$ との接触の判定の定数である。 $N_{B(1,j)}$  は、一番下の行の粒状体 $(1,j)$ と容器底面との接触を判定する定数である。 $sgn()$ は摩擦力の方向を決定するための関数であり、括弧内の値が正なら 1 を、負なら -1 を、0 なら 0 を代入する。また、 $\mu_a$ は、粒状体と容器底面との間の摩擦係数である。

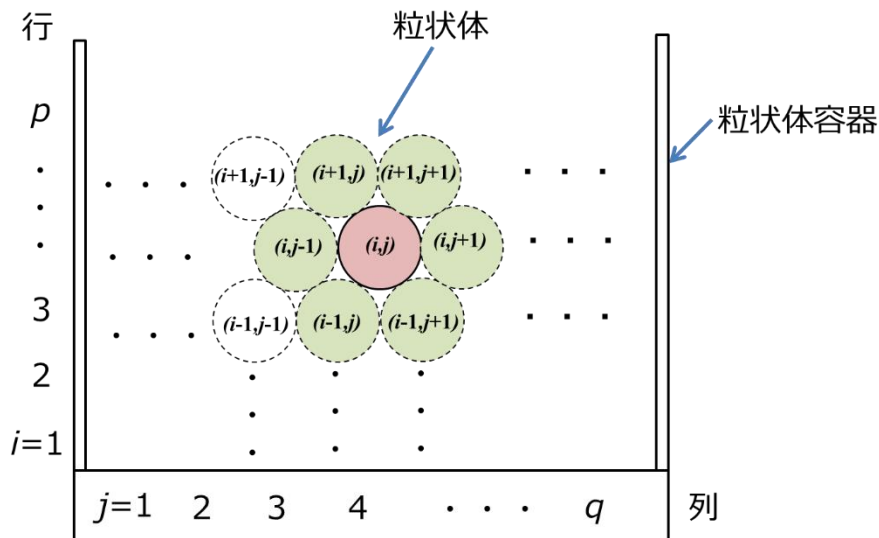


図 2-8 粒状体の配置例

図 2-8 に、粒状体の配置例を示す。図 2-8 において、粒状体 $(i,j)$ に対して、接触する可能性がある粒状体は、 $(i-1,j)$ 、 $(i-1,j+1)$ 、 $(i,j-1)$ 、 $(i,j+1)$ 、 $(i+1,j)$ 、 $(i+1,j+1)$  の計 6 個の粒状体であり、粒状体 $(i,j)$ の運動は、これらの粒状体との接触によって決まる。式(11)に、粒状体 $(i,j)$ の水平方向の運動方程式を示す。

式(11)の第 1 項から第 6 項は、それぞれ粒状体 $(i-1,j)$ 、 $(i-1,j+1)$ 、 $(i,j-1)$ 、 $(i,j+1)$ 、 $(i+1,j)$ 、 $(i+1,j+1)$  から受ける力である。以下、粒状体 $(i,j)$ と  $(i+1,j+1)$ との間における力を表す式(11)の第 6 項を代表に、説明を加える。

$N_{(i+1,j+1)(i,j)}$ は、粒状体 $(i,j)$ と粒状体 $(i+1,j+1)$ の接触の判定の定数であり、接触している場合は 1、それ以外は 0 である。 $\delta_{(i+1,j+1)(i,j)}$ は、図 2-9 に示すように粒状体 $(i,j)$

と粒状体 $(i+1, j+1)$ の接近量,  $A_{(i+1, j+1)(i, j)}$ は粒状体 $(i, j)$ と粒状体 $(i+1, j+1)$ の接触角度である. また, 図 2-10 に示すように,  $\dot{z}_{f(i+1, j+1)(i, j)}$ は, 粒状体 $(i, j)$ と粒状体 $(i+1, j+1)$ の接触面法線方向の速度,  $\dot{z}_{t(i+1, j+1)(i, j)}$ は, 粒状体 $(i, j)$ と粒状体 $(i+1, j+1)$ の接触面接線方向の速度である. さらに,  $\mu_b$ は粒状体と粒状体間の摩擦係数である.

$$\begin{aligned}
 m_p \ddot{z}_{h(i, j)} = & N_{(i-1, j)(i, j)} \left\{ k_b \delta_{(i-1, j)(i, j)}^{1.08} + c_{bb} |\delta_{(i-1, j)(i, j)}|^{0.04} (\dot{z}_{f(i-1, j)(i, j)} - \dot{z}_{f(i, j)(i-1, j)}) \right\} \\
 & \{ \cos A_{(i-1, j)(i, j)} \\
 & + \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i-1, j)(i, j)} + r \dot{z}_{\theta(i, j)} + \dot{z}_{t(i, j)(i-1, j)} + r \dot{z}_{\theta(i-1, j)}) \mu_b \sin A_{(i-1, j)(i, j)} \} \\
 + & N_{(i-1, j+1)(i, j)} \left\{ k_b \delta_{(i-1, j+1)(i, j)}^{1.08} \right. \\
 & \left. + c_{bb} |\delta_{(i-1, j+1)(i, j)}|^{0.04} (\dot{z}_{f(i-1, j+1)(i, j)} - \dot{z}_{f(i, j)(i-1, j+1)}) \right\} \\
 & \{ \cos A_{(i-1, j+1)(i, j)} \\
 & + \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i-1, j+1)(i, j)} + r \dot{z}_{\theta(i, j)} + \dot{z}_{t(i, j)(i-1, j+1)} \\
 & + r \dot{z}_{\theta(i-1, j+1)}) \mu_b \sin A_{(i-1, j+1)(i, j)} \} \\
 + & N_{(i, j-1)(i, j)} \left\{ k_b \delta_{(i, j-1)(i, j)}^{1.08} + c_{bb} |\delta_{(i, j-1)(i, j)}|^{0.04} (\dot{z}_{f(i, j-1)(i, j)} - \dot{z}_{f(i, j)(i, j-1)}) \right\} \\
 & \{ \cos A_{(i, j-1)(i, j)} + \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i, j-1)(i, j)} + r \dot{z}_{\theta(i, j)} + \dot{z}_{t(i, j)(i, j-1)} + r \dot{z}_{\theta(i, j-1)}) \mu_b \sin A_{(i, j-1)(i, j)} \} \\
 + & N_{(i, j+1)(i, j)} \left\{ k_b \delta_{(i, j+1)(i, j)}^{1.08} + c_{bb} |\delta_{(i, j+1)(i, j)}|^{0.04} (\dot{z}_{f(i, j+1)(i, j)} - \dot{z}_{f(i, j)(i, j+1)}) \right\} \\
 & \{ \cos A_{(i, j+1)(i, j)} \\
 & + \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i, j+1)(i, j)} + r \dot{z}_{\theta(i, j)} + \dot{z}_{t(i, j)(i, j+1)} + r \dot{z}_{\theta(i, j+1)}) \mu_b \sin A_{(i, j+1)(i, j)} \} \\
 + & N_{(i+1, j)(i, j)} \left\{ k_b \delta_{(i+1, j)(i, j)}^{1.08} + c_{bb} |\delta_{(i+1, j)(i, j)}|^{0.04} (\dot{z}_{f(i+1, j)(i, j)} - \dot{z}_{f(i, j)(i+1, j)}) \right\} \\
 & \{ \cos A_{(i+1, j)(i, j)} + \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i+1, j)(i, j)} + r \dot{z}_{\theta(i, j)} + \dot{z}_{t(i, j)(i+1, j)} + r \dot{z}_{\theta(i+1, j)}) \mu_b \sin A_{(i+1, j)(i, j)} \} \\
 + & N_{(i+1, j+1)(i, j)} \left\{ k_b \delta_{(i+1, j+1)(i, j)}^{1.08} + c_{bb} |\delta_{(i+1, j+1)(i, j)}|^{0.04} (\dot{z}_{f(i+1, j+1)(i, j)} - \dot{z}_{f(i, j)(i+1, j+1)}) \right\} \\
 & \{ \cos A_{(i+1, j+1)(i, j)} \\
 & + \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i+1, j+1)(i, j)} + r \dot{z}_{\theta(i, j)} + \dot{z}_{t(i, j)(i+1, j+1)} \\
 & + r \dot{z}_{\theta(i+1, j+1)}) \mu_b \sin A_{(i+1, j+1)(i, j)} \}
 \end{aligned} \tag{11}$$



式(11)は、周りに粒状体がある状態での運動方程式であるが、容器の壁や底面に接する場合は、該当する項が容器との接触の式となる。また、粒状体は上下方向、回転方向にも運動するため、上下方向、回転方向にも式(11)と同様に運動方程式を立てて計算を行う。上下方向、回転方向の運動方程式を、式(12)、式(13)に示す。

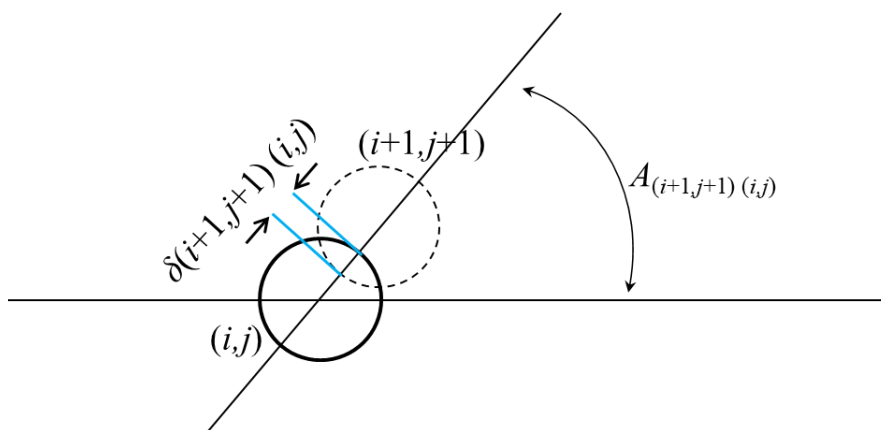


図 2 - 9 粒状体同士の接近量と接触角度

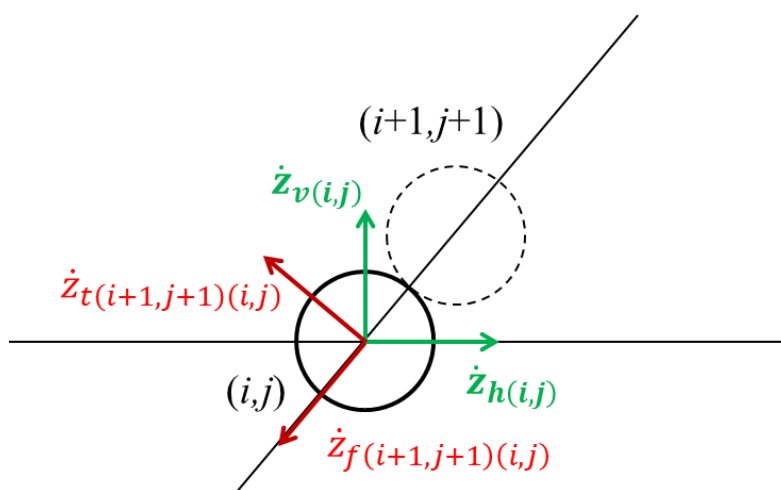


図 2 - 1 0 粒状体の接触面法線方向速度と接触面接線方向速度

$$\begin{aligned}
 m_p \ddot{z}_{v(i,j)} = & N_{(i-1,j)(i,j)} \left\{ k_b \delta_{(i-1,j)(i,j)}^{1.08} + c_{bb} |\delta_{(i-1,j)(i,j)}|^{0.04} (\dot{z}_{f(i-1,j)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i-1,j)}) \right\} \\
 & \left\{ \sin A_{(i-1,j)(i,j)} \right. \\
 & \quad \left. - \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i-1,j)(i,j)} + r\dot{z}_{\theta(i,j)} + \dot{z}_{t(i,j)(i-1,j)} + r\dot{z}_{\theta(i-1,j)}) \mu_b \sin A_{(i-1,j)(i,j)} \right\} \\
 + & N_{(i-1,j+1)(i,j)} \left\{ k_b \delta_{(i-1,j+1)(i,j)}^{1.08} \right. \\
 & \quad \left. + c_{bb} |\delta_{(i-1,j+1)(i,j)}|^{0.04} (\dot{z}_{f(i-1,j+1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i-1,j+1)}) \right\} \\
 & \left\{ \sin A_{(i-1,j+1)(i,j)} \right. \\
 & \quad \left. - \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i-1,j+1)(i,j)} + r\dot{z}_{\theta(i,j)} + \dot{z}_{t(i,j)(i-1,j+1)} \right. \\
 & \quad \left. + r\dot{z}_{\theta(i-1,j+1)}) \mu_b \sin A_{(i-1,j+1)(i,j)} \right\} \\
 + & N_{(i,j-1)(i,j)} \left\{ k_b \delta_{(i,j-1)(i,j)}^{1.08} + c_{bb} |\delta_{(i,j-1)(i,j)}|^{0.04} (\dot{z}_{f(i,j-1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i,j-1)}) \right\} \\
 & \left\{ \sin A_{(i,j-1)(i,j)} \right. \\
 & \quad \left. - \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i,j-1)(i,j)} + r\dot{z}_{\theta(i,j)} + \dot{z}_{t(i,j)(i,j-1)} + r\dot{z}_{\theta(i,j-1)}) \mu_b \sin A_{(i,j-1)(i,j)} \right\} \\
 + & N_{(i,j+1)(i,j)} \left\{ k_b \delta_{(i,j+1)(i,j)}^{1.08} + c_{bb} |\delta_{(i,j+1)(i,j)}|^{0.04} (\dot{z}_{f(i,j+1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i,j+1)}) \right\} \\
 & \left\{ \sin A_{(i,j+1)(i,j)} \right. \\
 & \quad \left. - \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i,j+1)(i,j)} + r\dot{z}_{\theta(i,j)} + \dot{z}_{t(i,j)(i,j+1)} + r\dot{z}_{\theta(i,j+1)}) \mu_b \sin A_{(i,j+1)(i,j)} \right\} \\
 + & N_{(i+1,j)(i,j)} \left\{ k_b \delta_{(i+1,j)(i,j)}^{1.08} + c_{bb} |\delta_{(i+1,j)(i,j)}|^{0.04} (\dot{z}_{f(i+1,j)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i+1,j)}) \right\} \\
 & \left\{ \sin A_{(i+1,j)(i,j)} \right. \\
 & \quad \left. - \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i+1,j)(i,j)} + r\dot{z}_{\theta(i,j)} + \dot{z}_{t(i,j)(i+1,j)} + r\dot{z}_{\theta(i+1,j)}) \mu_b \sin A_{(i+1,j)(i,j)} \right\} \\
 + & N_{(i+1,j+1)(i,j)} \left\{ k_b \delta_{(i+1,j+1)(i,j)}^{1.08} \right. \\
 & \quad \left. + c_{bb} |\delta_{(i+1,j+1)(i,j)}|^{0.04} (\dot{z}_{f(i+1,j+1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i+1,j+1)}) \right\} \\
 & \left\{ \sin A_{(i+1,j+1)(i,j)} \right. \\
 & \quad \left. - \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i+1,j+1)(i,j)} + r\dot{z}_{\theta(i,j)} + \dot{z}_{t(i,j)(i+1,j+1)} \right. \\
 & \quad \left. + r\dot{z}_{\theta(i+1,j+1)}) \mu_b \sin A_{(i+1,j+1)(i,j)} \right\}
 \end{aligned} \tag{12}$$

$$\begin{aligned}
 I\ddot{z}_{\theta(i,j)} = & N_{(i-1,j)(i,j)} \operatorname{sgn}(\dot{z}_{t(i-1,j)(i,j)} - r\dot{z}_{\theta(i,j)} - \dot{z}_{t(i,j)(i-1,j)} - r\dot{z}_{\theta(i-1,j)}) \mu_b \left\{ k_b \delta_{(i-1,j)(i,j)} \right. \\
 & \left. + c_{bb} |\delta_{(i-1,j)(i,j)}|^{0.04} (\dot{z}_{f(i-1,j)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i-1,j)}) \right\} \\
 & + N_{(i-1,j+1)(i,j)} \operatorname{sgn}(\dot{z}_{t(i-1,j+1)(i,j)} - r\dot{z}_{\theta(i,j)} - \dot{z}_{t(i,j)(i-1,j+1)} \\
 & - r\dot{z}_{\theta(i-1,j+1)}) \mu_b \left\{ k_b \delta_{(i-1,j+1)(i,j)} \right. \\
 & \left. + c_{bb} |\delta_{(i-1,j+1)(i,j)}|^{0.04} (\dot{z}_{f(i-1,j+1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i-1,j+1)}) \right\} \\
 & + N_{(i,j-1)(i,j)} \operatorname{sgn}(\dot{z}_{t(i,j-1)(i,j)} - r\dot{z}_{\theta(i,j)} - \dot{z}_{t(i,j)(i,j-1)} - r\dot{z}_{\theta(i,j-1)}) \mu_b \left\{ k_b \delta_{(i,j-1)(i,j)} \right. \\
 & \left. + c_{bb} |\delta_{(i,j-1)(i,j)}|^{0.04} (\dot{z}_{f(i,j-1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i,j-1)}) \right\} \\
 & + N_{(i,j+1)(i,j)} \operatorname{sgn}(\dot{z}_{t(i,j+1)(i,j)} - r\dot{z}_{\theta(i,j)} - \dot{z}_{t(i,j)(i,j+1)} - r\dot{z}_{\theta(i,j+1)}) \mu_b \left\{ k_b \delta_{(i,j+1)(i,j)} \right. \\
 & \left. + c_{bb} |\delta_{(i,j+1)(i,j)}|^{0.04} (\dot{z}_{f(i,j+1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i,j+1)}) \right\} \\
 & + N_{(i+1,j)(i,j)} \operatorname{sgn}(\dot{z}_{t(i+1,j)(i,j)} - r\dot{z}_{\theta(i,j)} - \dot{z}_{t(i,j)(i+1,j)} - r\dot{z}_{\theta(i+1,j)}) \mu_b \left\{ k_b \delta_{(i+1,j)(i,j)} \right. \\
 & \left. + c_{bb} |\delta_{(i+1,j)(i,j)}|^{0.04} (\dot{z}_{f(i+1,j)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i+1,j)}) \right\} \\
 & + N_{(i+1,j+1)(i,j)} \operatorname{sgn}(\dot{z}_{t(i+1,j+1)(i,j)} - r\dot{z}_{\theta(i,j)} - \dot{z}_{t(i,j)(i+1,j+1)} \\
 & - r\dot{z}_{\theta(i+1,j+1)}) \mu_b \left\{ k_b \delta_{(i+1,j+1)(i,j)} \right. \\
 & \left. + c_{bb} |\delta_{(i+1,j+1)(i,j)}|^{0.04} (\dot{z}_{f(i+1,j+1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i+1,j+1)}) \right\}
 \end{aligned} \tag{13}$$

### 2.3.4 接触部のモデル化(粒状体が球型の場合)

粒状体が球型の場合も、シミュレーションモデルは、図 2-4 のシミュレーションモデルとおなじである。基礎部と容器は水平方向のみ運動し、粒状体は、水平方向、垂直方向、奥行き方向を軸とする回転方向の 3 方向のみ運動することとし、平面問題として扱う。粒状体はすべて同じ大きさで質量は  $m_p$ 、半径  $r$  の球形状とする。円柱型の場合は、粒状体の衝突時の接近量が小さく、計算の刻み幅を小さくする必要があったが、球型の場合は、計算の刻み幅を 10 倍大きくできるため、計算時間の短縮を図ることができる。

粒状体が球型の場合も、粒状体と容器の壁、あるいは、粒状体同士の接触部は、円柱型の粒状体の時と同様に、図 2-6 に示すようにばね要素と減衰要素でモデル化する。Hertz の接触理論から、ばね定数  $k_a$ 、 $k_b$  は式(14),(15)で与えられ<sup>[100]</sup>、減衰係数  $c_a$ 、 $c_b$  は、衝突によるエネルギー消費量と反発係数の関係を用いて、式(16),(17)のように定義する<sup>[129]</sup>。  $E_p$  は粒状体の縦弾性係数、 $E_w$  は粒状体容器の縦弾性係数、 $\nu_p$  は粒状体のポアソン比、 $\nu_w$  は粒状体容器のポアソン比、 $\delta$  は、接触する粒状体同士、あるいは粒状体と容器の壁の接近量である。

$$k_a = \frac{4\sqrt{r}}{3} \left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_w^2}{E_w} \right)^{-1} \quad (14)$$

$$k_b = \frac{4\sqrt{\frac{r}{2}}}{3} \left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right)^{-1} \quad (15)$$

$$c_a = 2 \frac{1}{2\pi} \ln \left( \frac{1}{e_{pw}^2} \right) \sqrt{m_p \times k_a} |\delta|^{\frac{1}{4}} = c_{aa} |\delta|^{\frac{1}{4}}, \quad c_{aa} = 2 \frac{1}{2\pi} \ln \left( \frac{1}{e_{pw}^2} \right) \sqrt{m_p \times k_a} \quad (16)$$

$$c_b = 2 \frac{1}{2\pi} \ln \left( \frac{1}{e_{pp}^2} \right) \sqrt{m_p \times k_b} |\delta|^{\frac{1}{4}} = c_{bb} |\delta|^{\frac{1}{4}}, \quad c_{bb} = 2 \frac{1}{2\pi} \ln \left( \frac{1}{e_{pp}^2} \right) \sqrt{m_p \times k_b} \quad (17)$$

## 2.3.5 主振動系と粒状体の運動方程式 (粒状体が球型の場合)

接触部のばね定数と減衰係数を用いて、主振動系（容器）の運動方程式は、円柱型の粒状体の場合の式(10)と同様に、以下の式(18),(19),(20),(21)で表すことができる。

$$M\ddot{x}_m = -K(x_m - x_b) - C(\dot{x}_m - \dot{x}_b) - \sum_{i=1}^p N_{L(i,1)} f_{L(i,1)} + \sum_{i=1}^p N_{R(i,q)} f_{R(i,q)} + \sum_{j=1}^q N_{B(1,j)} f_{B(1,j)} \quad (18)$$

$$f_{L(i,1)} = k_a(-z_{h(i,1)} + x_m)^{\frac{3}{2}} + c_{aa}(-z_{h(i,1)} + x_m)^{\frac{1}{4}}(-\dot{z}_{h(i,1)} + \dot{x}_m) \quad (19)$$

$$f_{R(i,q)} = k_a(z_{h(i,q)} + (x_m + cle))^{\frac{3}{2}} + c_{aa}(z_{h(i,q)} - (x_m + cle))^{\frac{1}{4}}(\dot{z}_{h(i,q)} - \dot{x}_m) \quad (20)$$

$$f_{B(1,j)} = \text{sgn}(\dot{z}_{v(1,j)} - \dot{x}_m - r\dot{z}_{\theta(1,j)})\mu_a \left\{ k_a(-z_{v(1,j)})^{\frac{3}{2}} + c_{aa}(-z_{v(1,j)})^{\frac{1}{4}}(-\dot{z}_{v(1,j)}) \right\} \quad (21)$$

また、図 2-8 のように、粒状体が配置された場合、粒状体  $(i, j)$  の水平方向、上下方向、回転方向の運動方程式は、式(11), (12), (13)と同様に、以下の式(22), (23), (24)となる。

$$\begin{aligned}
 m_p \ddot{z}_{h(i,j)} = & N_{(i-1,j)(i,j)} \left\{ k_b \delta_{(i-1,j)(i,j)}^{\frac{3}{2}} + c_{bb} |\delta_{(i-1,j)(i,j)}|^{\frac{1}{4}} (\dot{z}_{f(i-1,j)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i-1,j)}) \right\} \\
 & \{ \cos A_{(i-1,j)(i,j)} + \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i-1,j)(i,j)} + r\dot{z}_{\theta(i,j)} + \dot{z}_{t(i,j)(i-1,j)} + r\dot{z}_{\theta(i-1,j)}) \mu_b \sin A_{(i-1,j)(i,j)} \} \\
 & + N_{(i-1,j+1)(i,j)} \left\{ k_b \delta_{(i-1,j+1)(i,j)}^{\frac{3}{2}} + c_{bb} |\delta_{(i-1,j+1)(i,j)}|^{\frac{1}{4}} (\dot{z}_{f(i-1,j+1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i-1,j+1)}) \right\} \\
 & \{ \cos A_{(i-1,j+1)(i,j)} \\
 & \quad + \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i-1,j+1)(i,j)} + r\dot{z}_{\theta(i,j)} + \dot{z}_{t(i,j)(i-1,j+1)} \\
 & \quad + r\dot{z}_{\theta(i-1,j+1)}) \mu_b \sin A_{(i-1,j+1)(i,j)} \} \\
 & + N_{(i,j-1)(i,j)} \left\{ k_b \delta_{(i,j-1)(i,j)}^{\frac{3}{2}} + c_{bb} |\delta_{(i,j-1)(i,j)}|^{\frac{1}{4}} (\dot{z}_{f(i,j-1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i,j-1)}) \right\} \\
 & \{ \cos A_{(i,j-1)(i,j)} + \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i,j-1)(i,j)} + r\dot{z}_{\theta(i,j)} + \dot{z}_{t(i,j)(i,j-1)} + r\dot{z}_{\theta(i,j-1)}) \mu_b \sin A_{(i,j-1)(i,j)} \} \\
 & + N_{(i,j+1)(i,j)} \left\{ k_b \delta_{(i,j+1)(i,j)}^{\frac{3}{2}} + c_{bb} |\delta_{(i,j+1)(i,j)}|^{\frac{1}{4}} (\dot{z}_{f(i,j+1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i,j+1)}) \right\} \\
 & \{ \cos A_{(i,j+1)(i,j)} + \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i,j+1)(i,j)} + r\dot{z}_{\theta(i,j)} + \dot{z}_{t(i,j)(i,j+1)} + r\dot{z}_{\theta(i,j+1)}) \mu_b \sin A_{(i,j+1)(i,j)} \} \\
 & + N_{(i+1,j)(i,j)} \left\{ k_b \delta_{(i+1,j)(i,j)}^{\frac{3}{2}} + c_{bb} |\delta_{(i+1,j)(i,j)}|^{\frac{1}{4}} (\dot{z}_{f(i+1,j)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i+1,j)}) \right\} \\
 & \{ \cos A_{(i+1,j)(i,j)} + \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i+1,j)(i,j)} + r\dot{z}_{\theta(i,j)} + \dot{z}_{t(i,j)(i+1,j)} + r\dot{z}_{\theta(i+1,j)}) \mu_b \sin A_{(i+1,j)(i,j)} \} \\
 & + N_{(i+1,j+1)(i,j)} \left\{ k_b \delta_{(i+1,j+1)(i,j)}^{\frac{3}{2}} + c_{bb} |\delta_{(i+1,j+1)(i,j)}|^{\frac{1}{4}} (\dot{z}_{f(i+1,j+1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i+1,j+1)}) \right\} \\
 & \{ \cos A_{(i+1,j+1)(i,j)} \\
 & \quad + \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i+1,j+1)(i,j)} + r\dot{z}_{\theta(i,j)} + \dot{z}_{t(i,j)(i+1,j+1)} \\
 & \quad + r\dot{z}_{\theta(i+1,j+1)}) \mu_b \sin A_{(i+1,j+1)(i,j)} \}
 \end{aligned} \tag{22}$$

$$\begin{aligned}
 m_p \ddot{z}_v(i,j) = & N_{(i-1,j)(i,j)} \left\{ k_b \delta_{(i-1,j)(i,j)}^{\frac{3}{2}} + c_{bb} |\delta_{(i-1,j)(i,j)}|^{\frac{1}{4}} (\dot{z}_{f(i-1,j)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i-1,j)}) \right\} \\
 & \{ \sin A_{(i-1,j)(i,j)} - \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i-1,j)(i,j)} + r\dot{z}_{\theta(i,j)} + \dot{z}_{t(i,j)(i-1,j)} + r\dot{z}_{\theta(i-1,j)}) \mu_b \sin A_{(i-1,j)(i,j)} \} \\
 + & N_{(i-1,j+1)(i,j)} \left\{ k_b \delta_{(i-1,j+1)(i,j)}^{\frac{3}{2}} + c_{bb} |\delta_{(i-1,j+1)(i,j)}|^{\frac{1}{4}} (\dot{z}_{f(i-1,j+1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i-1,j+1)}) \right\} \\
 & \{ \sin A_{(i-1,j+1)(i,j)} \\
 & \quad - \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i-1,j+1)(i,j)} + r\dot{z}_{\theta(i,j)} + \dot{z}_{t(i,j)(i-1,j+1)} \\
 & \quad + r\dot{z}_{\theta(i-1,j+1)}) \mu_b \sin A_{(i-1,j+1)(i,j)} \} \\
 + & N_{(i,j-1)(i,j)} \left\{ k_b \delta_{(i,j-1)(i,j)}^{\frac{3}{2}} + c_{bb} |\delta_{(i,j-1)(i,j)}|^{\frac{1}{4}} (\dot{z}_{f(i,j-1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i,j-1)}) \right\} \\
 & \{ \sin A_{(i,j-1)(i,j)} - \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i,j-1)(i,j)} + r\dot{z}_{\theta(i,j)} + \dot{z}_{t(i,j)(i,j-1)} + r\dot{z}_{\theta(i,j-1)}) \mu_b \sin A_{(i,j-1)(i,j)} \} \\
 + & N_{(i,j+1)(i,j)} \left\{ k_b \delta_{(i,j+1)(i,j)}^{\frac{3}{2}} + c_{bb} |\delta_{(i,j+1)(i,j)}|^{\frac{1}{4}} (\dot{z}_{f(i,j+1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i,j+1)}) \right\} \\
 & \{ \sin A_{(i,j+1)(i,j)} - \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i,j+1)(i,j)} + r\dot{z}_{\theta(i,j)} + \dot{z}_{t(i,j)(i,j+1)} + r\dot{z}_{\theta(i,j+1)}) \mu_b \sin A_{(i,j+1)(i,j)} \} \\
 + & N_{(i+1,j)(i,j)} \left\{ k_b \delta_{(i+1,j)(i,j)}^{\frac{3}{2}} + c_{bb} |\delta_{(i+1,j)(i,j)}|^{\frac{1}{4}} (\dot{z}_{f(i+1,j)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i+1,j)}) \right\} \\
 & \{ \sin A_{(i+1,j)(i,j)} - \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i+1,j)(i,j)} + r\dot{z}_{\theta(i,j)} + \dot{z}_{t(i,j)(i+1,j)} + r\dot{z}_{\theta(i+1,j)}) \mu_b \sin A_{(i+1,j)(i,j)} \} \\
 + & N_{(i+1,j+1)(i,j)} \left\{ k_b \delta_{(i+1,j+1)(i,j)}^{\frac{3}{2}} + c_{bb} |\delta_{(i+1,j+1)(i,j)}|^{\frac{1}{4}} (\dot{z}_{f(i+1,j+1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i+1,j+1)}) \right\} \\
 & \{ \sin A_{(i+1,j+1)(i,j)} \\
 & \quad - \operatorname{sgn}(-\dot{z}_{t(i+1,j+1)(i,j)} + r\dot{z}_{\theta(i,j)} + \dot{z}_{t(i,j)(i+1,j+1)} \\
 & \quad + r\dot{z}_{\theta(i+1,j+1)}) \mu_b \sin A_{(i+1,j+1)(i,j)} \}
 \end{aligned} \tag{23}$$

$$\begin{aligned}
 m_p \ddot{z}_{\theta(i,j)} = & N_{(i-1,j)(i,j)} \operatorname{sgn}(\dot{z}_{t(i-1,j)(i,j)} - r\dot{z}_{\theta(i,j)} - \dot{z}_{t(i,j)(i-1,j)} - r\dot{z}_{\theta(i-1,j)}) \mu_b \left\{ k_b \delta_{(i-1,j)(i,j)}^{\frac{3}{2}} \right. \\
 & \left. + c_{bb} |\delta_{(i-1,j)(i,j)}|^{\frac{1}{4}} (\dot{z}_{f(i-1,j)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i-1,j)}) \right\} \\
 & + N_{(i-1,j+1)(i,j)} \operatorname{sgn}(\dot{z}_{t(i-1,j+1)(i,j)} - r\dot{z}_{\theta(i,j)} - \dot{z}_{t(i,j)(i-1,j+1)} \\
 & - r\dot{z}_{\theta(i-1,j+1)}) \mu_b \left\{ k_b \delta_{(i-1,j+1)(i,j)}^{\frac{3}{2}} \right. \\
 & \left. + c_{bb} |\delta_{(i-1,j+1)(i,j)}|^{\frac{1}{4}} (\dot{z}_{f(i-1,j+1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i-1,j+1)}) \right\} \\
 & + N_{(i,j-1)(i,j)} \operatorname{sgn}(\dot{z}_{t(i,j-1)(i,j)} - r\dot{z}_{\theta(i,j)} - \dot{z}_{t(i,j)(i,j-1)} - r\dot{z}_{\theta(i,j-1)}) \mu_b \left\{ k_b \delta_{(i,j-1)(i,j)}^{\frac{3}{2}} \right. \\
 & \left. + c_{bb} |\delta_{(i,j-1)(i,j)}|^{\frac{1}{4}} (\dot{z}_{f(i,j-1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i,j-1)}) \right\} \\
 & + N_{(i,j+1)(i,j)} \operatorname{sgn}(\dot{z}_{t(i,j+1)(i,j)} - r\dot{z}_{\theta(i,j)} - \dot{z}_{t(i,j)(i,j+1)} - r\dot{z}_{\theta(i,j+1)}) \mu_b \left\{ k_b \delta_{(i,j+1)(i,j)}^{\frac{3}{2}} \right. \\
 & \left. + c_{bb} |\delta_{(i,j+1)(i,j)}|^{\frac{1}{4}} (\dot{z}_{f(i,j+1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i,j+1)}) \right\} \\
 & + N_{(i+1,j)(i,j)} \operatorname{sgn}(\dot{z}_{t(i+1,j)(i,j)} - r\dot{z}_{\theta(i,j)} - \dot{z}_{t(i,j)(i+1,j)} - r\dot{z}_{\theta(i+1,j)}) \mu_b \left\{ k_b \delta_{(i+1,j)(i,j)}^{\frac{3}{2}} \right. \\
 & \left. + c_{bb} |\delta_{(i+1,j)(i,j)}|^{\frac{1}{4}} (\dot{z}_{f(i+1,j)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i+1,j)}) \right\} \\
 & + N_{(i+1,j+1)(i,j)} \operatorname{sgn}(\dot{z}_{t(i+1,j+1)(i,j)} - r\dot{z}_{\theta(i,j)} - \dot{z}_{t(i,j)(i+1,j+1)} \\
 & - r\dot{z}_{\theta(i+1,j+1)}) \mu_b \left\{ k_b \delta_{(i+1,j+1)(i,j)}^{\frac{3}{2}} \right. \\
 & \left. + c_{bb} |\delta_{(i+1,j+1)(i,j)}|^{\frac{1}{4}} (\dot{z}_{f(i+1,j+1)(i,j)} - \dot{z}_{f(i,j)(i+1,j+1)}) \right\}
 \end{aligned} \tag{24}$$

## 2.4 計算方法

主振動系と粒状体の運動方程式から、主振動系の水平変位と粒状体個々の水平、垂直、回転の変位を求める。図 2-11 に、計算プログラムの流れを示す。計算プログラムは、初めに、主振動系と粒状体の諸元および粒状体の個数を設定し、計算条件として、加振力と計算時間を入力して、運動方程式を繰り返し計算して、結果を出力するものである。運動方程式の解法には Runge-Kutta 法を用いた。計算は、1つの初期値に対して、計算条件を変えて 2 回行う。すなわち、実験と同様に、1 回目の計算で



は、はじめに周波数を変化させて、共振周波数を確認し、2回目の計算では、確認した周波数で定常状態になるまで、応答の計算を行った。

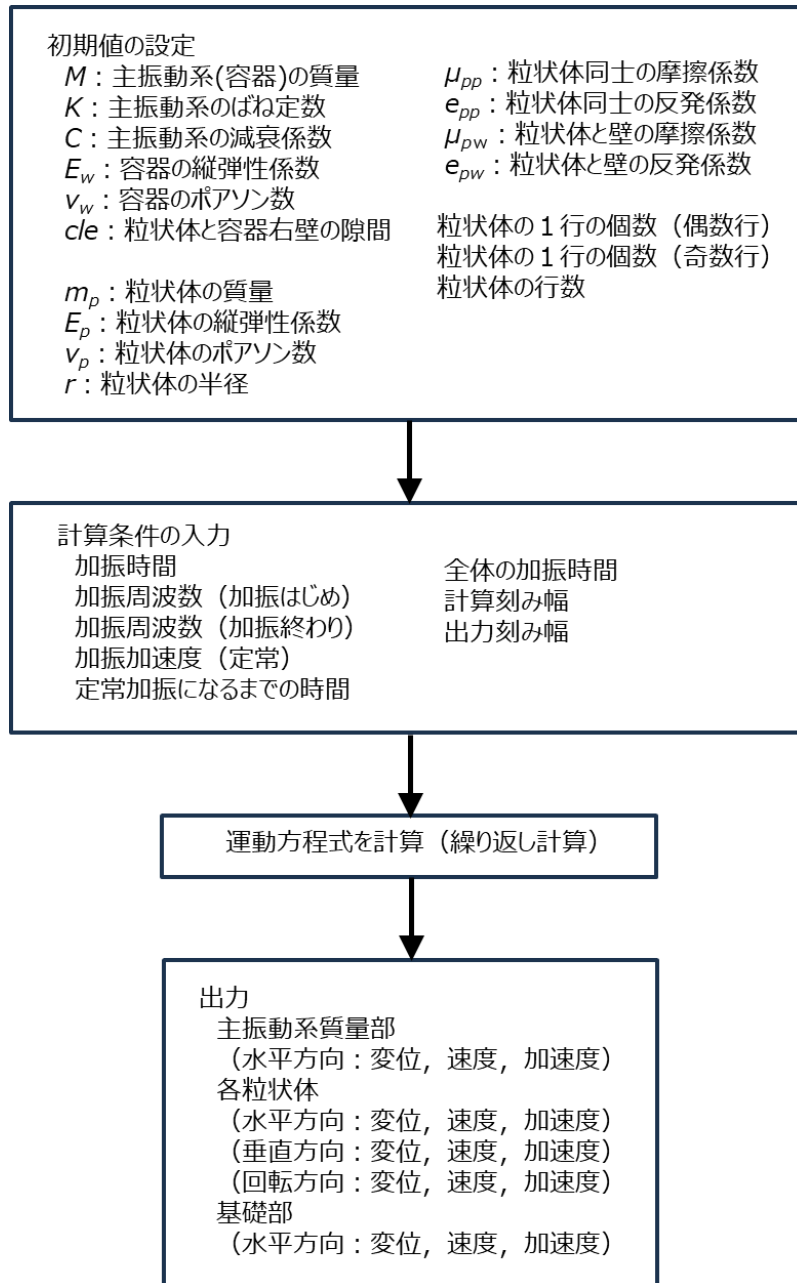


図 2-11 計算プログラムの流れ

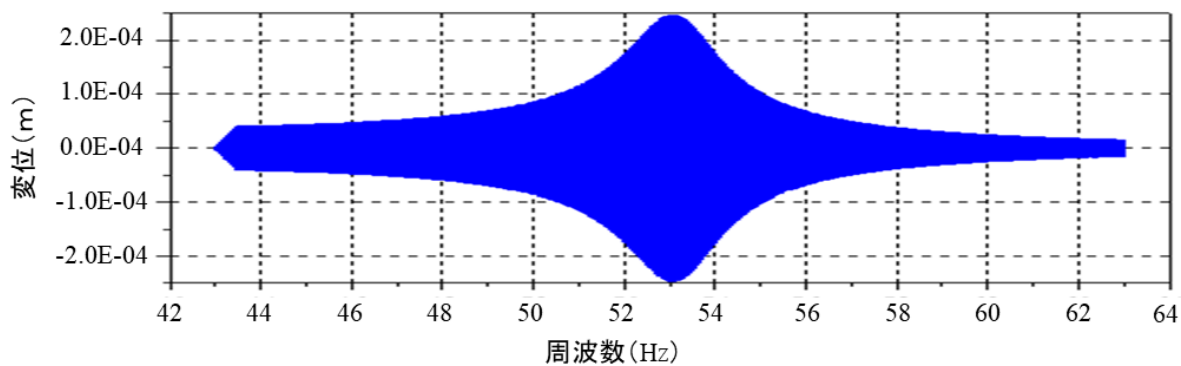
計算に用いた主振動系および粒状体の諸元は、表 2-3 の通りである。表 2-3 に示した主振動系の減衰  $C$  は、実験装置を粒状体なしで共振周波数で加振して求めたものであり、主振動系の振動変位が小さいので線形粘性減衰と捉えている。また、基礎部と容器は水平方向のみ運動し、粒状体は、水平方向、垂直方向、奥行き方向を軸とする回転方向の 3 方向のみ運動する平面問題として扱っているため、粒状体の諸元は、円柱型、球型ともに質量以外は、同じとなっている。

表 2-3 計算に用いた主振動系及び粒状体の諸元

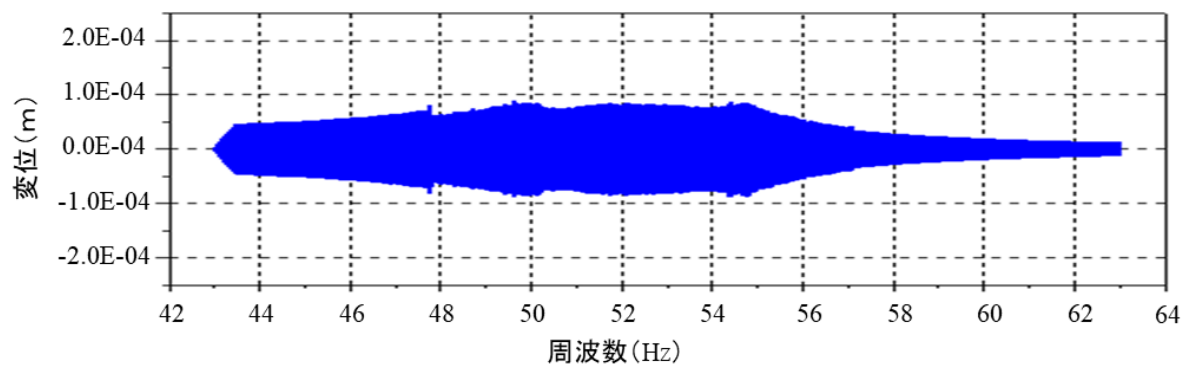
主振動系 (粒状体容器)			粒状体	
$M$	16.58	[kg]	$m_p$	0.0656 (円柱型) 0.0644 (球型) [kg]
$K$	1,845	[kN/m]	$r$	12.5 [mm]
$C$	206	[N·s/m]	$E_p$	205 [GPa]
$E_w$	205	[GPa]	$\nu_p$	0.3
$\nu_w$	0.3		$e_{pw}$	0.8
			$e_{pp}$	0.8
			$\mu_a$	0.3
			$\mu_b$	0.3

図 2-12, 図 2-13 に計算結果例を示す。図 2-12 は、粒状体ダンパを有する振動系に、粒状体総質量を変えて、加振周波数を変えながら応答を計算し、共振周波数を求めた結果である。図 2-12(a) は、粒状体総質量 0 kg で、すなわち容器だけの場合の応答である。表 2-1 に示した固有振動数 53.1 Hz に、共振ピークがあ

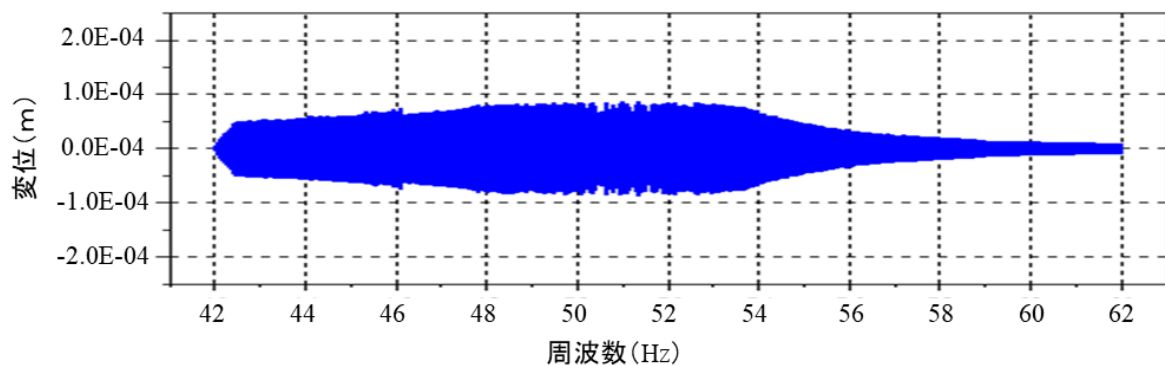
らわれている。図 2-12 (b), (c), (d), (e) は、粒状体総質量 2 kg, 4 kg, 6 kg, 8 kg の結果であるが、粒状体総質量が増えるにつれて、共振ピークの周波数が低くなり、変位も小さくなっていることが見て取れる。



(a) 粒状体総質量 0kg



(b) 粒状体総質量 2kg



(c) 粒状体総質量 4kg

図 2-12 計算結果例 (周波数を掃引)

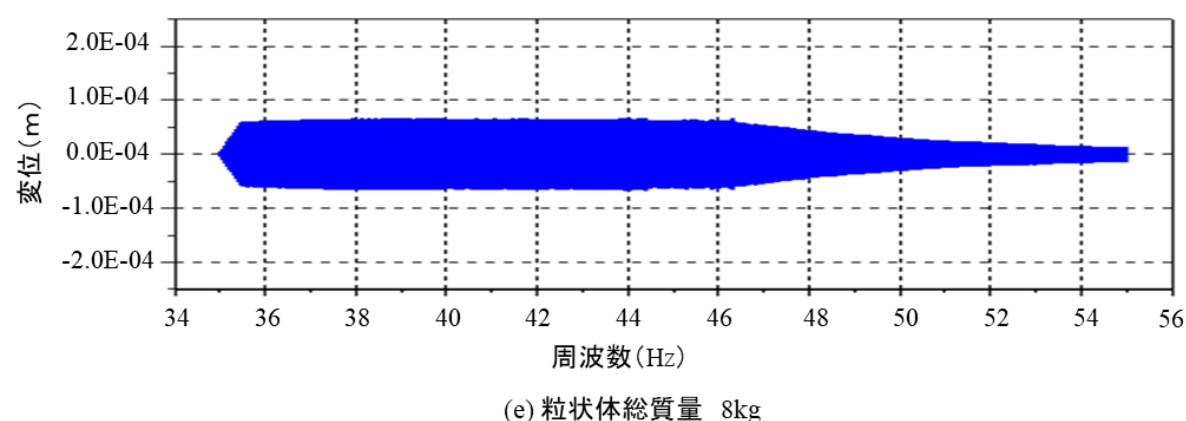
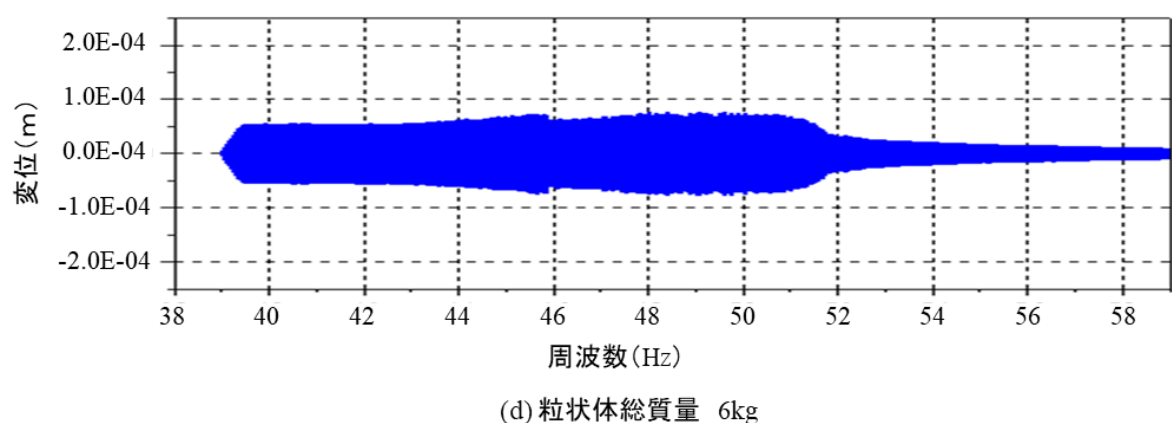


図 2-12 計算結果例（周波数を掃引）

つぎに、確認した共振周波数で加振し、定常状態になるまで応答を計算する。図 2-13 は、粒状体総質量 1 kg の計算結果例である。

図 2-13(a) は加振開始から 15 秒までの、主振動系の水平方向変位を示している。計算では、加振開始から 5 秒まで、基礎加速度を設定加速度まで一定割合で徐々に増加させ、その後加速度を一定 ( $1.0 \text{ m/s}^2$ ) に保持している。図 2-13(a) を見ると、主振動系の水平方向変位は加振後約 5 秒で振幅が一定となり、その後、ほぼ定常振動となることがわかる。図 2-13(b) は、10 秒から 10.5 秒までの定常振動部分を拡大して表示したものである。図には、主振動系と基礎部の変位を重ねて表示しており、

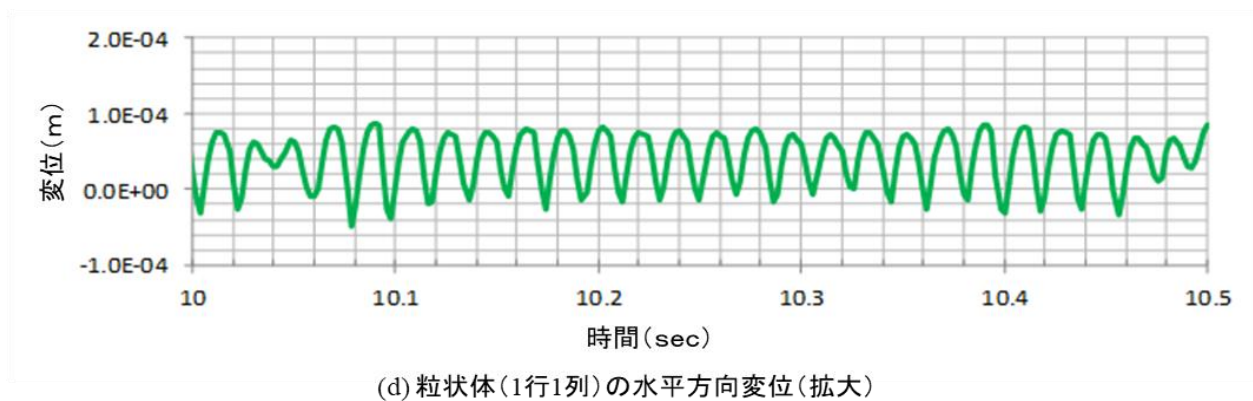
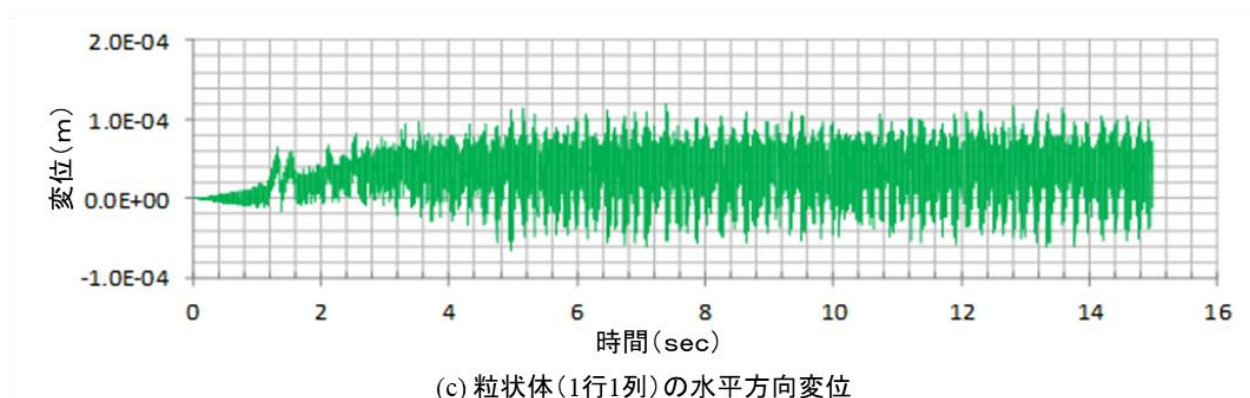
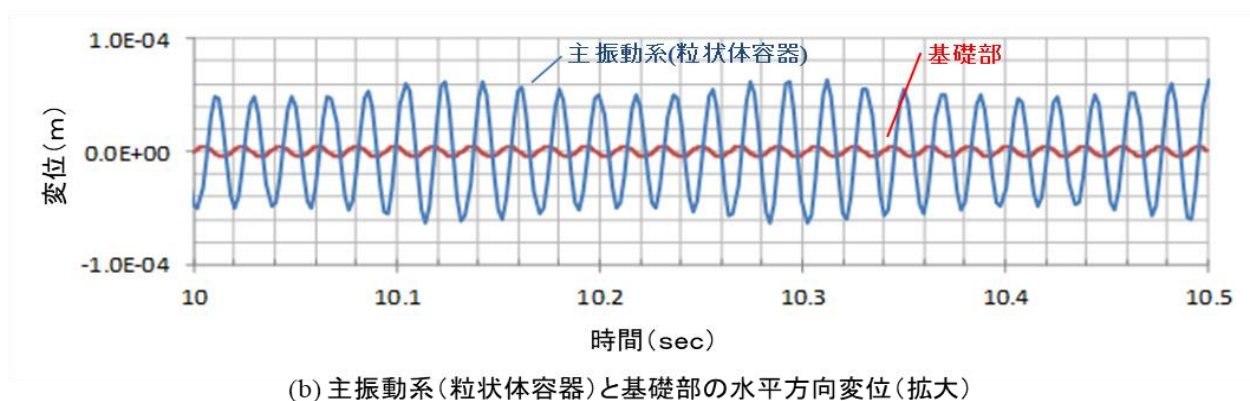
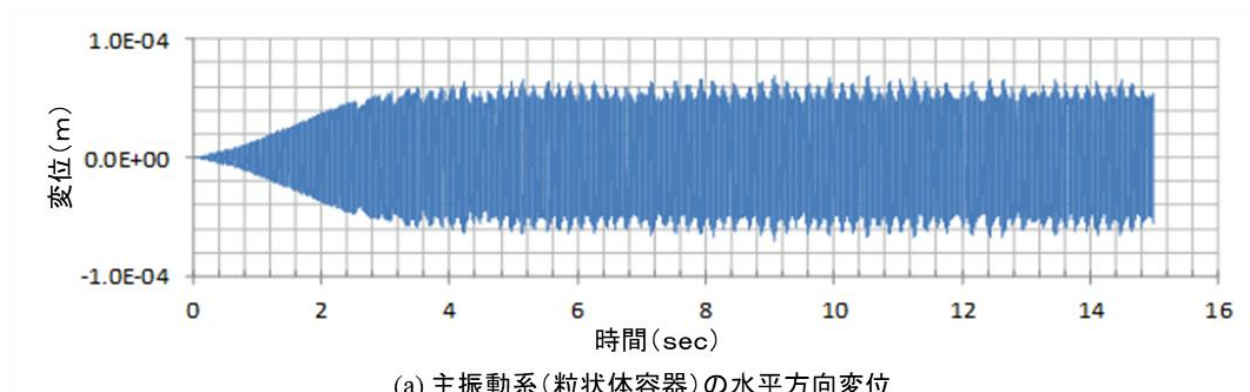


図 2 - 1 3 計算結果例 (共振周波数で加振)

主振動系が基礎部の動きに対して 90 度位相が遅れた動きをしていることから共振していることがわかる. 図 2-13(c) は加振開始から 15 秒までの, 粒状体 (1 行 1 列) の水平方向変位を, 図 2-13(d) は, さらに, 10 秒から 10.5 秒までの定常振動部分を拡大して表示したものである. 粒状体の変位振幅も, 加振後約 5 秒で一定となり, 加振周波数に対応する振動をしていることがわかる. 次章以降の計算によって求める減衰比は, この定常状態となる 10 秒以降の主振動系の水平方向加速度と基礎加速度を用いて計算している.

### 2.5 結言

本章では, 実験装置と実験方法および, シミュレーションモデルとその計算方法について述べた. 粒状体ダンパは, 通常, 制振対象物に粒状体を封入した容器を設置し, 振動を抑制するものである. 本研究に用いる実験装置は, 粒状体を封入する容器を, 制振対象となる振動系の質量部として構成し, 粒状体は, 円柱型と球型の二種類の形状を用いた.

シミュレーションモデルは, 容器と封入したすべての粒状体に対して, それぞれ運動方程式をたてた. また, 容器と粒状体, 粒状体と粒状体の衝突モデルは, 粒状体の形状によって異なるモデルとした.

次章以降, 本章で述べた実験装置, 及び, シミュレーションモデルを用いて, 粒状体ダンパの減衰メカニズムを検討する.

# 第 3 章 相対運動質量と回転運動質量を用いた減衰メカニズムの考察

---

## 3.1 緒言

本章では、粒状体ダンパにおいては、粒状体が運動することで減衰効果が得られるというもっとも基本的な考えに基づき、容器に封入した粒状体総質量を「動く質量」と「動かない質量」に大別して考えることを提案し、それらの質量と減衰特性との関係を考察する。並進運動する粒状体の質量を「相対運動質量」、回転運動に対しては「回転運動質量」と呼称し、これらの質量を実験と計算により求めた。得られたこれらの結果と、系の減衰比の関係について考察し、粒状体ダンパの減衰メカニズムを明らかにした。

## 3.2 相対運動質量、等価付加質量および減衰比

### 3.2.1 相対運動質量、等価付加質量

前章の図 2-4 において、粒状体ダンパのシミュレーションモデルを、質量  $M$  (粒状体容器)、はりのばね定数  $K$ 、減衰係数  $C$  の 1 自由度振動系 (主振動系) で示した。図 3-1 は、図 2-4 のモデルにおいて、粒状体容器に封入する粒状体を、「動く質量」と「動かない質量」に大別して示したモデルである。質量  $M$  (粒状体容器) には、総質量  $m$  の粒状体が封入されている。主振動系が強制変位を受けるとき、粒状体の一部は質量  $M$  に対して相対的な動きをし、残りの粒状体は質量  $M$  と一緒になって運動する、と大別する。図 3-1 では、質量  $M$  と一緒になって運動する粒状体を、質量  $M$  に固着するという意味合いを持たせて、四角いブロックで表現し、質量  $M$  に対して相対的な動きをする粒状体を円で示した。以降、質量  $M$  に対して相対的に動く粒状体の質量全体を相対運動質量  $m_{re}$ 、質量  $M$  に固着する粒状体の質量全体を等価付加質量  $m_{eq} (=m-m_{re})$  とよぶ。

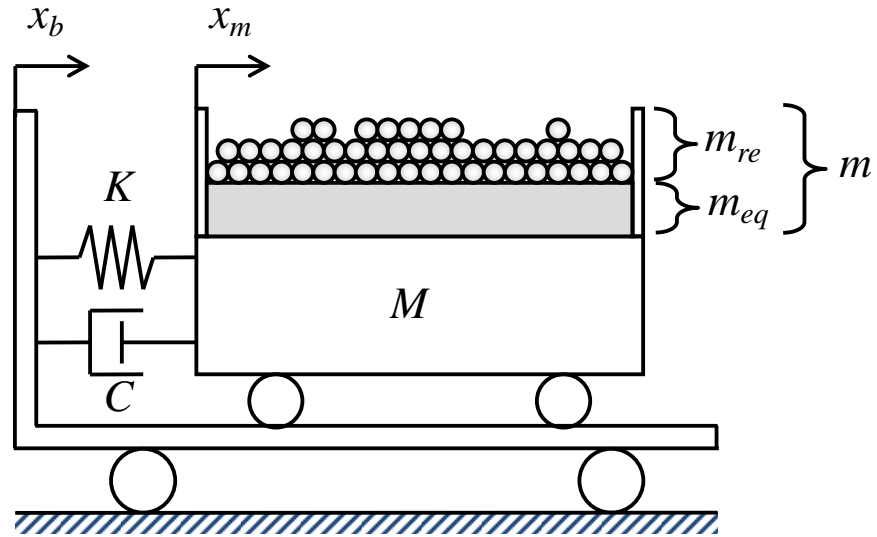


図 3 - 1 相対運動質量と等価付加質量で表した粒状体ダンパのモデル

以下、相対運動質量の求め方を示す。図 3 - 1 において、基礎部に与える強制変位を  $x_b$ 、主振動系の変位を  $x_m$  で表記し、両者の相対変位  $x$  を、

$$x = X \sin(\omega t - \phi) \quad (25)$$

$$x = x_m - x_b \quad (26)$$

とすれば、内力  $f_i$  は相対変位  $x$  により、

$$f_i = C \dot{x} + Kx \quad (27)$$

で与えられる。等価付加質量  $m_{eq}$  が主振動系の質量  $M$  に付加するので、主振動系の運動方程式は、

$$(M + m_{eq}) \ddot{x}_m + C \dot{x} + Kx = 0 \quad (28)$$



となり，内力  $f_i$  は，

$$f_i = -(M + m_{eq})\ddot{x}_m \quad (29)$$

になる．ここで，主振動系の加速度  $\ddot{x}_m$  を

$$\ddot{x}_m = X_m \sin(\omega t - \phi - \theta) \quad (30)$$

と表記すれば，相対変位  $x$  と主振動系の加速度との位相差  $\theta$  は，式(25)，(27)，(29)，(30)および三角関数の加法定理により，

$$\theta = \cos^{-1} \left( \frac{-KX}{(M + m_{eq})X_m} \right) \quad (31)$$

と求まる．したがって，内力  $f_i$  は

$$f_i = -(M + m_{eq})X_m \sin \left( \omega t - \phi - \cos^{-1} \left( \frac{-KX}{(M + m_{eq})X_m} \right) \right) \quad (32)$$

で与えられる．

一般に，内力  $f_i$  と相対変位  $x$  との関係は

$$\left( \frac{f_i - Kx}{C\omega X} \right)^2 + \left( \frac{x}{X} \right)^2 = 1 \quad (33)$$

で表わされ， $(f_i - Kx)$  と  $x$  とのリサージュ波形は，図 3-2 のような傾きのない楕円になる．この性質を利用し，リサージュの傾きが 0 となるように  $m_{eq}$  を定め，相対

---

運動質量  $m_{re}$  を得る。なお、以降で示す計算と実験における相対運動質量の導出は、上記の方法を用いる。

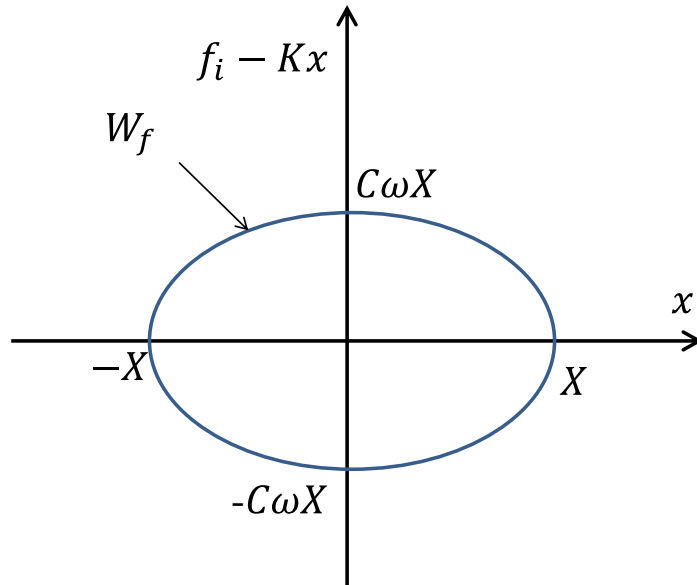


図 3 - 2 減衰力( $f_i - Kx$ )と相対変位  $x$  のリサージュ波形

### 3.2.2 減衰比の導出方法

振動の一周期にわたる内力の仕事(系内で失われるエネルギー)は、内力と変位によるリサージュの面積  $W_f$  で表わされる。

$$W_f = \pi C \omega X^2 \quad (34)$$

実際には、リサージュの形状は楕円になるとは限らないが、 $W_f$  と面積の等しい楕円とみなすことにより見かけの減衰係数  $C_{eq}$  は次式で与えられる。

$$C_{eq} = \frac{W_f}{\pi \omega X^2} \quad (35)$$

よって減衰比は、

$$\zeta = \frac{C_{eq}}{2\sqrt{(M + m_{eq})K}} \quad (36)$$

で表わされる。

本研究では、実験と計算において、上述した方法を用いて減衰比を求める。これにより、計算結果の検証、および、粒状体ダンパの減衰特性を考察する。

### 3.3 粒状体総質量に対する粒状体ダンパの減衰特性

#### 3.3.1 減衰比と相対運動質量

実験は、前章の図 2-1, 図 2-3 に示した粒状体ダンパの実験装置及び実験方法で行った。図 3-3 に実験に用いた円柱型の粒状体の外観を、表 3-1 にその仕様を示す。用いた粒状体は、半径 12.5mm, 長さ 17.0mm の SK 材の円柱型で、粒状体 1 個当たりの質量は約 65.6g である。回転角を計測する粒状体には、計測するための印を正面 2 か所につけた。

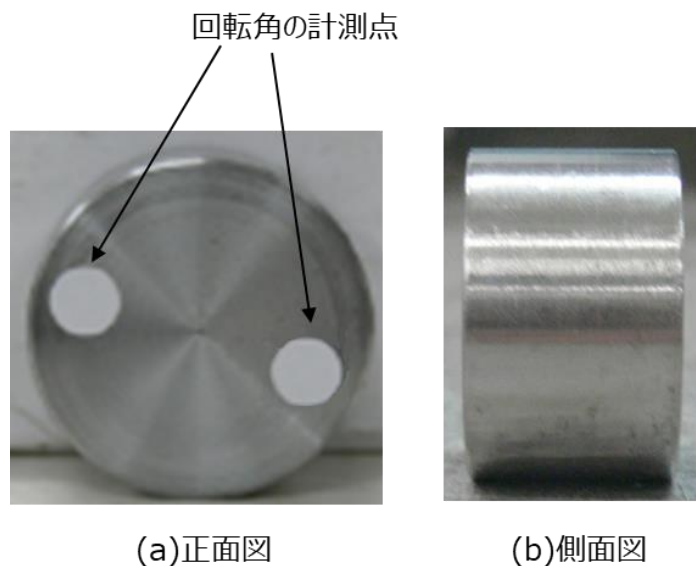


図 3-3 粒状体（円柱型）の外観

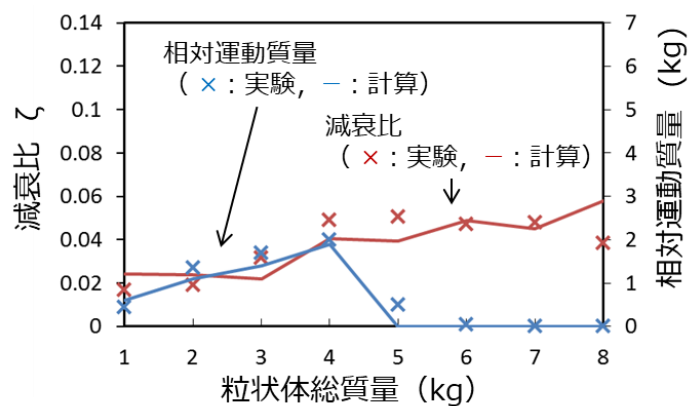
表 3-1 粒状体(円柱型)の仕様

円柱の半径[mm]	12.5
円柱の長さ[mm]	17.0
1 個あたりの質量[g]	65.6
材質	SK 材

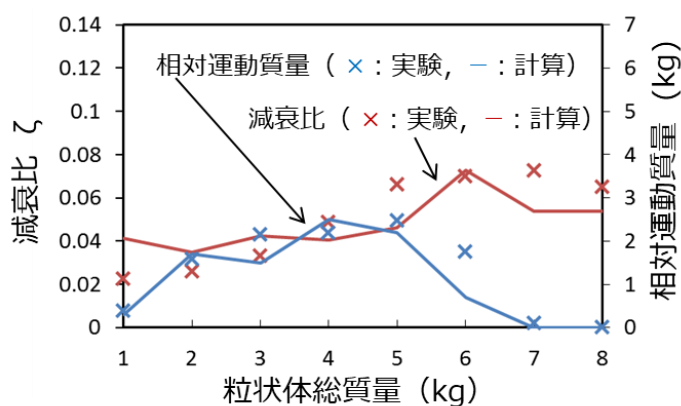
容器に封入する粒状体総質量を 1kg から 8kg の範囲で変化させ、基礎部と主振動系の加速度を実験で測定するとともに同条件下での計算を行った。実験、計算時の各諸元は、表 2-3 に示したとおりであり、基礎加速度は、 $0.3\text{m/s}^2$ 、 $0.5\text{ m/s}^2$ 、 $0.8\text{ m/s}^2$ 、 $1.0\text{ m/s}^2$  の 4 条件である。実験および計算で得られた基礎加速度、主振動系の加速度をもとに、3.2 節で述べた手法で、減衰比と相対運動質量を求めた。

図 3-4 に、粒状体総質量を変化させた時の減衰比と相対運動質量を示す。図 3-4 の横軸は粒状体総質量、縦軸は減衰比と相対運動質量を示しており、実線は計算結果から求めた値を、×印は実験結果から求めた値を示す。計算結果と実験結果は完全に一致したものではないが、計算ならびに実験において、以下の 4 点に関して同様の傾向が認められた。

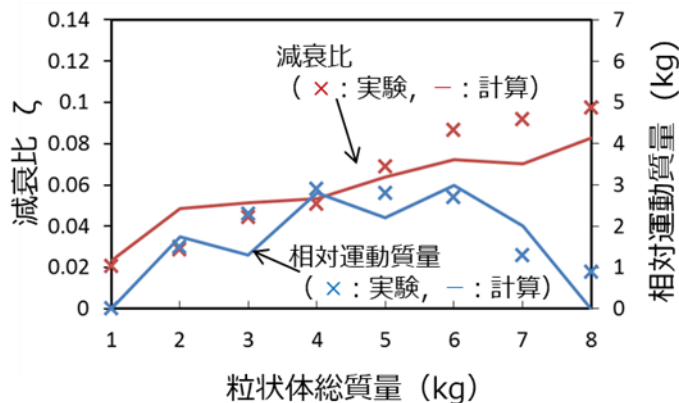
- (1) 粒状体総質量が小さい範囲では、粒状体総質量の増加に伴って相対運動質量が増加するとともに、減衰比も増加する。
- (2) 粒状体総質量が大きくなっていくと、相対運動質量が増加から減少に転じる現象が生じる。相対運動質量が減少しても、減衰比はほぼ一定か増加傾向を示す。
- (3) 相対運動質量が増加から減少に転じるポイント（粒状体総質量の大きさ）は、基礎加速度が大きくなるに伴って大きいほうに移動する。
- (4) 基礎加速度が増加すると（図(a)から図(d)に伴い）、各粒状体総質量において減衰比は増加する。



(a) 基礎加速度 0.3 m/s<sup>2</sup>



(b) 基礎加速度 0.5 m/s<sup>2</sup>



(c) 基礎加速度 0.8 m/s<sup>2</sup>

図 3-4 総質量変化時の減衰比と相対運動質量

(粒状体形状：円柱型，摩擦係数：0.3，反発係数：0.3，容器との隙間：0.1mm)

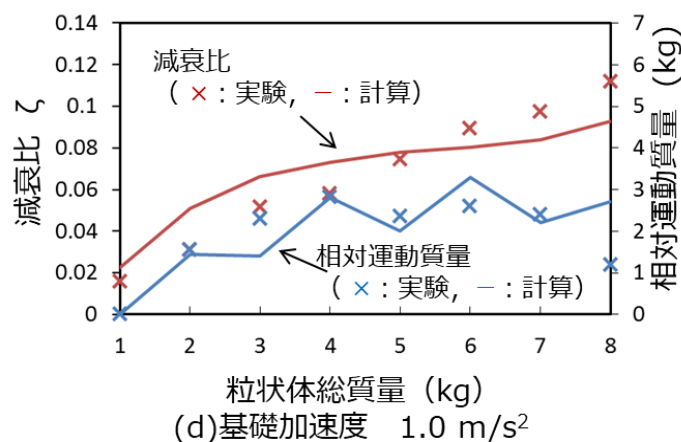


図 3-4 総質量変化時の減衰比と相対運動質量

(粒状体形状：円柱型，摩擦係数：0.3，反発係数：0.3，容器との隙間：0.1mm)

相対運動質量は，これまで述べている通り，主振動系とは独立して並進方向に運動する粒状体の質量を表している．容器の壁と粒状体が衝突することによって減衰力が発生すると考えると，相対運動質量が増加すると減衰比が増加するという上記結果(1)は，妥当な結果と考えられる．

一方，相対運動質量が減少しても減衰比が減少しないという上記結果(2)に対しては，別の説明を考えなくてはならない．粒状体の運動としては，並進運動だけでなく回転運動もある．そこで，粒状体の回転運動に注目して，以下，上記結果(2)の挙動を考察する．

### 3.3.2 粒状体の回転運動

図 3-5 に，計算で求めた粒状体の変位と回転角を示す．図 3-5 は，粒状体総質量 4Kg，基礎加速度  $1.0\text{m/s}^2$  の場合の結果である．この場合の粒状体は 1 行目，3 行目が 16 個，2 行目，4 行目が 15 個の計 62 個の粒状体から構成されるが，ここでは，代表点として，3 行目の 8 列目 (図(a))，14 列目 (図(b))，16 列目 (図(c)) の粒状体の水平変位，垂直変位，および，回転角を示す．なお，図の左が 0～15 秒間の変位と回転角であり，右は 10～10.5 秒間を拡大して示したものである．

はじめに、3行8列目(図(a))の粒状体の結果を見ると、加振開始から基礎加速度が一定になる5秒までの間に、水平変位の振幅は大きくなり、5秒以降ほぼ一定となる。10秒から10.5秒まで拡大した右の図を見ると、加振周波数で振動していることがわかる。また、回転角も5秒以降、加振周波数で細かく振動しながら、一定の回転速度で回転していることがわかる。次に、3行14列目(図(b))の粒状体を見ると、ほぼ、8列目と同様の傾向がみられる。一方、壁に接触する3行16列目(図(c))の粒状体を見ると、水平方向変位については、8列目、14列目と同じような傾向がみられるが、垂直方向の振幅は、大きくなっている。これについては、3行目の粒状体は、下にある2行目の粒状体が15個であるため端となる16列目の粒状体は下に動きやすく、水平変位が大きく出ていると考える。

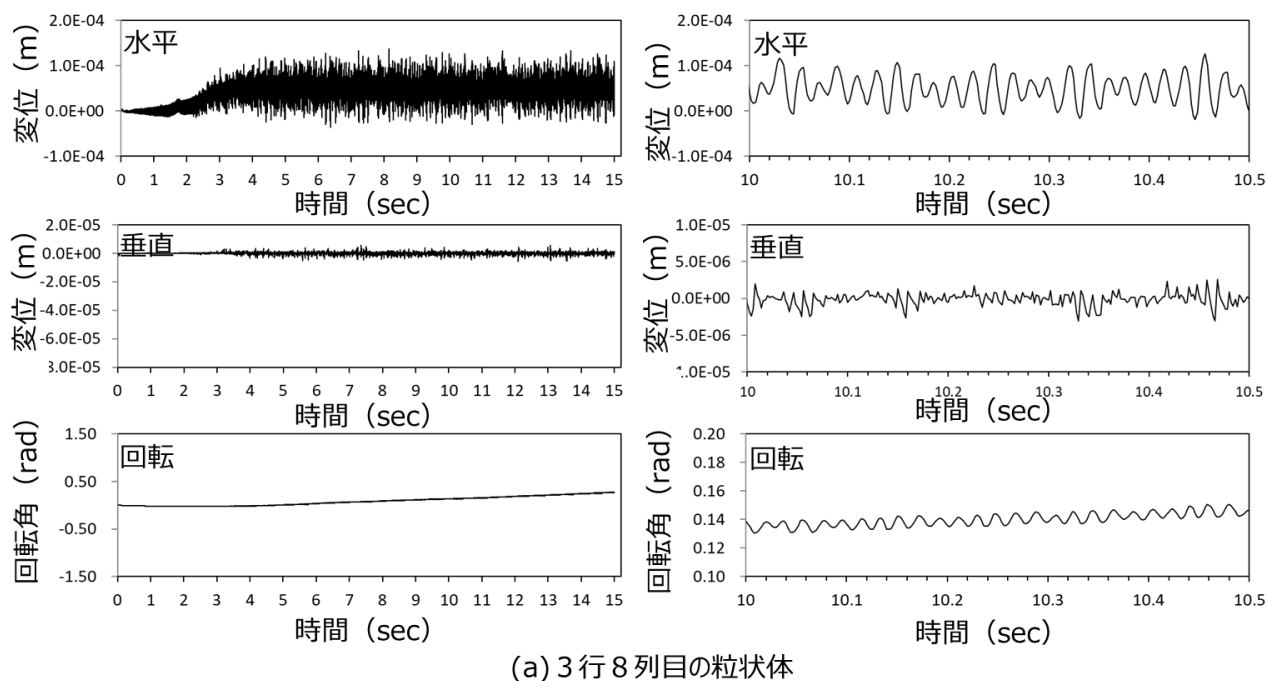
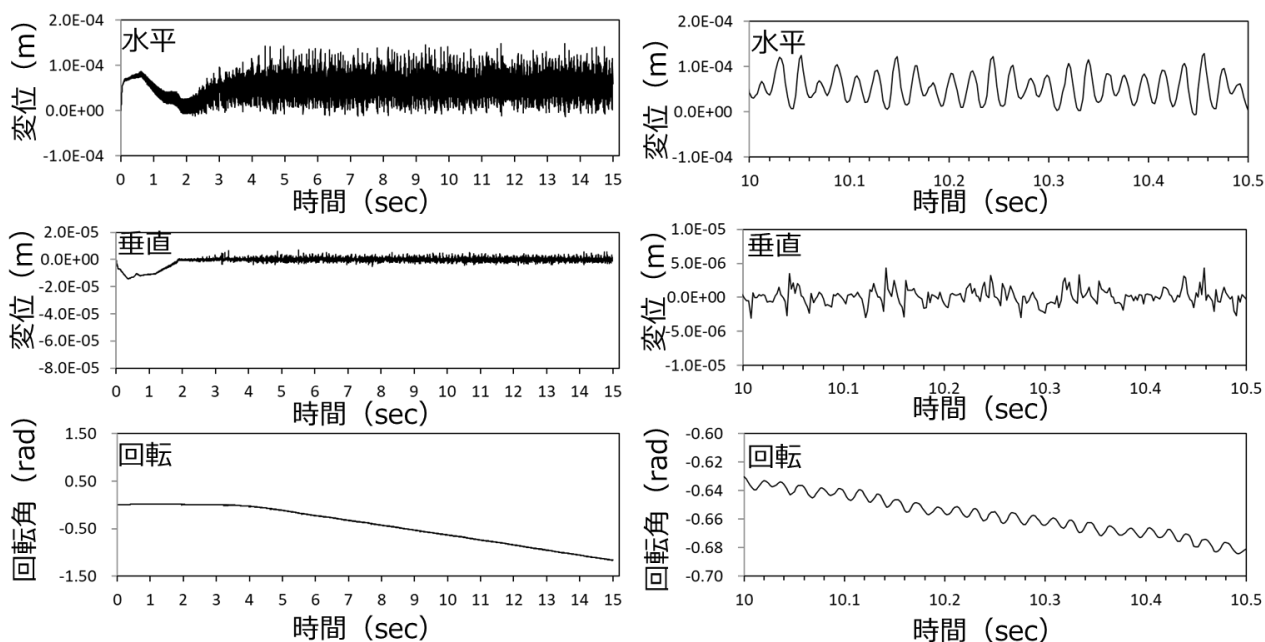
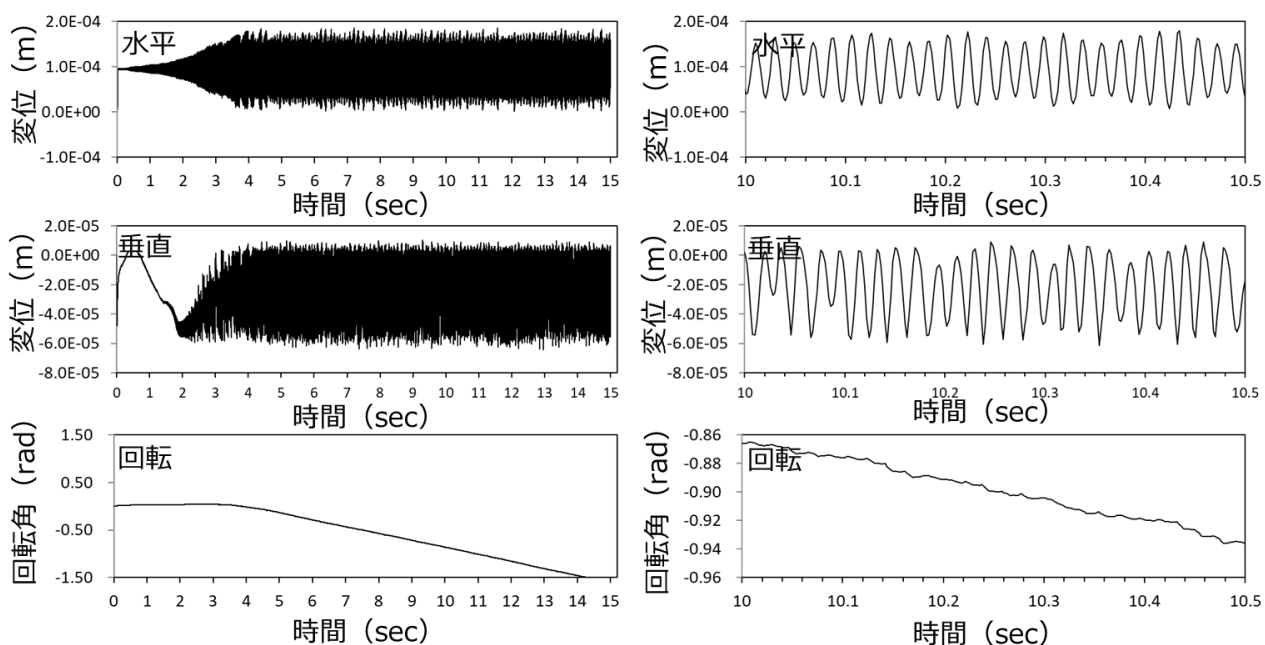


図 3-5 粒状体の水平変位・垂直変位・回転角

(粒状体形状：円柱型，摩擦係数：0.3，反発係数：0.3，容器との隙間：0.1mm  
粒状体総質量：4 kg，基礎加速度：1.0m/s<sup>2</sup>)



(b) 3行14列目の粒状体



(c) 3行16列目の粒状体

図 3 - 5 粒状体の水平変位・垂直変位・回転角

(粒状体形状：円柱型，摩擦係数：0.3，反発係数：0.3，容器との隙間：0.1mm)

粒状体総質量：4 kg，基礎加速度：1.0m/s<sup>2</sup>)



図 3-6 に、高速度カメラを用いた粒状体の回転角の測定の様子を示す。測定では、粒状体に付けた 2 か所のマークを高速度カメラで 0.016 秒毎に撮影し、その座標データを演算処理することにより、回転角を求めた。高速度カメラによる座標データの計測精度は、0.1mm であり、求められる回転角の精度は、約 0.01rad である。

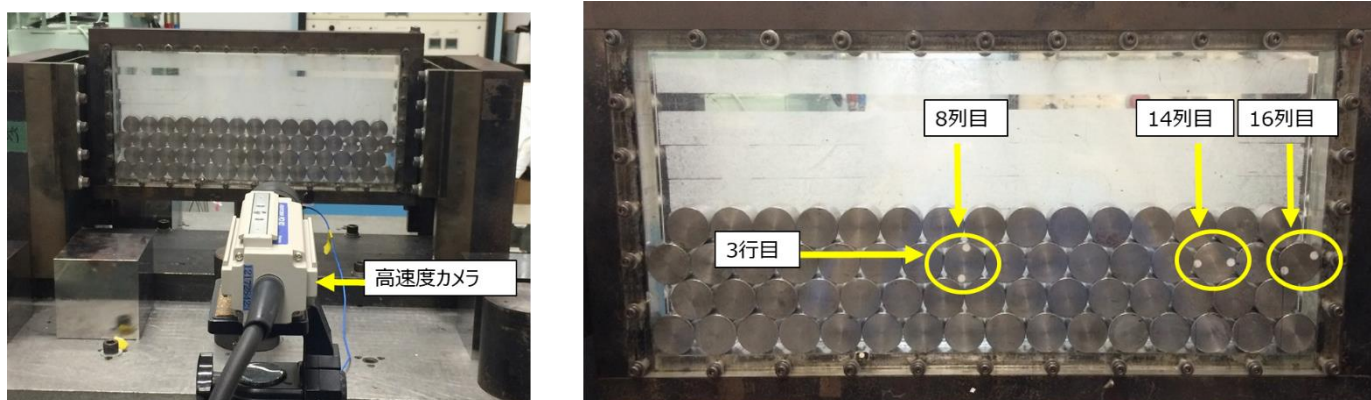


図 3-6 高速度カメラを用いた粒状体の回転角の測定の様子

図 3-7 に、実験で測定した回転角と、対応する計算結果を合わせて示す。図 3-7 に示した結果は、図 3-6 に丸印で囲った、下から 3 行目の 8 列目、14 列目、16 列目の 3 個の粒状体の結果である。図 3-7 を見ると、実験、計算ともに回転方向は一致し、回転角は壁に近い側で大きく、中央部で小さくなる傾向にある。図 3-7 の 16 列目の結果は、時間の経過とともに実験値と測定値の差が大きくなっているが、これは、円柱形状の粒状体が衝突するときに、計算では線接触しているのに対し、実験では、片当たりにより点接触することがあるためと考えられる。時間の経過とともに、その差が積算されているが、全体的な傾向としては、計算結果が実験結果を比較的良好に表すことから、粒状体の回転角の計算結果を用いて、減衰特性の考察を進めることとする。

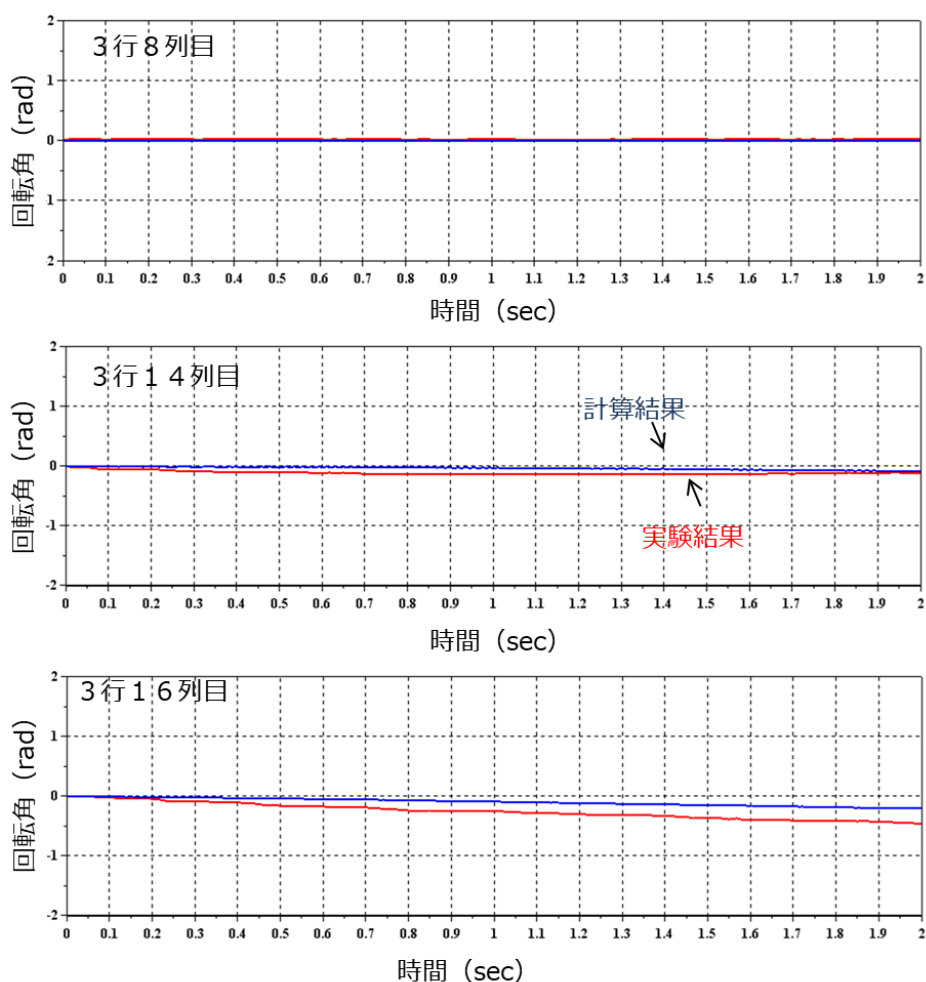


図 3 - 7 粒状体の回転角 (実験結果と計算結果)

(粒状体形状：円柱型，摩擦係数：0.3，反発係数：0.3，

容器との隙間：0.1mm，基礎加速度：1.0m/s<sup>2</sup>)

### 3.3.3 粒状体の回転運動と減衰メカニズムの考察

粒状体ダンパを有する系の振動の時刻歴を計算すると，粒状体の回転の大きさに違いはあるものの，すべての粒状体が回転する．回転していないと捉えてもよいほど回転角が非常に小さい粒状体がある一方，かなりの回転角になるものがある．

粒状体の並進運動については，3.2節で述べたように，相対運動質量と等価付加質量とに大別し，それらの大きさと減衰特性との関係について検討してきた．回転運

動についても、これと同様の考え方を導入し、回転角について、ある閾値を設定して、それ以上の回転角となる粒状体の合計質量を「回転運動質量」、逆に、それ以下の回転角の粒状体の合計質量を「非回転運動質量」とすることとした。なお、回転角の閾値については、特に決まった決め方があるわけではない。計算結果を見渡して、1 秒間の回転角が 0.04rad 程度ならば、回転していないと捉えてもよい値であると判断した。そこで、計算時間 10.0sec~11.0sec の間の回転角 0.04rad を閾値と決めた。

図 3-8~図 3-11 は、粒状体の回転角を、閾値以上（赤丸）と以下（緑丸）に分けて表示した計算結果である。また、図 3-8~図 3-11 には、粒状体総質量を 1kg~8kg まで変化させたときの結果を複数表示しており、図中の数字は、閾値以上（赤丸）の粒状体の個数を表示している。たとえば、図 3-10 の粒状体総質量 1kg のときには、16 個すべての粒状体の回転角は閾値以上（赤丸で表記）となり、その結果、回転運動質量 1kg、非回転運動質量 0kg となる。このような見方で、粒状体総質量が増加するときの現象の特徴を見てみると、回転運動質量が増加していくこと、ならびに、容器の壁付近で粒状体が大きく回転する様子が確認できる。

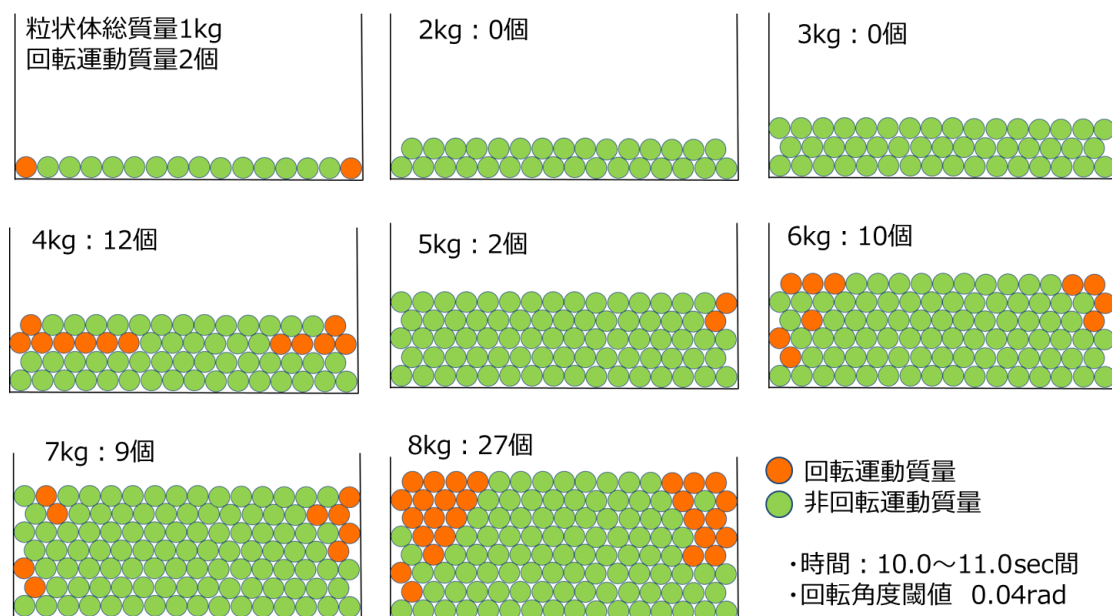


図 3-8 粒状体の回転運動質量の分布

(粒状体形状：円柱型，摩擦係数：0.3，反発係数：0.3，隙間：0.1mm，加速度：0.3 m/s<sup>2</sup>)

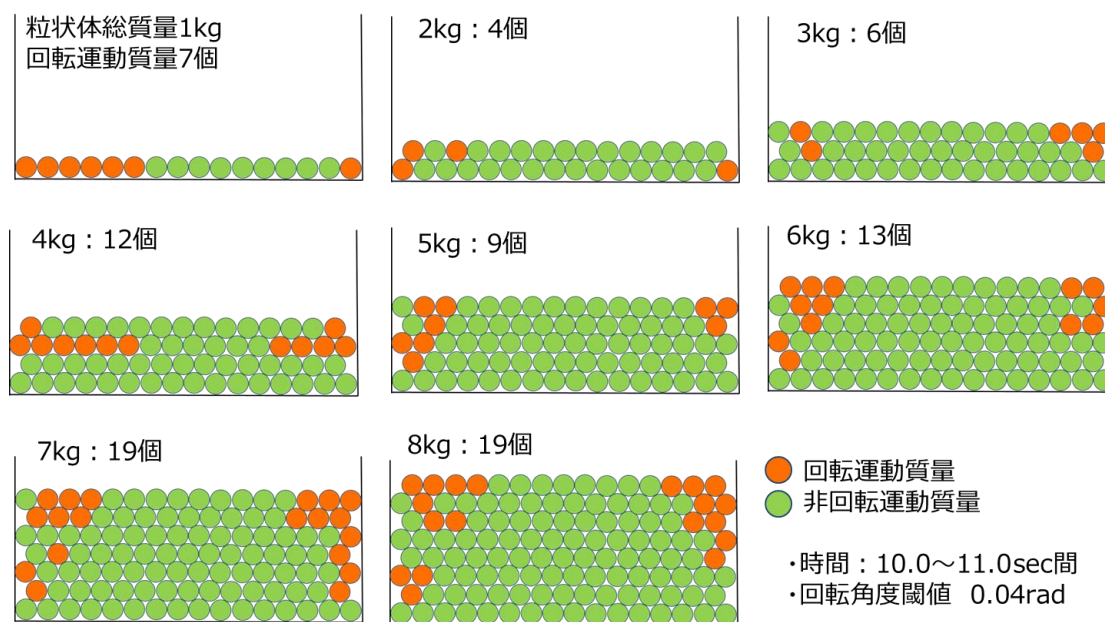


図 3 - 9 粒状体の回転運動質量の分布

(粒状体形状：円柱型，摩擦係数：0.3，反発係数：0.3，隙間：0.1mm，加速度：0.5 m/s<sup>2</sup>)

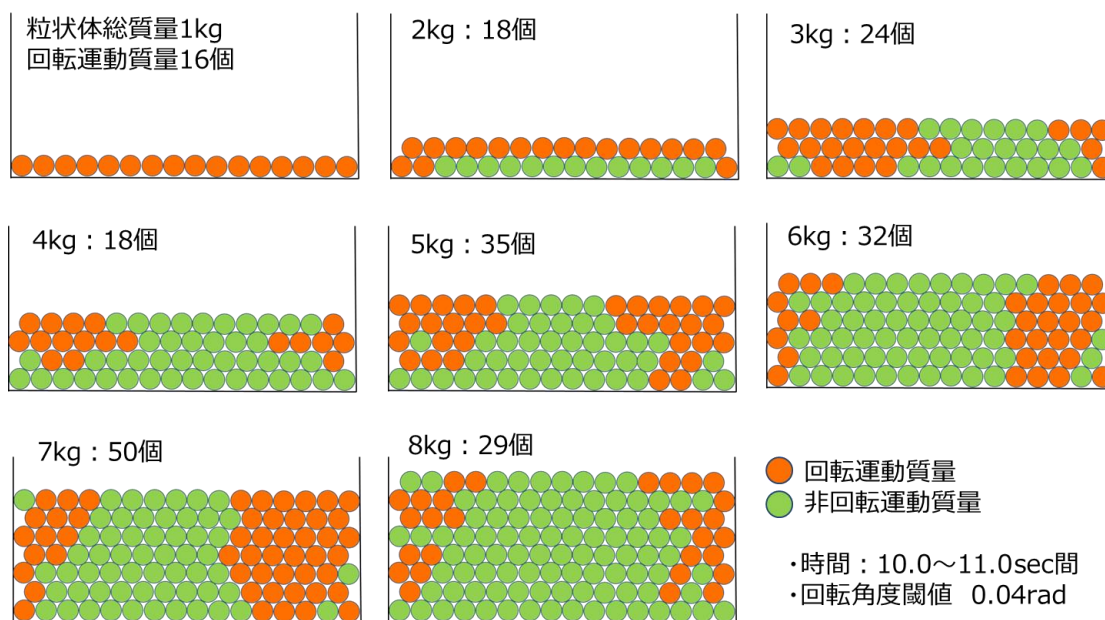


図 3 - 1 0 粒状体の回転運動質量の分布

(粒状体形状：円柱型，摩擦係数：0.3，反発係数：0.3，隙間：0.1mm，加速度：0.8m/s<sup>2</sup>)



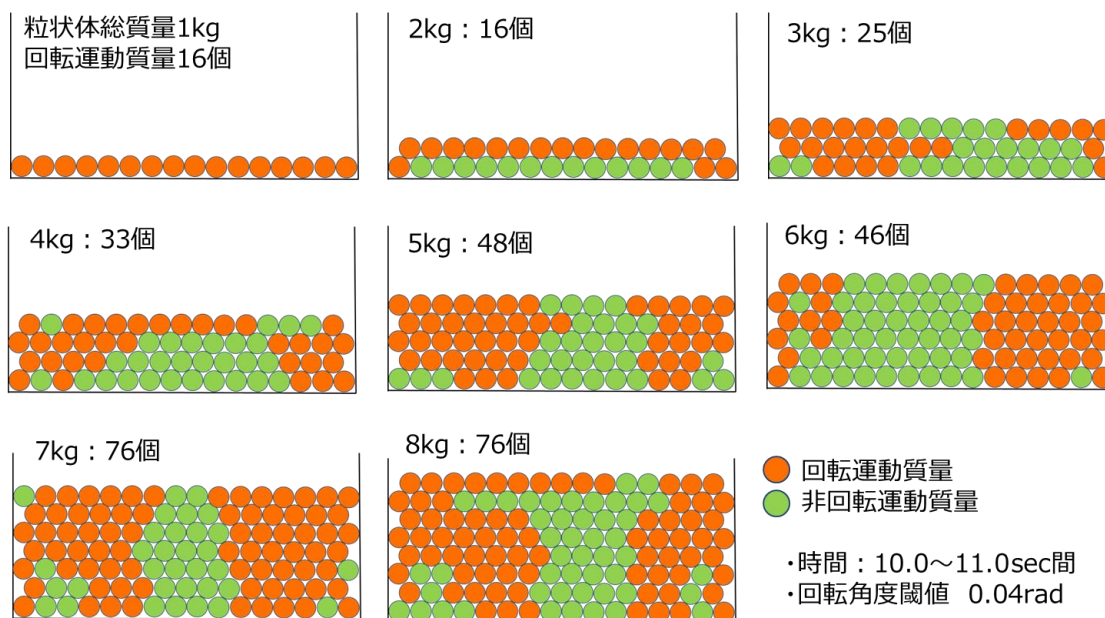


図 3 - 1 1 粒状体の回転運動質量の分布

(粒状体形状：円柱型，摩擦係数：0.3，反発係数：0.3，隙間：0.1mm，加速度：1.0 m/s<sup>2</sup>)

図 3 - 4 に示した減衰比と相対運動質量の結果に回転運動質量をオーバープロットして図 3 - 1 2 に示す。例えば，基礎加速度 1.0m/s<sup>2</sup> の場合，粒状体総質量が 6kg までは，相対運動質量の大きさに多少の増減が認められるが，概ね増加傾向にある。また，この領域では，回転運動質量も単調に増加する。

一方，粒状体総質量が 6kg を超えると，相対運動質量は減少傾向を示す。しかし，その減少を補うように，回転運動質量がそれまでよりも大きな増加傾向を示す。

相対運動質量は，主振動系と異なる運動をする粒状体の合計質量である。言い換えれば，これは容器の壁に衝突する粒状体の量に対応すると捉えることができる。一方，回転運動質量は，粒状体の回転運動による摩擦減衰に関わる粒状体の量に対応すると捉えられる。

このような考え方を前提とすれば，図 3 - 1 2 の基礎加速度 1.0m/s<sup>2</sup> の場合は，粒状体総質量が 6kg までの領域では，粒状体と壁との衝突，ならびに，粒状体の回転運動による摩擦の双方が，粒状体ダンパの減衰特性を支配していると考えられる。さらに，粒状体総質量が増えて 6kg を超えると，主として粒状体の回転運動による摩擦によっ

て減衰効果が生まれ、たとえ相対運動質量が減少しても、減衰比は増加傾向を示したと解釈できる。基礎加速度  $0.3\text{m/s}^2$ ,  $0.5\text{m/s}^2$ ,  $0.8\text{m/s}^2$  の場合も、変化する粒状体総質量は変わるが、同様に言うことができる。

まとめると、粒状体総質量が増加すると、下部にある粒状体が上部の粒状体の重さの影響で、動きが阻害されて並進方向に動きにくくなる。つまり、相対運動質量が減少する。しかし、そのことが減衰比の減少につながらないのは、回転運動質量が大きくなるからである。

主振動系の質量（容器）に力をおよぼすのは、容器の壁、および、容器の底面に接触する粒状体に限られる。厳密には、この粒状体と主振動系との間の振動エネルギーの流れによって粒状体ダンパの減衰特性が決定される。しかし、粒状体が動くことが粒状体ダンパの基礎原理であるとして今回提案した相対運動質量、ならびに、回転運動質量によって粒状体ダンパの減衰メカニズムを評価することが可能であると考える。

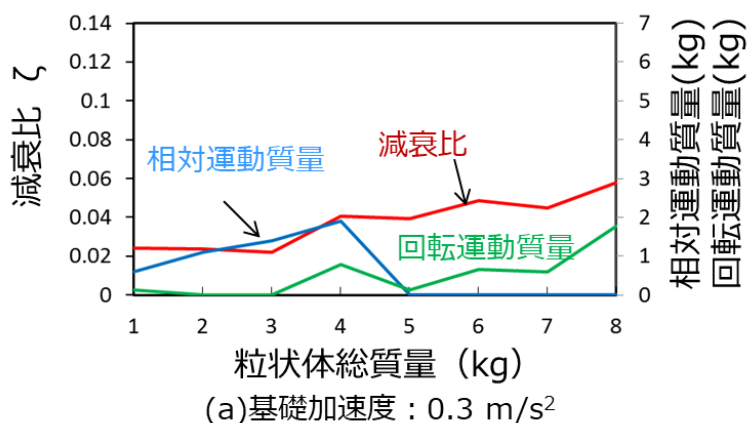


図 3-12 総質量変化時の減衰比と相対運動質量と回転運動質量  
(粒状体形状：円柱型，摩擦係数：0.3，反発係数：0.3，容器との隙間：0.1mm)

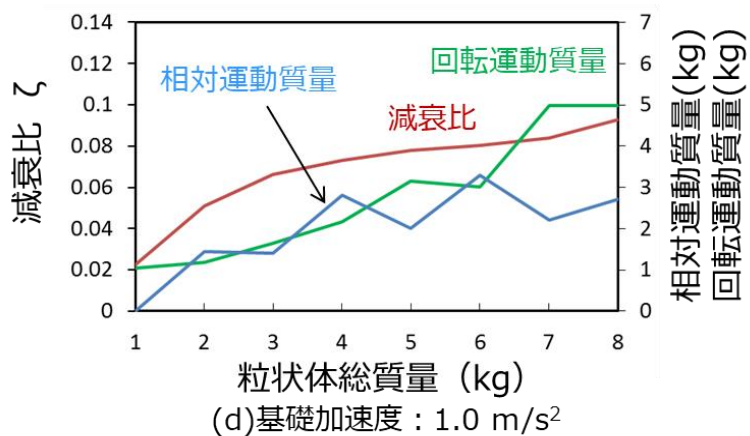
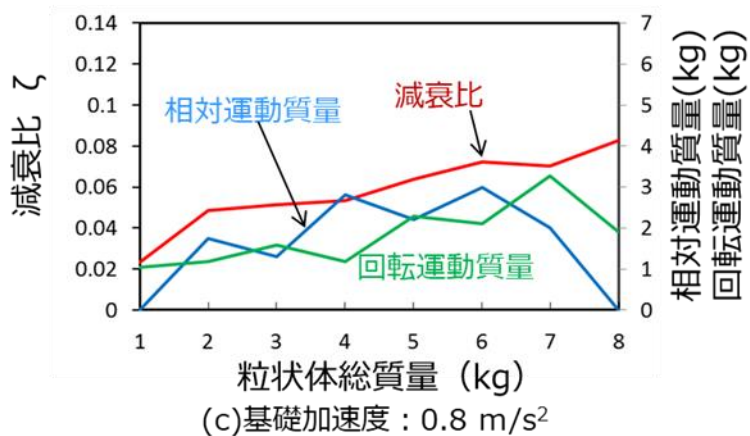
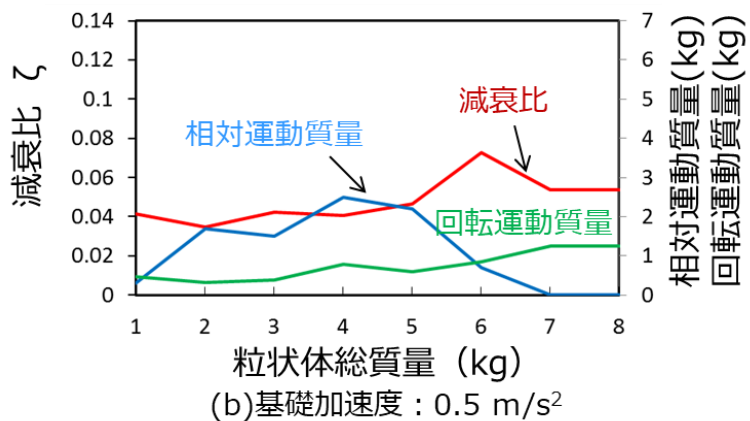


図 3-12 総質量変化時の減衰比と相対運動質量と回転運動質量  
(粒状体形状：円柱型，摩擦係数：0.3，反発係数：0.3，容器との隙間：0.1mm)

### 3.4 結言

粒状体ダンパの減衰効果は粒状体の運動によって支配されているとの基本的な考えに基づき、粒状体の並進運動に関しては「相対運動質量」を、回転運動に関しては「回転運動質量」を提案した。粒状体の総質量、基礎加速度を変えて実験および計算を行い、得られた結果に対して、これらの量と減衰比を比較し、減衰メカニズムを考察して以下の知見を得た。

- (1) 粒状体総質量の増加に伴い、減衰比は増加傾向を示す。ただし、基礎加速度が小さいとき、粒状体総質量が大きくなると、減衰比の増加傾向が鈍化する、もしくは、減衰比がほぼ一定となる。
- (2) 同じ粒状体総質量においては、基礎加速度が増加すると減衰比は増加する。
- (3) 粒状体総質量増加に伴う減衰比の増加は、粒状体総質量が比較的小さい領域においては、相対運動質量の増加という現象によって説明ができる。
- (4) 粒状体総質量が大きくなっていくと、相対運動質量が増加から減少に転じるとい現象が起こる。しかし、相対運動質量がたとえ減少しても、減衰比はほぼ一定か増加傾向を示す。この現象は、粒状体総質量増加に伴う回転運動質量の増加という現象によって説明ができる。



## 第 4 章 エネルギーに基づく減衰メカニズム の考察

---

### 4.1 緒言

粒状体ダンパにおいては、粒状体の運動が減衰発生の基本原理である。前章では、粒状体が制振対象（主振動系の質量）に「固着」しては減衰効果は生じないとの考えにもとづき、「動く」粒状体に注目して検討を行った。すなわち、容器に封入した粒状体を、並進方向に対しては「相対運動質量」と「等価付加質量」、回転方向に対しては「回転運動質量」と「非回転運動質量」に大別して考えることを提案し、これらの量を用いて粒状体ダンパの減衰特性が評価できることを示した。

この提案は、粒状体ダンパの減衰メカニズムを考える上で、最も基本的な考え方に沿った方法といえる。そして、この方法を使えば、粒状体ダンパの減衰特性の概略を把握することができる。

一方、振動系の減衰に関して物理的に深く洞察するには、振動エネルギーの流れを考えることが有用である。インパクトダンパの研究において、振動エネルギー流れの考えに基づき、インパクトダンパの振動特性を検討し、高い制振特性を得るための方法が報告されている<sup>[81; 82]</sup>。

本章では、粒状体ダンパの減衰特性がどのような物理挙動に支配されているか、言い換えれば粒状体ダンパの本質を理解するために、粒状体と主振動系との間の振動エネルギーの流れを計算によって求め、粒状体ダンパにおける減衰特性を考察する。

### 4.2 主振動系のエネルギー式

振動エネルギーの観点で減衰特性の考察を進めるにあたり、第 2 章に示した主振動系の運動方程式(18)から、エネルギーの式を求める。式(18)の主振動系の運動方程式

---

の両辺に、主振動系質量の速度を乗じて積分し整理すると、以下のとおり、式(42)を得る。

$$\begin{aligned}
 M\ddot{x}_m &= -K(x_m - x_b) - C(\dot{x}_m - \dot{x}_b) \\
 &\quad - \sum_{i=1}^p N_{L(i,1)} f_{L(i,1)} + \sum_{i=1}^p N_{R(i,q)} f_{R(i,q)} + \sum_{j=1}^q N_{B(1,j)} f_{B(1,j)}
 \end{aligned} \tag{18}$$

式(18)に、主振動系質量の速度 $\dot{x}_m$ を乗じ積分する。

$$\begin{aligned}
 \int_0^t M\ddot{x}_m \cdot \dot{x}_m dt &= - \int_0^t K(x_m - x_b) \cdot \dot{x}_m dt - \int_0^t C(\dot{x}_m - \dot{x}_b) \cdot \dot{x}_m dt \\
 &\quad - \int_0^t \sum_{i=1}^p N_{L(i,1)} f_{L(i,1)} \dot{x}_m dt + \int_0^t \sum_{i=1}^p N_{R(i,q)} f_{R(i,q)} \dot{x}_m dt \\
 &\quad + \int_0^t \sum_{j=1}^q N_{B(1,j)} f_{B(1,j)} \dot{x}_m dt
 \end{aligned} \tag{37}$$

ここで、

$$M\ddot{x}_m \cdot \dot{x}_m = \frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} M \dot{x}_m^2 \right) \tag{38}$$

$$\begin{aligned}
 K(x_m - x_b) \dot{x}_m &= K(x_m - x_b)(\dot{x}_m - \dot{x}_b) + K(x_m - x_b) \dot{x}_b \\
 &= \frac{d}{dt} \left\{ \frac{1}{2} K(x_m - x_b)^2 \right\} - K(x_b - x_m) \dot{x}_b
 \end{aligned} \tag{39}$$

$$\begin{aligned}
 C(\dot{x}_m - \dot{x}_b) \dot{x}_m &= C(\dot{x}_m - \dot{x}_b)(\dot{x}_m - \dot{x}_b) + C(\dot{x}_m - \dot{x}_b) \dot{x}_b \\
 &= C(\dot{x}_m - \dot{x}_b)^2 - C(\dot{x}_b - \dot{x}_m) \dot{x}_b
 \end{aligned} \tag{40}$$

であるので、式(37)は、

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{2}M\dot{x}_m^2 &= -\frac{1}{2}K(x_m - x_b)^2 + \int_0^t K(x_b - x_m)\dot{x}_b dt - \int_0^t C(\dot{x}_m - \dot{x}_b)^2 dt \\
 &+ \int_0^t C(\dot{x}_b - \dot{x}_m)\dot{x}_b dt - \int_0^t \sum_{i=1}^p N_{L(i,1)} f_{L(i,1)} \dot{x}_m dt \\
 &+ \int_0^t \sum_{i=1}^p N_{R(i,q)} f_{R(i,q)} \dot{x}_m dt + \int_0^t \sum_{j=1}^q N_{B(1,j)} f_{B(1,j)} \dot{x}_m dt
 \end{aligned} \tag{41}$$

となる。式(41)を整理して、

$$\begin{aligned}
 &\int_0^t (K(x_b - x_m) + C(\dot{x}_b - \dot{x}_m)) \dot{x}_b dt \\
 &= \frac{1}{2}M\dot{x}_m^2 + \frac{1}{2}K(x_m - x_b)^2 + \int_0^t C(\dot{x}_m - \dot{x}_b)^2 dt + \int_0^t \sum_{i=1}^p N_{L(i,1)} f_{L(i,1)} \dot{x}_m dt \\
 &- \int_0^t \sum_{i=1}^p N_{R(i,q)} f_{R(i,q)} \dot{x}_m dt - \int_0^t \sum_{j=1}^q N_{B(1,j)} f_{B(1,j)} \dot{x}_m dt
 \end{aligned} \tag{42}$$

を得る。

式(42)の左辺は、ばね力と減衰力に基礎部の速度を乗じ、時間で積分したものであり、主振動系に与えられる入力エネルギーとなる。右辺の第 1 項と第 2 項は、主振動系質量の運動エネルギーとばね部に蓄えられるエネルギーであり、それらの和が主振動系が持つ振動エネルギーとなる。第 3 項は、減衰要素（主として、はりの締結部で生じる減衰）で消費されるエネルギーである。式(42)の右辺第 4 項は容器の左側の壁と粒状体の衝突力によって主振動系になされる仕事、第 5 項は容器の右側の壁と粒状体の衝突力によって主振動系になされる仕事、第 6 項は容器底辺と粒状体の摩擦力によって主振動系になされる仕事である。

つまり、式(42)は、基礎部から主振動系に与えられた入力エネルギーが、主振動系の振動エネルギー、はり締結部の減衰要素による仕事、および、粒状体と容器の間での

衝突力や摩擦力による仕事に分配されることを意味している。この式から、主振動系の振動エネルギー、つまり、振動の大きさを小さくするには、粒状体と容器の間での衝突力や摩擦力による仕事を大きくすればよいことが分かる。なお、容器の中にある粒状体同士でも衝突が起こっているが、容器と接する粒状体だけが容器に仕事をなすわけであるから、主振動系の振動の大きさを議論するにあたっては、容器と接する粒状体だけを考えれば良いことになる。

### 4.3 球型の粒状体を用いた実験結果と計算結果

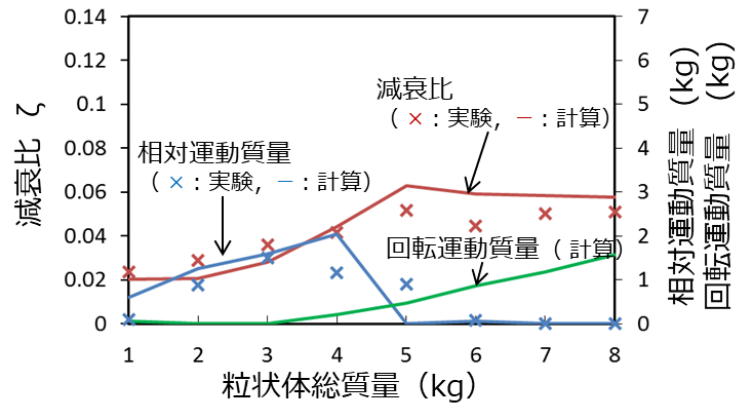
#### 4.3.1 減衰比

エネルギーでの考察を進めるために、球型の粒状体を用いて、円柱型粒状体を用いた場合（図 3-12）と同様に、減衰比、相対運動質量、回転運動質量を計算と実験によって求めた。相対運動質量と回転運動質量は、第 3 章で提案した量である。実験及び計算方法は、第 2 章で説明した方法と同じである。

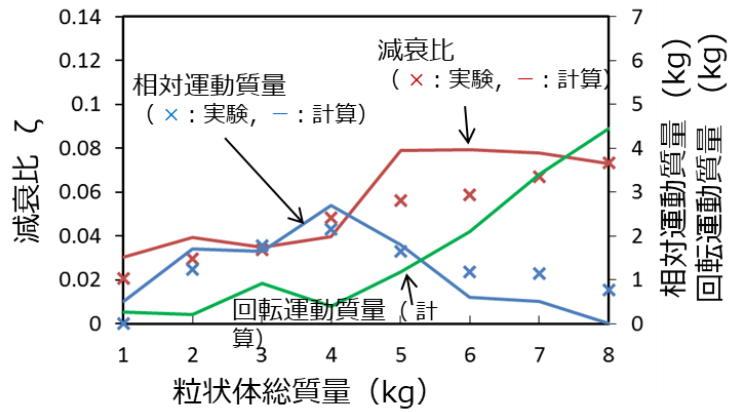
第 3 章では、実験時に粒状体の回転角を測定するために、円柱型の粒状体を用いたが、本章以降は、球型のものを使用した。円柱型の粒状体は、シミュレーションでは線接触するものとして計算しているが、第 2 章の図 2-2 に示した通り、実験時は、片あたりしている可能性があり、球型の粒状体の方が、計算と実験の結果が合いやすいと考えたためである。表 4-1 に球型の粒状体の仕様を示す。

表 4-1 粒状体(球型)の仕様

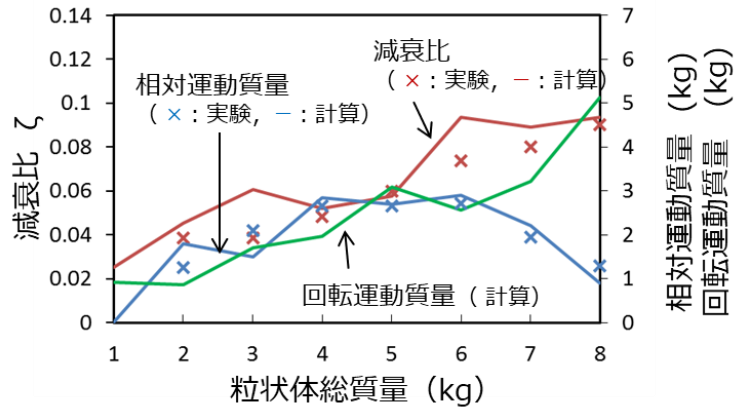
球の半径[mm]	12.5
1 個あたりの質量[g]	64.4
材質	SK 材



(a) 基礎加速度  $0.3 \text{ m/s}^2$



(b) 基礎加速度  $0.5 \text{ m/s}^2$



(c) 基礎加速度  $0.8 \text{ m/s}^2$

図 4-1 総質量変化時の減衰比と相対運動質量

(粒状体形状：球型，摩擦係数：0.3，反発係数：0.3，容器との隙間：0.1mm)

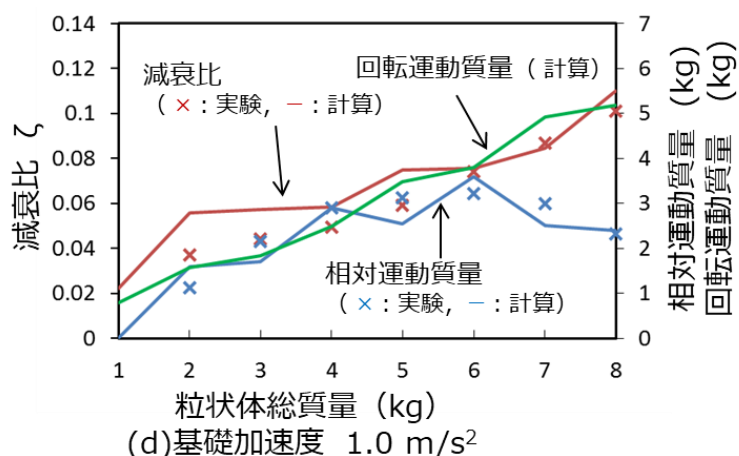


図 4-1 総質量変化時の減衰比と相対運動質量

(粒状体形状：球型，摩擦係数：0.3，反発係数：0.3，容器との隙間：0.1mm)

基礎加速度を、 $0.3\text{m/s}^2$ 、 $0.5\text{m/s}^2$ 、 $0.8\text{m/s}^2$ 、 $1.0\text{m/s}^2$ と変化させたときの減衰比，相対運動質量，回転運動質量の結果を重ねて図 4-1 (a)～(d)に示す．なお，計算に用いた粒状体と主振動系の諸元は，実験と同じであり，第 2 章で示した表 2-3 の通りである．

図 4-1 の横軸は，容器に封入した粒状体の量（粒状体総質量）であり，1kg から 8kg まで変化させた．減衰比は赤，相対運動質量は青，回転運動質量は緑で色分けした．計算値は実線，実験値は×印で示した．なお，今回の実験では粒状体として球を用いているために，回転運動質量の計測が困難であり，計算結果のみ求め表示した．

図 4-1 の(a)～(d)において，計算結果と実験結果を比較する．減衰比については，計算結果が実験結果よりも高くなっている箇所が認められるが，粒状体総質量の増加に伴って減衰比が増えること，ならびに，基礎加速度の増加とともに減衰比の最大値が大きくなること，といった実験結果の特徴を計算結果は良く表している．

相対運動質量についてはどの加速度においても，計算結果は実験結果を良く表す．相対運動質量は，粒状体総質量が増加するとともに増加傾向を示すが，その後，減少傾向を示すという特徴がある．こうした挙動は，計算結果ならびに実験結果ともに認

められる。また、基礎加速度が大きくなるにしたがって、相対運動質量が減少に転じる粒状体総質量が大きくなることを見て取れるが、この挙動も計算によって表されている。これらの挙動について、以下、具体的に説明する。

図 4-1 (a)の基礎加速度  $0.3\text{m/s}^2$  の場合について見てみる。相対運動質量は、計算結果では粒状体総質量  $4\text{kg}$  のときに最大値となり、その後減少する。減衰比は、粒状体総質量  $5\text{kg}$  で最大値となり、その後の  $6\text{kg}$  から  $8\text{kg}$  では、やや減少する傾向にある。

粒状体ダンパにおいて、粒状体が主振動系の質量に「固着」しては、減衰効果は生じない。つまり、粒状体ダンパの減衰メカニズムの基本は、粒状体が動くことにある。この粒状体ダンパの減衰メカニズムをベースに、図 4-1 (a)の基礎加速度  $0.3\text{m/s}^2$  の場合を考えてみると、粒状体総質量  $4\text{kg}$  までは相対運動質量が増加するため、減衰比が粒状体総質量の増加とともに大きくなることは、十分に理解できることと考える。

一方、粒状体総質量  $5\text{kg}$  以降では、相対運動質量が減少しても減衰比はそれほど減少しておらず、相対運動質量の変化の挙動から減衰比の大きさを説明するのは困難である。この図に重ねた回転運動質量の計算結果に注目する。回転運動質量については、第 3 章で説明しているが、回転運動する粒状体の質量の総計である。回転運動質量は、粒状体総質量の増加に伴って、ほぼ単調に増加する。回転運動質量が増加すれば、粒状体と容器との間の摩擦力による減衰効果の増加が期待され、これが減衰比の減少量が少なくなることに繋がったと考えている。

以上は、図 4-1 (a)の基礎加速度  $0.3\text{m/s}^2$  の場合の振動特性に関する説明ならびに考察である。それ以外の基礎加速度  $0.5\text{m/s}^2$  (図 4-1 (b))、 $0.8\text{m/s}^2$  (図 4-1 (c))、 $1.0\text{m/s}^2$  (図 4-1 (d)) の場合においても、基礎加速度  $0.3\text{m/s}^2$  の場合と同様の挙動が認められる。つまり、相対運動質量が減少に転じるまでは、粒状体総質量の増加に伴って減衰比が増加する。その後、相対運動質量が減少しても、減衰比がそれほど減少しなかったり、あるいは、増加した後一定となる挙動は、回転運動質量が粒状体総質量の増加に伴い増えることに起因していると考えられる。

以上のような、基礎加速度の大きさによらない振動特性の特徴の他に、基礎加速度の大きさが大きくなると、減衰比の最大値が大きくなるという特徴が認められる。基

---

礎加速度が増加すると、相対運動質量が減少に転じる粒状体総質量が大きくなる。この現象は容易に理解できる現象であり、減衰比が、相対運動質量が減少に転じる粒状体総質量まで増加することを考えると、減衰比の最大値が大きくなることも理解できる。

以上が、第 3 章で提案した相対運動質量と回転運動質量を用いた減衰効果を定性的に説明する方法であり、粒状体を球型にしても、円柱型の粒状体の場合 (図 3-12) と同様の説明をすることができる。

本章では、さらに、粒状体ダンパの減衰メカニズムをより物理的に捉えるために、粒状体と主振動系との間の振動エネルギーの流れを計算によって求め、粒状体ダンパにおける減衰特性を考察する。

### 4.3.2 粒状体によって主振動系になされる仕事と減衰効果

本節では、図 4-1 (d) で示した基礎加速度  $1.0\text{m/s}^2$ 、粒状体総質量  $4\text{kg}$  の場合の計算結果を用いて、粒状体が主振動系になす仕事と減衰効果との関係を考察する。

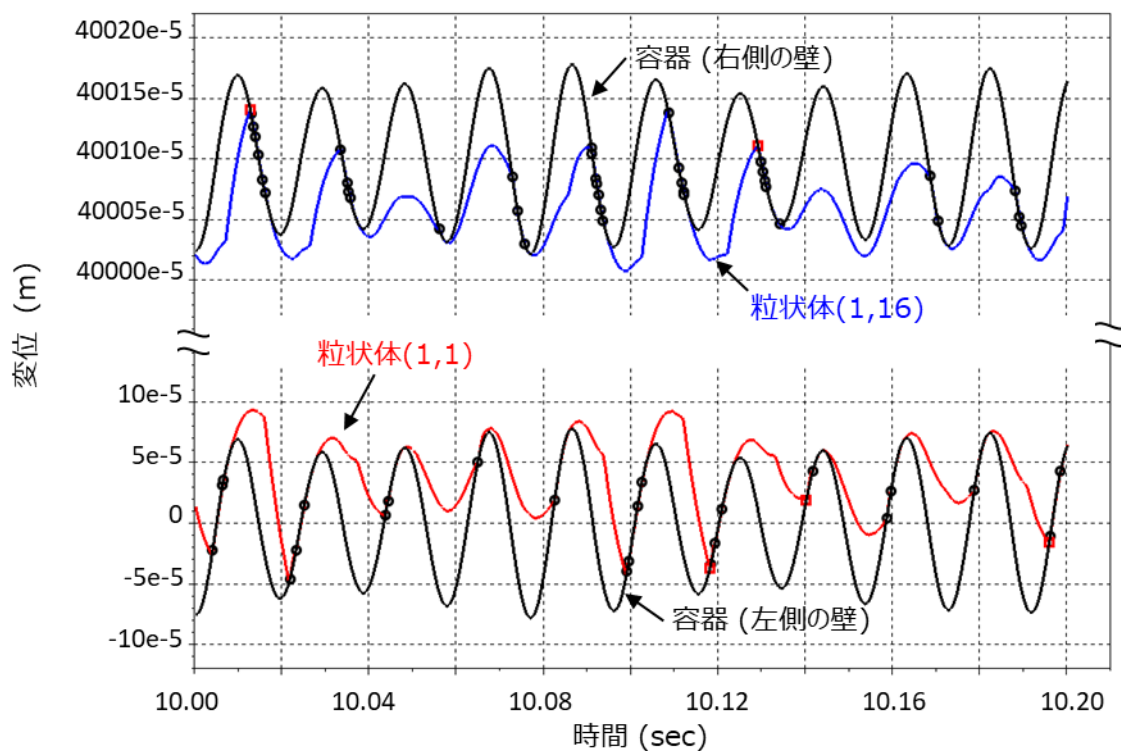
図 4-2 (a) に、容器の左右の壁の変位と 1 行目左端ならびに右端に置かれた粒状体の変位の計算結果を示す。左壁の変位は、縦軸の「0m」を基準に変動する黒の曲線、右壁の変位は、縦軸の「0.4001m」を基準に変動する黒の曲線である。そして、赤の曲線が 1 行目左端の粒状体 (1,1) の変位を、青の曲線が 1 行目右端の粒状体 (1,16) の変位を示す。また、図中のプロットは、粒状体と容器の壁とが接触・衝突したことを示すものであり、後に述べる衝突形態によって、四角印 (赤)、丸印 (黒) の二種類に分類している。

なお、上記 0.4001m は、容器幅を表わす数値で、粒状体 16 個を並べた幅 400mm (直径 25mm × 16 個) に、隙間 0.1mm を加えた値である。また、隙間 0.1mm は、本実験装置において、最大減衰比を示す実験的に求めた最適な隙間量である。

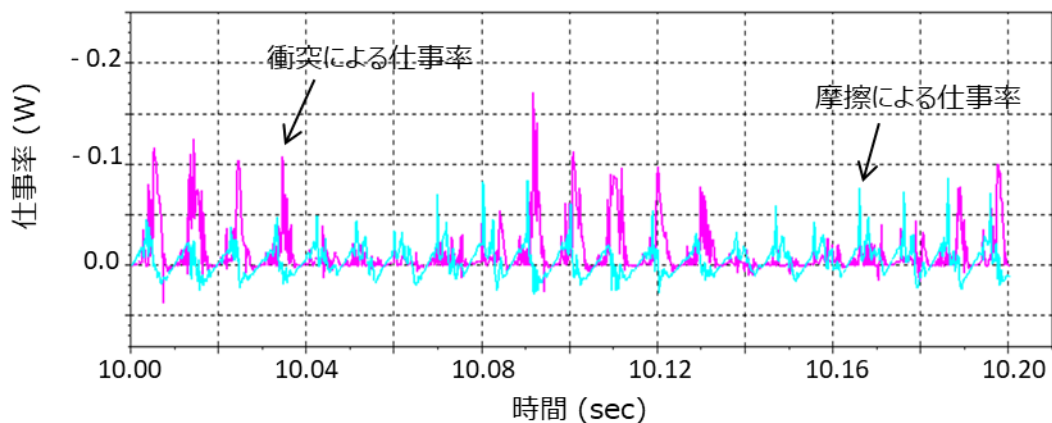
横軸は時間である。初期変位ならびに初期速度を 0 として計算すると、振動開始後 5 秒程度までは振幅が増加していくが、その後、振動振幅は安定し、10 秒ほど経過すれば振動はほぼ定常と捉えてよい状態になる。そのため、10 秒から 10.2 秒のデータを示している。

---





(a) 容器と両端の粒状体の変位

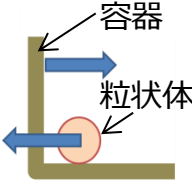
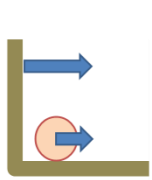
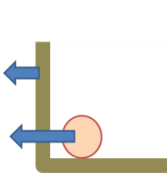


(b) 衝突による仕事率と摩擦力による仕事率

図 4 - 2 粒状体と容器の衝突の様子と粒状体がなす仕事

(粒状体形状: 球型, 摩擦係数: 0.3, 反発係数: 0.3, 容器との隙間: 0.1mm, 粒状体総質量: 4kg)

表 4-2 粒状体と容器の壁の衝突パターン

タイプ: 効果	A: 良い □	B: 良い ○	C: 悪い ×
速度	$\dot{X}_m \cdot \dot{Z}_h < 0$	$\dot{X}_m \cdot \dot{Z}_h \geq 0$ $ \dot{X}_m  >  \dot{Z}_h $	$\dot{X}_m \cdot \dot{Z}_h \geq 0$ $ \dot{X}_m  \leq  \dot{Z}_h $
方向			

ここで、上述の、粒状体と壁との衝突形態について説明する。表 4-2 の分類は、長嶋らが、インパクトダンパの制振特性を論じたときに使用したものであり<sup>[81]</sup>、その論文における衝突体を粒状体と読み替えて表記している。タイプ A は、粒状体と壁の速度が逆方向の場合で、いわゆる正面衝突である。この衝突では一般に、主振動系の速度が下がるため減衰効果が生まれる。タイプ B は、粒状体と壁が同じ方向に動いていて壁の速度が粒状体の速度よりも大きい場合、いわゆる壁が粒状体に追突する場合である。この衝突も、主振動系の速度が下がるため減衰効果がある。タイプ C は、粒状体と壁が同じ方向に動いていて、粒状体の速度が壁の速度よりも大きい場合である。この場合は、粒状体が壁に追突して容器をさらに加速させるため、主振動系の振動は減衰しない。

図 4-2 (a) に戻って粒状体と壁との衝突形態について見てみる。図に示したプロットの多くは丸印 (黒) で、表 4-2 のタイプ B の衝突が起こっていることを示している。四角印 (赤) も数ヶ所で認められ、これはタイプ A の衝突が起こっていることを示している。タイプ A ならびにタイプ B は、いずれも主振動系の振動を小さくする良い衝突であり、粒状体が壁に衝突することで、主振動系の振動が抑えられる。なお、今回の計算条件では (基礎加速度 1.0m/s<sup>2</sup>, 粒状体総質量 4kg の場合)、悪い衝突のタイプ C は生じない。このため、図 4-2 (a) に × 印はない。

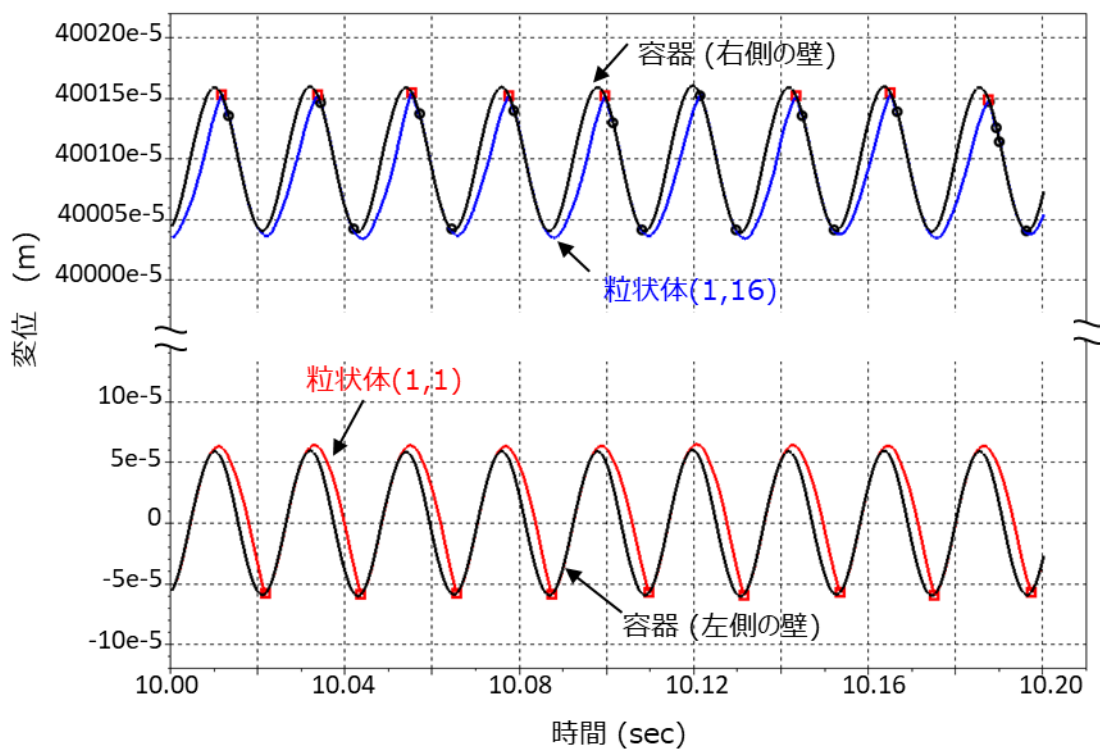
図 4—2 (a)の計算結果に基づき、さらに、粒状体が主振動系になす仕事率を求め図 4—2 (b)に示す。図の紫の線が、これまで説明してきた衝突による仕事率である。先に述べたように、図 4—2 (a)で示した衝突は、良い衝突(タイプ A ならびにタイプ B)であるので、粒状体が主振動系になす仕事は「負の仕事」になる。なお、この図の縦軸は、上方向を負にとっている。

一方、計算では、容器底辺にある粒状体と容器との間に発生する摩擦力による仕事も求めている。この摩擦力による仕事率の結果は、図 4—2 (b)において青線で表記している。図から、衝突力による仕事率が、摩擦力による仕事率に比べて全体的に大きいことが認められる。特に、10.09 秒近辺で衝突力による仕事率が大きくなっており、その後 4 回ほど(10.13 秒程度まで)衝突力による仕事率が摩擦力による仕事率よりも大きい状態が継続する。この 10.09 秒から 10.13 秒までの間の主振動系(容器)の変位を、図 4—2 (a)に目を転じて見てみると、変位が減少していく挙動が認められる。つまり、ここでは、衝突力による仕事が減衰効果の主体となっていることが確認できる。

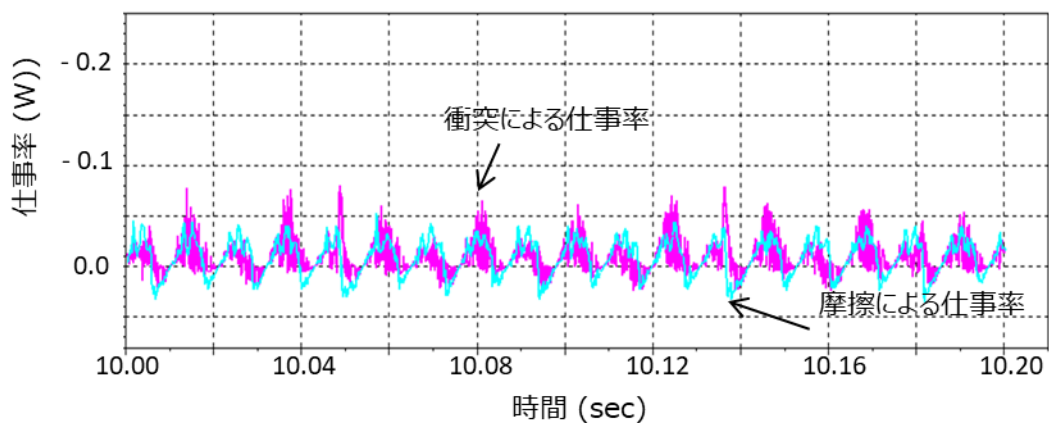
続いて、粒状体総質量を 8kg にした場合の挙動を計算により求め、結果を図 4—3 に示す。ここでの図の記載方法は、図 4—2 と同じである。図 4—3 (a)から、粒状体総質量 8kg の場合には、タイプ A とタイプ B の衝突が周期的に起こっており、主振動系の容器の変位振幅がほぼ一定であることがわかる。図 4—3 (b)を見ると、衝突力と摩擦力による仕事率には図 4—2 で見たような大きな差はなく、いずれも周期的な変動となっていることが認められる。

こうした挙動を総合すると、粒状体総質量が 8 kg の場合には、衝突力による仕事と摩擦力による仕事の両者が粒状体ダンパの減衰特性に影響していると考えられる。

以上で述べたように、粒状体と壁との衝突、ならびに、粒状体と容器底辺との摩擦によって、粒状体ダンパの減衰効果は得られるが、粒状体総質量などの条件によって、衝突力と摩擦力が減衰効果におよぼす影響は変わるものと考えられる。そこで、粒状体総質量が変化するときの衝突力と摩擦力による仕事を、基礎加速度ごとに整理して、減衰効果の考察を進めることとした。



(a) 容器と両端の粒状体の変位



(b) 衝突による仕事率と摩擦力による仕事率

図 4-3 粒状体と容器の衝突の様子と粒状体がなす仕事

(粒状体形状: 球形, 摩擦係数: 0.3, 反発係数: 0.3, 容器との隙間: 0.1mm, 粒状体総質量: 8kg)

### 4.3.3 粒状体総質量変化時の衝突力と摩擦力による仕事

図 4-4 は、粒状体ダンパの減衰効果に対する、衝突力と摩擦力との影響度合を示す図となっている。横軸は粒状体総質量であり、1kg から 8kg まで変化させている。縦軸は、衝突力による仕事、ならびに、摩擦力による仕事を入力エネルギーで除した値（赤の実線と青の実線）、さらにその合計（棒グラフ）を示したものである。なお、衝突力による仕事、ならびに、摩擦力による仕事は基本的には主振動系に対して負の仕事をするので、この図の縦軸も、上方向を負にとっている。

図の棒グラフの大きさが「-1」にならないのは、以下の理由による。定常振動時において、主振動系への入力エネルギーと減衰力による消散エネルギーは等しい。本振動系においては、「衝突力による仕事+摩擦力による仕事」（棒グラフ）に、粒状体がない状態で始めから持っている振動系の減衰（図 2-4 の減衰係数  $C$ ）による仕事加わって、「すべての消散エネルギー」になる。つまり、図の棒グラフは入力エネルギーに対する「衝突力による仕事+摩擦力による仕事」の比率を示しており、入力エネルギーに対する「すべての消散エネルギー」の比率ではないため、棒グラフの大きさは「-1」とはならない。

以上のエネルギー（仕事）は、基礎部に与えた強制変位 25 周期分の時間で積分してエネルギー（仕事）を計算した。前述したように、粒状体ダンパを有する主振動系の振動振幅は振動開始から 10 秒ほど経過すると安定し、ほぼ定常と捉えてよい状態になる。こうした状態において、主振動系の一周期中で、粒状体ダンパが主振動系に対して正の仕事をしたり、負の仕事をしたりする。このため、粒状体ダンパにおけるエネルギーの関係を検討するには、仕事率を時間で積分するのではなく、整数分の周期で積算することが重要である。

まず、図 4-2、図 4-3 で示した条件と同じ条件の、基礎加速度  $1.0\text{m/s}^2$  の図 4-4 (d) の結果を見る。衝突力による負の仕事は、粒状体総質量の増加とともに、粒状体総質量 3kg まで増加し、その後減少する。それに対して、摩擦力による負の仕事は、粒状体総質量の増加とともに凹凸を繰り返しながら増加する傾向にある。なお、この凹凸は、粒状体の並びの行数が奇数の場合と偶数の場合で、最上段の粒状体の並び方が異なること（図 2-5 参照）に起因していると考えられる。つまり、粒状体の並び方の

違いが、発生する減衰力の差異につながると考えている。偶数行 (2,4,6,8 行) の並びとなる粒状体総質量 2,4,6,8kg についてのみ注目してみると、摩擦力による負の仕事はほぼ単純増加になる。同様のことが、奇数行 (1,3,5,7 行) の並びとなる粒状体総質量 1,3,5,7kg でも認められる。

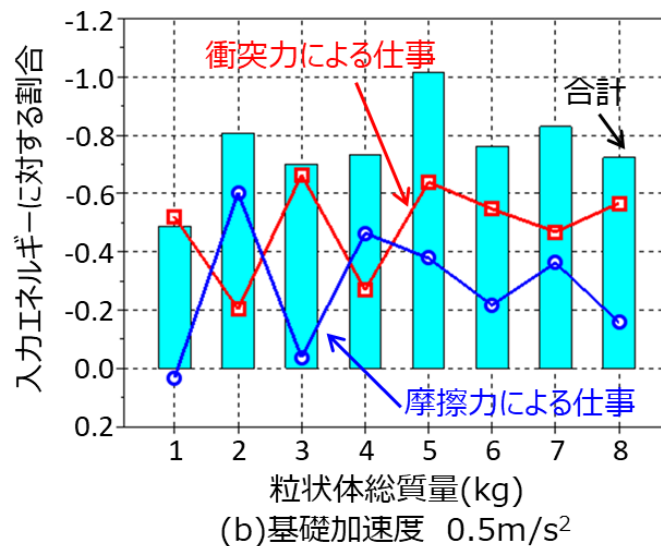
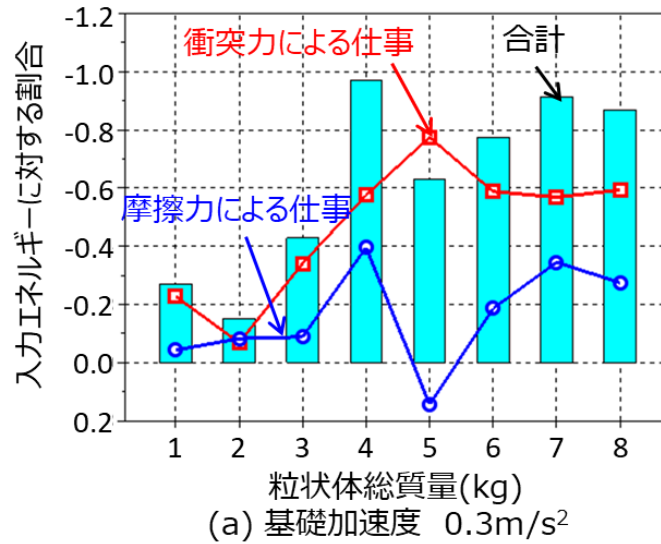


図 4-4 入力エネルギーに対する衝突力と摩擦力による仕事の割合

(粒状体形状：球型，摩擦係数：0.3，反発係数：0.3，容器との隙間：0.1mm)

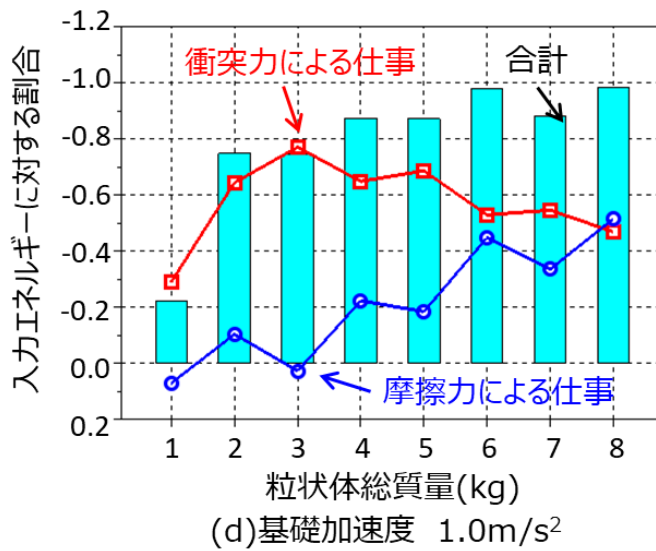
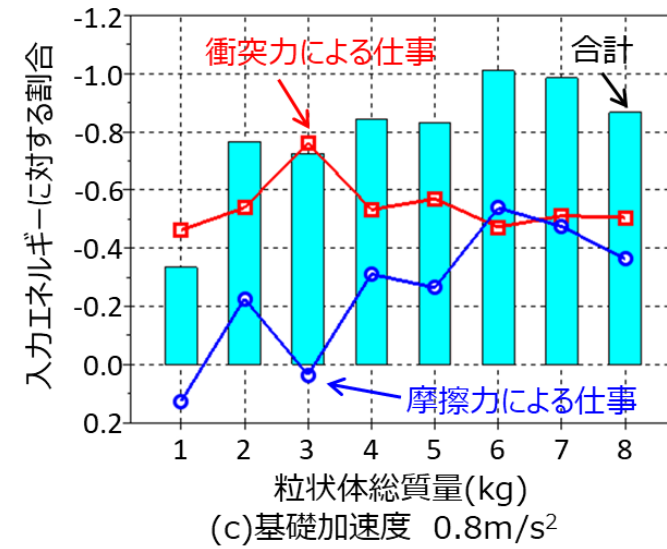


図 4-4 入力エネルギーに対する衝突力と摩擦力による仕事の割合

(粒状体形状：球型，摩擦係数：0.3，反発係数：0.3，容器との隙間：0.1mm)

粒状体総質量 4kg に注目すると，衝突力による仕事が摩擦力による仕事に比べて支配的であることがわかる．一方，粒状体総質量 8kg では，衝突力による仕事と摩擦力

による仕事はほぼ同等であることが認められる。この挙動は図 4-2, 図 4-3 で述べたことに合致する。

続いて、図 4-4(d)の 2 つの仕事の合計値 (棒グラフ) に注目する。棒グラフの高さは、若干の凹凸が認められるものの粒状体総質量の増加に伴って増加し、6kg 以降で飽和しているように見える。この棒グラフの傾向は、図 4-1(d)に示した減衰比の傾向とほぼあっており、衝突力による負の仕事と摩擦力による負の仕事によって振動系の減衰比が支配されていると考えられる。

別の条件、たとえば、基礎加速度  $0.5\text{m/s}^2$  の図 4-4(b)の結果を見ると、棒グラフの高さが、粒状体総質量 5kg 以降で若干減少していることがわかる。このことは、図 4-1(b)の粒状体総質量 5kg 以降で減衰比が、ほんの少し減少するという傾向に対応するものであると考えている。なお、粒状体総質量が 5kg 以上になると、衝突力や摩擦力による仕事がやや減少するのは、下部の粒状体に上部の粒状体の重さがかかり、下部の粒状体が動きにくくなるためではないかと考えている。

図 4-4(a), 図 4-4(c)でも、概略ではあるが、同様なことが認められる。つまり、図 4-4(a)では粒状体総質量 4kg 以降、図 4-4(c)では粒状体総質量 6kg 以降で、棒グラフの高さに減少傾向が見られる。それらと同条件の図 4-1(a), 図 4-1(c)の減衰比の計算結果を見ると、減衰比がやや減少する傾向があり、図 4-4(a), 図 4-4(c)の棒グラフと概略ではあるが同様な傾向となっている。

図 4-4 と図 4-1 とを比較しながら、両者には対応関係があると上述した。しかし、注意してみると、図 4-4 の棒グラフに凹凸があるなど、図 4-1 との完全な対応関係があるとは言えない。そのため、上述では、「概略」という言葉を用いて説明した。特に、図 4-4 の棒グラフから、図 4-1 のような減衰比の絶対値を見積ることは困難である。図 4-4 にはこのような限界はあるものの、粒状体が「どれだけ減衰に寄与しているか」そして「どのように減衰に寄与 (衝突か摩擦か) しているか」を推し量る上では有用な図であると考えられる。



#### 4.4 結言

粒状体ダンパの減衰特性がどのような物理挙動に支配されているかを理解するために、粒状体ダンパのエネルギーに着目して、減衰特性との関係を考察した。球型の粒状体を用いた粒状体ダンパにおいて、それぞれの粒状体の動きを計算によって求め、粒状体が主振動系（容器）になす衝突力による仕事と、摩擦力による仕事を求め、入力されるエネルギーとの比較を行い、以下の結論を得た。

- (1) 粒状体総質量が小さい領域では、粒状体が主振動系におよぼす衝突力が、粒状体ダンパの減衰特性に影響を与える。
- (2) 粒状体総質量が大きい領域では、衝突力に加えて、粒状体が主振動系におよぼす摩擦力も、粒状体ダンパの減衰特性に影響を与える。
- (3) 本章内での条件においては、基礎加速度  $1.0\text{m/s}^2$  の場合、粒状体総質量  $3\text{kg}$  では減衰力がほとんど衝突力に支配されており、粒状体総質量  $6,7,8\text{kg}$  では、衝突力に加えて摩擦力が減衰力を支配している。
- (4) 主振動系の振動は、左右の容器壁における粒状体の衝突、および、容器底面における粒状体の摩擦による消費エネルギーによって支配される。これらの量を用いて粒状体ダンパの減衰特性の概略を推し量ることができる。

## 第 5 章 高減衰化のための検討

---

### 5.1 緒言

前章では，粒状体ダンパにおける振動エネルギーに着目して，減衰特性との関係を考察した．変位により強制加振される主振動系の振動特性は，左右の容器壁における粒状体の衝突，および，容器底面における粒状体の摩擦による消費エネルギーによって支配される．これらの量を用いて粒状体ダンパの減衰特性の概略を推し量ることができる．

本章では，粒状体ダンパのさらなる高減衰化方法について検討する．はじめに，用いる粒状体の大きさを変えて，減衰特性の検討を計算で行う．次に，粒状体の大きさは変えずに，粒状体の質量，慣性モーメント，ヤング率などの材料特性が，粒状体ダンパの減衰特性におよぼす影響を計算により検討する．

計算結果から，粒状体の慣性モーメントを小さくし，ヤング率を適正值に調整すると，容器に封入する粒状体の質量が大きい領域で高減衰化に有効であると判断された．それを検証するため，鋼球入りゴム球を製作し，それを粒状体として用いた実験を行い，鋼球入りゴム球の利用による高減衰化について検討する．

### 5.2 粒状体の大きさの影響

本章では，シミュレーションは，第 4 章と同じく，球型の粒状体を用いる．計算モデル，運動方程式などは，第 2 章に示したものと同一である．計算に用いた主振動系及び粒状体の諸元を，各条件で比較する基準の条件として，表 5-1 に示す．表 5-1 は，表 2-3 の計算に用いた主振動系および粒状体の諸元の表から，粒状体が球型の場合を取り出して再掲したものである．この表 5-1 の値を，本章では，基準の値と呼ぶこととする．はじめに，粒状体の半径を変えて，減衰比の計算を行った．

表 5-1 計算に用いた主振動系及び粒状体の諸元 (基準)

主振動系 (粒状体容器)			粒状体 (球型)		
$M$	16.58	[kg]	$m_p$	0.0644	[kg]
$K$	1,845	[kN/m]	$r$	12.5	[mm]
$C$	206	[N·s/m]	$E_p$	205	[GPa]
$E_w$	205	[GPa]	$\nu_p$	0.3	
$\nu_w$	0.3		$e_{pw}$	0.8	
			$e_{pp}$	0.8	
			$\mu_a$	0.3	
			$\mu_b$	0.3	

図 5-1 に、粒状体の半径を基準の 12.5mm から、10mm、8mm に変えた場合の、容器内での粒状体 1 行の並び方を示す。容器の横幅は変えずに、粒状体の半径を 10mm にすると、容器の最下段には粒状体は 20 個、8mm に変更した場合は 25 個並ぶことになる。なお、容器の大きさは、図 2-1 に示した実験装置において、粒状体容器内の横幅を 400.1mm (=粒状体半径 12.5mm×16 個+すき間 0.1mm) である。

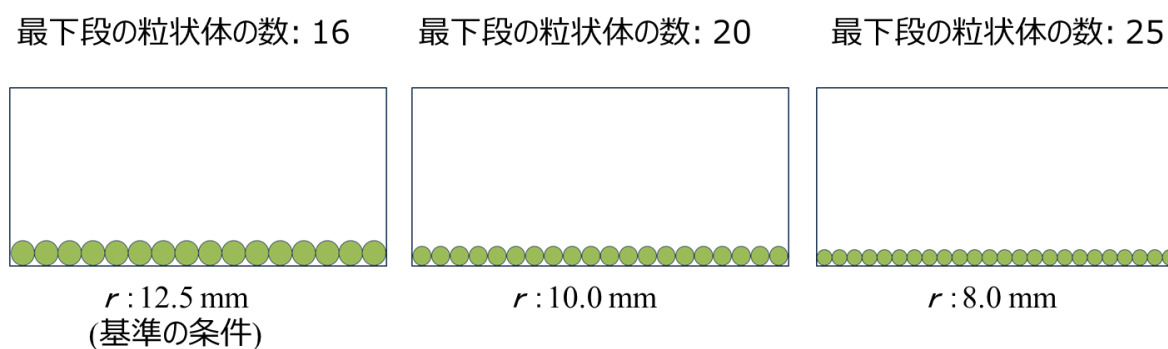


図 5-1 粒状体の大きさを変えたときの容器内での並び方

球型の粒状体は、半径を 1/2 にすると、粒状体 1 個あたりの質量が、1/8 となる。半径 8mm, 10mm の粒状体を用いる場合、基準の半径 12.5mm の粒状体を用いた場合と、行数ごとの粒状体総質量は異なるが、計算は、各行に粒状体をすきまなく並べて、行数を増やしていく方法で行った。

図 5-2 に、基礎部に  $1.0\text{m/s}^2$  の加速度入力を与え、粒状体総質量を変えていった場合の半径 8mm (赤線)、10mm (緑線) の粒状体の減衰比の計算結果を、基準の半径 12.5mm (青線) の粒状体の減衰比の計算結果と合わせて示す。図 5-2 をみると、粒状体総質量が 3kg から 4kg では、粒状体の半径が小さいほうが、減衰比が高くなっているが、粒状体総質量 5kg 以降は、粒状体の半径が異なっても同程度の減衰比となった。本計算結果から、粒状体の大きさが異なってもある程度粒状体の質量があれば、同等の減衰効果が得られることがわかる。

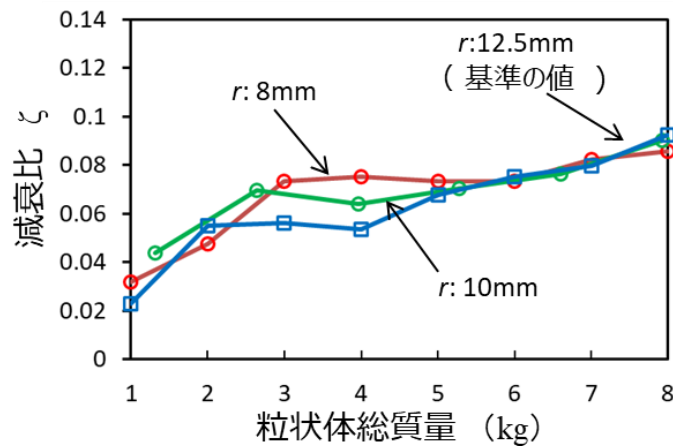


図 5-2 粒状体の大きさを変えたときの減衰比

### 5.3 粒状体個々のパラメータの影響

図 2-4 の計算モデルおよび式(22),(23),(24)の粒状体の運動方程式から明らかなように、粒状体の運動は、周りの粒状体や容器との接触によって発生する衝突力、ならびに、摩擦力で決まる。言い換えれば、粒状体の質量、慣性モーメント、ヤング率などの材料特性が、粒状体の運動を支配し、ひいては粒状体ダンパの減衰特性を決めることとなる。

前節で粒状体の半径を変えても、ある程度の粒状体総質量があれば、同等の減衰効果となるとの結果を得た。しかし、粒状体の半径を変えると、粒状体 1 個あたりの質量や慣性モーメントなどが変わる。そこで、本節では、粒状体個々のパラメータの影響を検討するため、粒状体の半径は変えずに、1 個あたりの質量、慣性モーメント、ヤング率、反発係数、摩擦係数の値を単独に 1 つだけ変えて、減衰比の計算を行う。

実験では、例えば同じ材質の粒状体で、質量を大きくすると一般には慣性モーメントや粒状体半径がそれに伴って大きくなってしまい、一つ一つのパラメータが減衰特性におよぼす影響を検討することが難しい。それに対して、計算では、粒状体のパラメータの影響が独立して検討できるという利点がある。そこで、計算で与える粒状体の諸元が、実際には実現することは難しいということを知りながら、検討を行うこととした。

### 5.3.1 質量の影響

粒状体 1 個あたりの質量を、表 5-1 に示した基準の条件である 0.0644 kg (表 5-1 参照) に対して、1/2 倍の 0.0322 kg, 2 倍の 0.1288 kg と変化させ、3 条件で比較を行った。

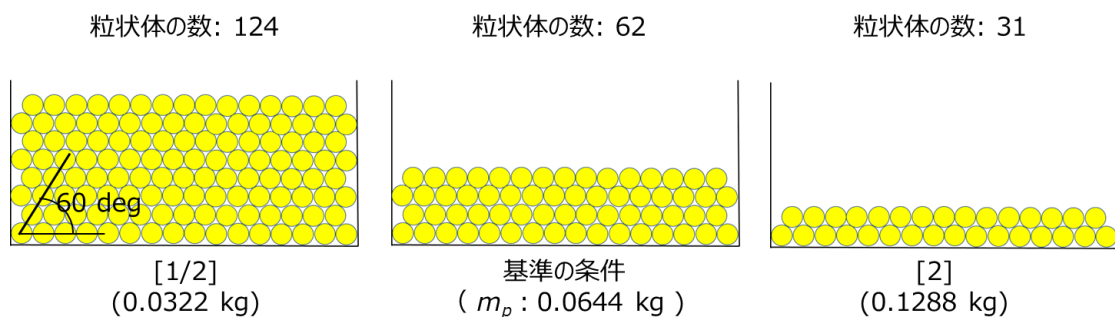


図 5-3 容器内での粒状体の並び方 (粒状体総質量 4kg の場合)

図 5-3 は、粒状体総質量が 4 kg となる場合の、容器内での粒状体の並び方を示している。容器底面に接触する 1 行目に粒状体を 16 個並べた後、その上の 2 行目以降は、

図に示すように上下の粒状体同士が 60 度となるように並べる．この並べ方の場合，奇数行の粒状体の個数は 16 個，偶数行は 15 個となる．

上述のように粒状体の行数を変えて粒状体総質量を変化させ，減衰比を計算し，結果を図 5-4 に示す．粒状体 1 個あたりの質量が基準の場合を青線，基準の 1/2 倍の場合を赤線，基準の 2 倍の場合を緑線で表示している．なお，図中，基準の何倍であるかを角括弧内の数値で表記している．

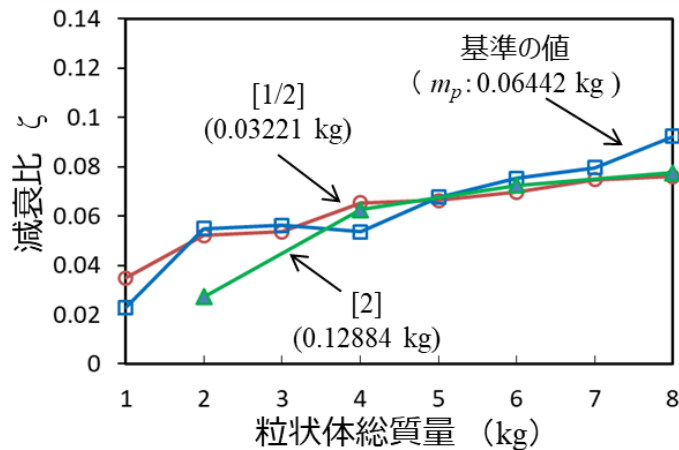


図 5-4 粒状体の質量を変化させた場合の減衰比

まず，粒状体 1 個あたりの質量を変えても，粒状体総質量の増加とともに減衰比が増加する傾向はいずれの条件でも認められる．また，計算した 3 条件においては，3 ~ 4 kg 以降の減衰比の大きさにあまり大きな差はないことが分かる．つまり，粒状体 1 個あたりの質量は粒状体ダンパの減衰特性に大きな影響を与えず，粒状体総質量にほぼ支配されるとまとめられる．

ただ，このまとめとは異なり，1~2 kg の小さな粒状体総質量の領域で，各条件の結果に差が見られることについては説明しておく必要がある．

粒状体総質量が 4 kg の場合の粒状体の並び方 (図 5-3) を参照しながら，粒状体総質量 1~2 kg の領域における粒状体の並び方を考える．粒状体総質量 1 kg の場合には，基準の条件で粒状体の並びは 1 行の並び，質量 1/2 の場合は 2 行の並びになる．

粒状体総質量 2 kg の場合には、基準の条件で粒状体の並びは 2 行の並び、質量 1/2 の場合は 4 行の並び、質量 2 倍の場合は 1 行の並びとなる。

図 5-4 に戻って、粒状体総質量 1~2 kg の領域における減衰比の大きさを見てみる。粒状体総質量 1 kg の場合には、基準の条件（1 行並び）のときの減衰比が、質量 1/2（2 行並び）のときよりも小さい。粒状体総質量 2 kg の場合には、基準の条件（2 行並び）と質量 1/2（4 行並び）との減衰比がほぼ同じで、質量 2 倍（1 行並び）の減衰比がそれらに比べて小さい値になっている。つまり、1~2 kg の小さな粒状体総質量の領域においては、粒状体の並びが、1 行かあるいは複数行かといった違いを生じ、その並びの違いが減衰比の大きさに影響したと考えることができる。

粒状体ダンパは、粒状体が複数行並ぶのが一般である。逆に、粒状体が 1 行の並びであるような場合には、粒状体を複数のインパクターと見て、粒状体ダンパを「複数の衝突体を有するインパクトダンパ」<sup>[82]</sup>と捉えるのが妥当であると考えられる。つまり、粒状体ダンパの減衰特性は、粒状体 1 個あたりの質量に大きな影響を受けず、粒状体総質量にほぼ支配されるとまとめてよいと考える。

### 5.3.2 慣性モーメントの影響

粒状体の慣性モーメントを変化させて減衰比を計算し、結果を図 5-5 に示す。粒状体 1 個の慣性モーメントが基準の場合 ( $4.026 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ) を青線、基準の 1/2 倍の場合 ( $2.016 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ) を赤線、基準の 2 倍の場合 ( $8.052 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ) を緑線で表示している。

図 5-5 の結果を見てみると、慣性モーメント 1/2 の条件で、基準の条件、2 倍の条件に比べて、粒状体総質量 5 kg 以降の減衰比が高くなることが認められる。つまり、粒状体総質量が大きな領域において、粒状体の慣性モーメントが小さくなると減衰比が大きくなる。以上の結果については、次のように考察している。

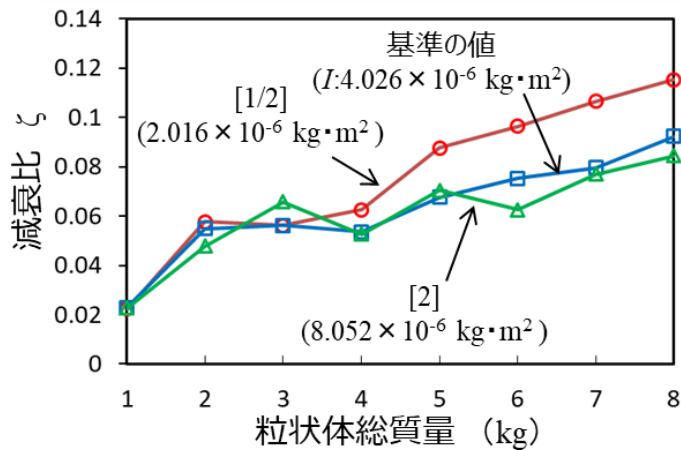


図 5-5 粒状体の慣性モーメントを変化させた場合の減衰比

粒状体ダンパを有する振動系の減衰特性は、左右の容器壁における粒状体の衝突、および、容器底面における粒状体の摩擦による消費エネルギーによって支配される。粒状体総質量が小さい領域では、減衰特性が容器壁における粒状体の衝突にほぼ支配され、粒状体総質量が大きい領域では、衝突に加えて容器底面における粒状体の摩擦が減衰特性を支配するようになることは、前章でも示した通りである。

こうした衝突と摩擦が、粒状体ダンパの減衰特性におよぼす影響を、エネルギーの観点から見てみる。図 5-6 に慣性モーメントを変化させた場合の入力エネルギーに対する仕事の割合を示す。図 5-6 は、第 4 章の図 4-4 と同じ示し方をしたグラフで、主振動系に対する粒状体の衝突力による仕事の割合を赤線で、粒状体と容器底面との間の摩擦力による仕事の割合を青線で、両者の和を棒グラフで示している。



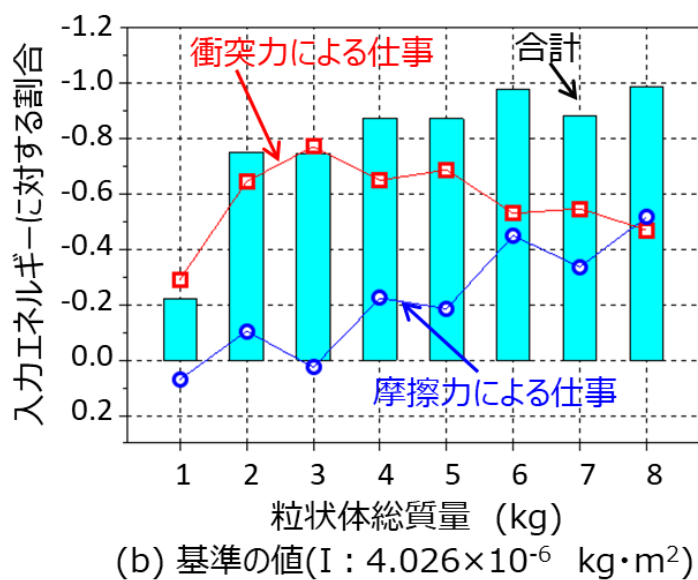
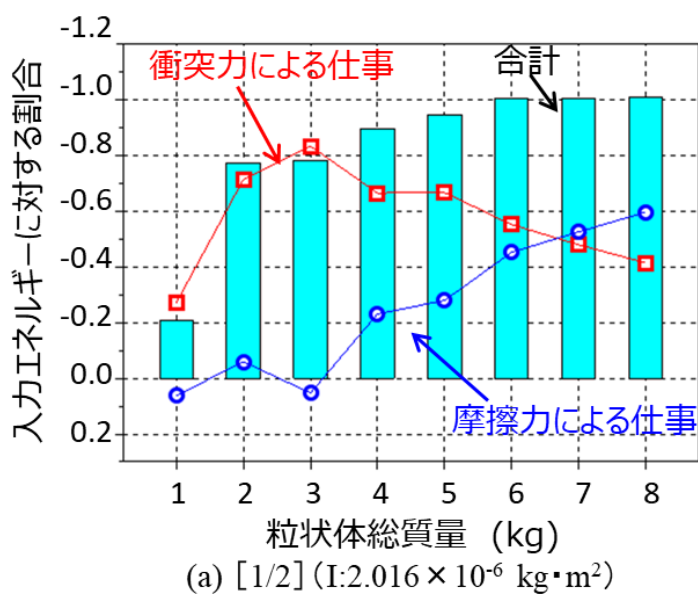


図 5-6 粒状体の慣性モーメントを変化させた場合の入力エネルギーに対する仕事の割合

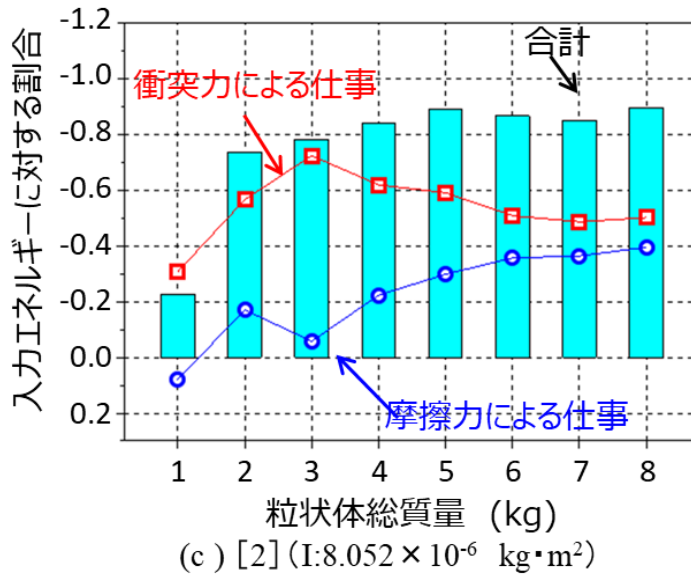


図 5-6 粒状体の慣性モーメントを変化させた場合の入力エネルギーに対する仕事の割合

図 5-6 より、いずれの慣性モーメントの結果においても、粒状体総質量が小さい領域では粒状体の衝突による影響が大きく、粒状体総質量が大きくなるにしたがって摩擦の影響が大きくなっていくことが認められる。さらに、図 5-6(a), (b), (c) を注意深く見てみると、粒状体総質量 5 ~ 6kg 以降において、慣性モーメント 2 倍、基準、1/2 倍となるにしたがって、摩擦力による仕事の割合の増加が見て取れる。

さらに、ここで示した各条件で、振動波形の計算にまでさかのぼって検討した。図 5-7 は、粒状体総質量 4kg と 8kg の場合の 1 行目の 16 個の粒状体について、それぞれ容器との相対変位の最大値を示したものである。相対変位は、容器の振動に伴って振動的波形となるが、振動が定常的になる振動開始 10.0 秒から 11.0 秒の間の振幅から求めている。

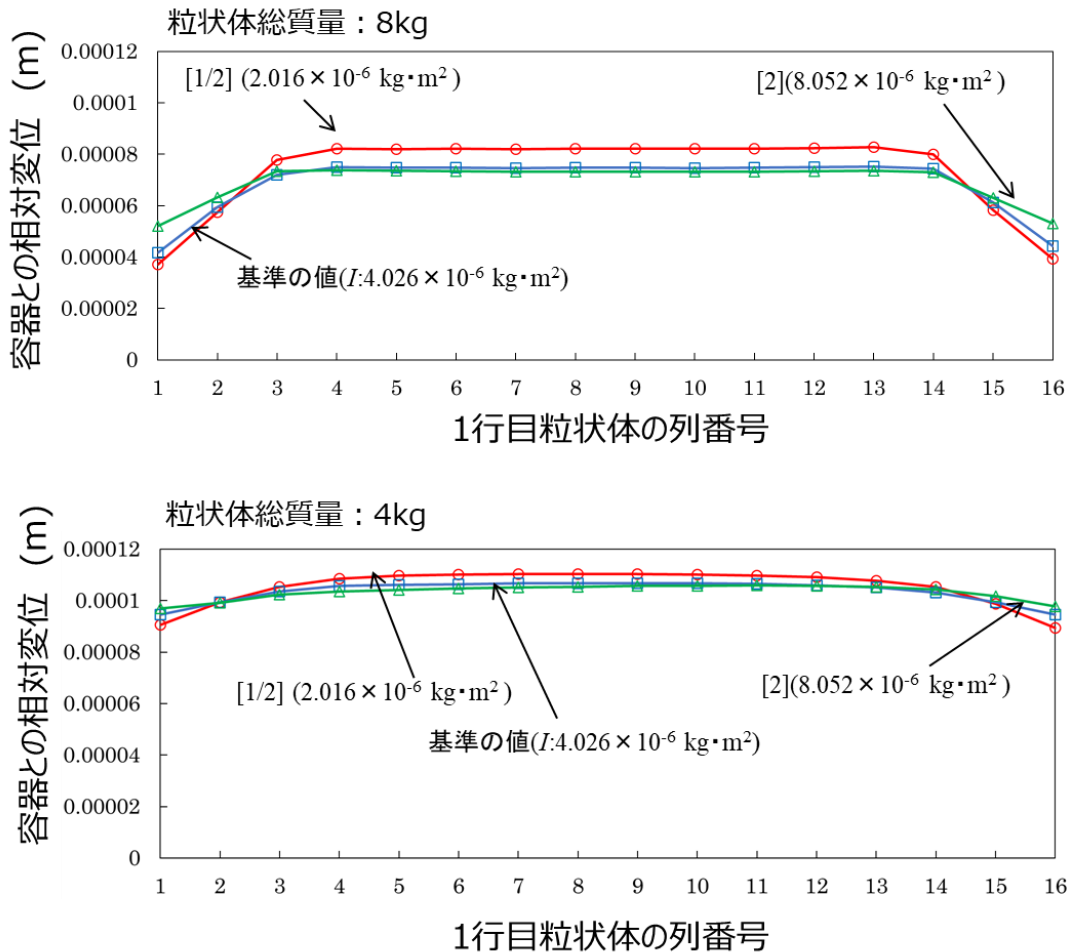


図 5-7 一行目の粒状体と容器の相対変位（最大値）

図 5-7 を見ると、粒状体総質量 4kg の場合も、8kg の場合も、どちらも、慣性モーメントが 1/2 の場合に、多くの粒状体の相対変位が大きくなっていることがわかる。慣性モーメントが小さくなると、粒状体が転がりやすくなるだけでなく、粒状体と容器との相対変位が大きくなり、その結果、摩擦力による仕事が増加し、減衰効果が高くなるのではないかと推察する。

### 5.3.3 ヤング率の影響

ヤング率は、基準の条件である  $2.05 \times 10^{11} \text{ Pa}$  に対して、1/100000 ( $2.05 \times 10^6 \text{ Pa}$ ) から 1/10 ( $2.05 \times 10^{10} \text{ Pa}$ ) の大きさを選定し、計算を行った。なお、ここでは、鋼材を想定

してヤング率の基準値としており、通常の多くの材料では鋼材のヤング率よりも小さいことの方が多いため、基準値よりも小さなヤング率に対して検討を進めた。

ヤング率 6 条件における減衰比の結果を図 5-8 に示す。図 5-8 から、ヤング率を極端に小さく ( $1/100000$  ( $2.05 \times 10^6$  Pa),  $1/10000$  ( $2.05 \times 10^7$  Pa)) すると、すべての粒状体総質量の領域で減衰比の低下が認められる。一方、ヤング率が基準よりも少し小さいと、特に、 $1/100$  ( $2.05 \times 10^9$  Pa) の条件では、粒状体総質量 7 kg 以上で減衰比が大きくなる。

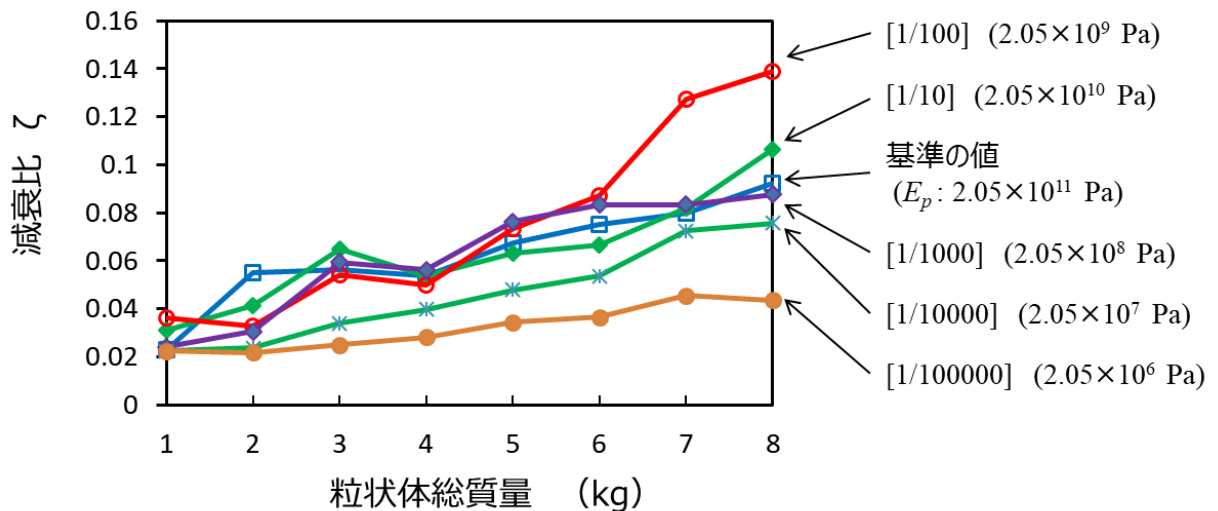


図 5-8 粒状体のヤング率を変化させた場合の減衰比

これまでの検討から、粒状体ダンパで高い減衰効果を得るには、粒状体総質量を大きく設定することは必須である。このため、粒状体総質量の大きな領域で大きな減衰比が得られる粒状体ダンパが特性の良いダンパと捉えられる。この意味で、検討したヤング率 6 条件の内では、鋼材のヤング率の  $1/100$  ( $2.05 \times 10^9$  Pa) がもっとも良好な粒状体ダンパと言うことが出来る。

図 5-9 に、粒状体総質量が最も大きい 8 kg の場合のヤング率と減衰比との関係を示す。先に述べたように、ヤング率が  $2.05 \times 10^9$  Pa の条件でピークを示し、もっとも高い減衰比が得られることがわかる。つまり、ヤング率を調節することで、減衰比の増加が見込めると考えられる。

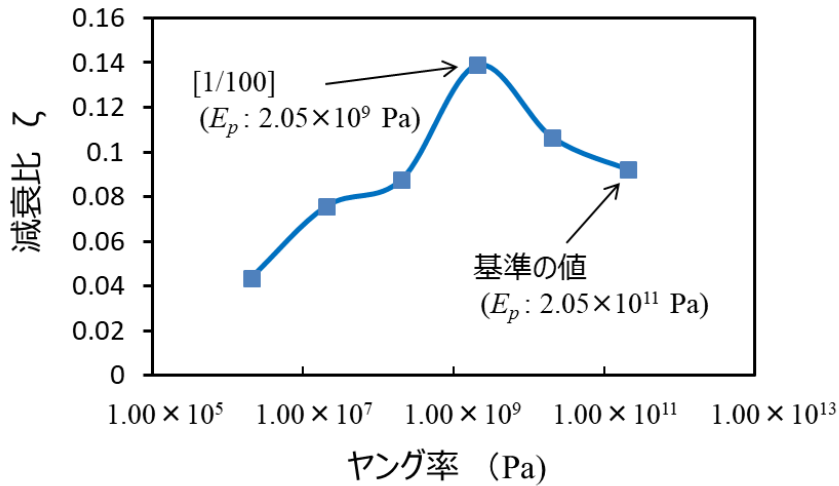


図 5-9 ヤング率と減衰比の関係

(粒状体総質量 8 k g の場合)

以上述べたように、高い減衰効果を得るには、適切なヤング率を設定することが必要である。この理由については、以下のように考察している。

ヤング率が基準の  $1/100000 \sim 1/10000$  と極端に小さい条件では、すべての粒状体総質量の領域で、粒状体が容器壁に接触したまま運動することが計算結果で認められている。この常時接触による接触力は、主振動系の振動を抑制する力となるが、ヤング率が小さいために発生する減衰力としては小さい。

一方、ヤング率がそれよりも大きくなって、基準のヤング率よりも少し小さい  $1/100$  ( $2.05 \times 10^9$  Pa) になると、粒状体が壁と常に接触するという同じ挙動が認められるが、ヤング率が大きいために発生する接触力は大きくなる。その結果、主振動系を制振する能力が高まり、高い減衰効果が得られたと判断される。

さらにヤング率が大きくなって基準のヤング率になると、粒状体が壁に衝突し、短い接触時間の後、粒状体が壁から離れるという運動に変わる。この場合には、接触力（いわゆる衝突力）はヤング率が大きいので大きくなるが、接触時間が短くなるために、減衰効果が低くなったと考えられる。

つまり、粒状体のヤング率は、粒状体と壁との接触時間ならびに衝撃力との双方に影響を与える諸元であり、制振性能がもっとも高まる最適なヤング率があることを図 5-9 は意味している。

### 5.3.4 反発係数の影響

反発係数を変化させた場合の結果を図 5-10 に示す。反発係数は、基準の 0.3 に対して、0.33 倍 (0.1)、1.67 倍 (0.5)、2.67 倍 (0.8) と変化させた。反発係数が基準の 1.67 倍 (0.5) の条件で、粒状体総質量 8 kg の場合に減衰比が低くなる現象が現れたが、それ以外では反発係数が変わっても減衰比の大きさはほとんど同じであり、反発係数の影響はほぼないと言ってよいと考える。

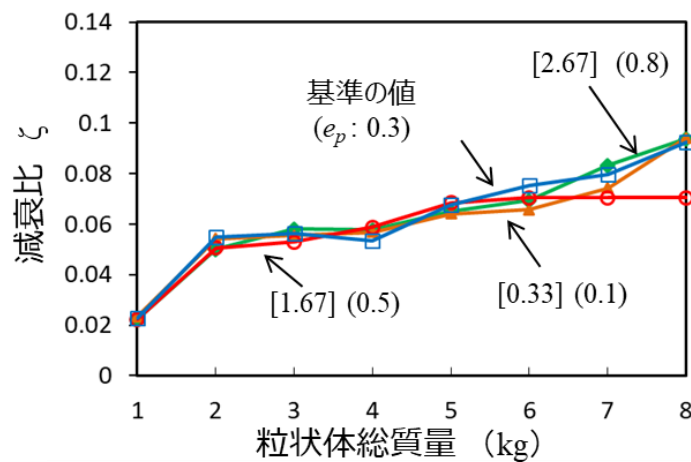


図 5-10 粒状体の反発係数を変化させた場合の減衰比

### 5.3.5 摩擦係数の影響

摩擦係数を変化させた場合の結果を図 5-11 に示す。摩擦係数は、基準の 0.3 に対して、0.66 倍 (0.2)、1.33 倍 (0.4)、1.66 倍 (0.5) と変化させた。摩擦係数が基準よりも小さい 0.66 倍 (0.2) の条件では、粒状体総質量が 4 kg から 6 kg の領域で、他の条件に比べて減衰比が高い傾向にある。一方、摩擦係数が基準よりも高い 1.33 倍 (0.4) と 1.66 倍 (0.5) の条件では、粒状体総質量 3 kg の場合に、基準の条件に比べて減衰比が高くなるが、粒状体総質量 4 kg 以降では、特徴的な違いは認められなかった。

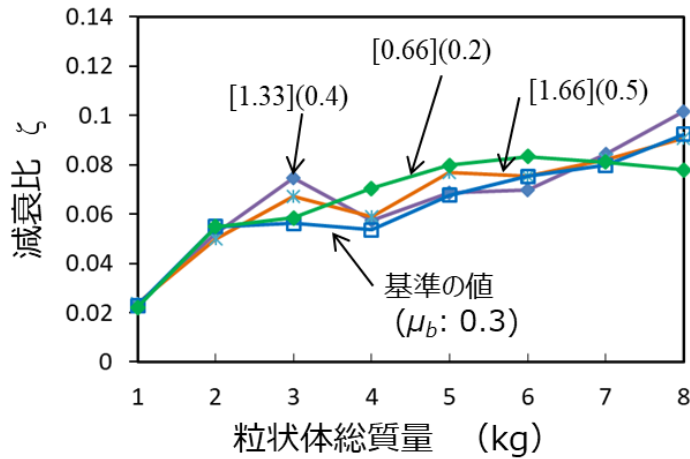


図 5-1-1 粒状体の摩擦係数を変化させた場合の減衰比

### 5.3.6 各パラメータの影響のまとめ

粒状体ダンパで高い減衰効果を得るには、粒状体総質量を大きく設定することが必須であり、粒状体総質量の大きな領域で高い減衰比が得られる粒状体ダンパが特性の良いダンパと捉えられる。そこで、本章で行った計算結果での最大粒状体総質量である 8 kg のときの減衰比を図 5-1-2 にまとめてみた。

図 5-1-2 の横軸には粒状体の各諸元（質量、慣性モーメント、ヤング率、反発係数、摩擦係数）を取り、各諸元の大きさを変化させたときの減衰比を折れ線グラフとして示した。なお、各折れ線グラフの赤のプロットは、表 5-1 で示した基準の条件である。

図 5-1-2 において、質量、反発係数、摩擦係数の項目を見てみると、減衰比は 0.02 程度の幅で変動するが、特徴的な傾向は認められない。一方、慣性モーメント、ヤング率については、5.3.2, 5.3.3 で述べたような特徴があり、さらに、慣性モーメント、ヤング率の範囲の取り方にも依存するが、減衰比が 0.1 を超えている。これらを総合すると、粒状体の 1 個あたりの慣性モーメントを小さくし、ヤング率を適正值にすることで、粒状体総質量の大きい領域で減衰比の向上が期待できる。

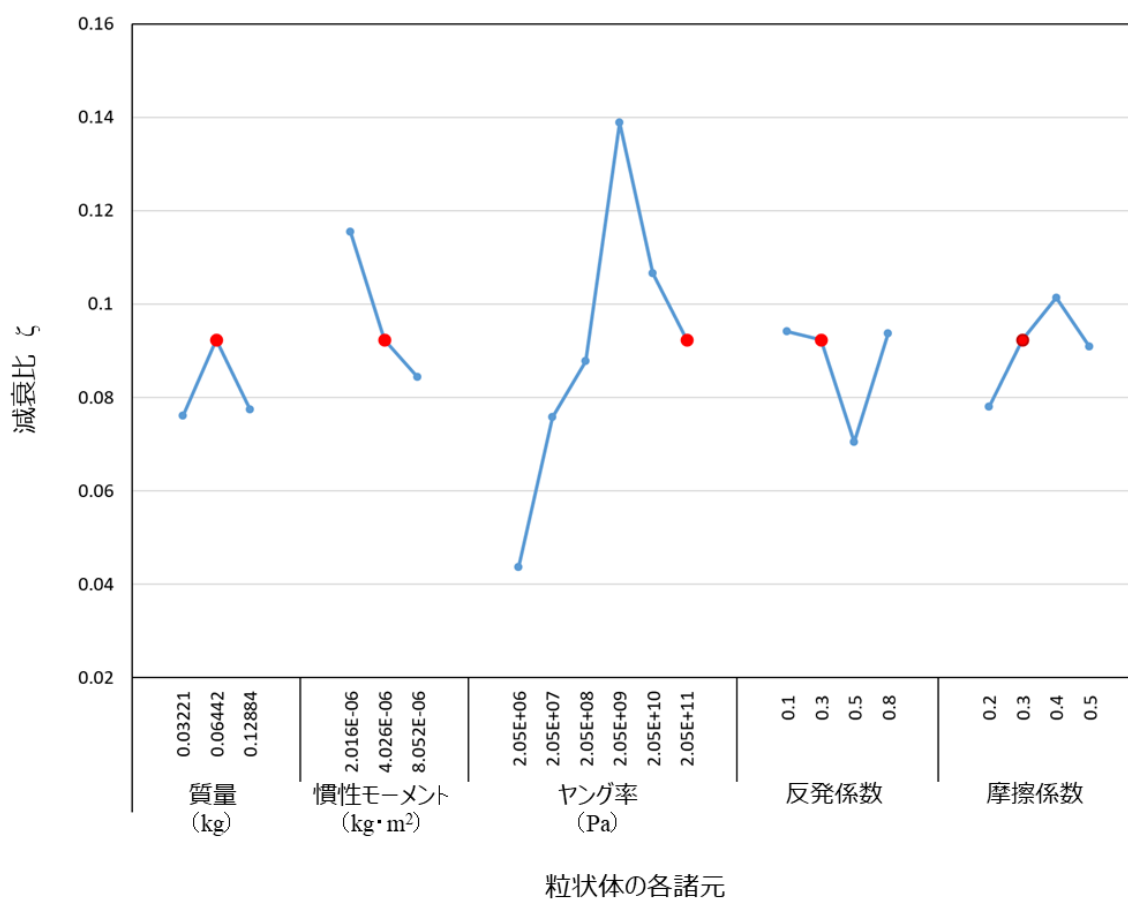


図 5 - 1 2 粒状体の各諸元を変化させた場合の減衰比

(粒状体総質量 : 8 k g)

## 5.4 粒状体として鋼球入りゴム球を用いた場合の減衰効果

### 5.4.1 実験方法

5.3 節で述べた、粒状体各諸元が減衰比におよぼす影響に基づいて、図 5 - 1 3 に示す鋼球入りゴム球を製作した。粒状体の大きさとしては、表 5 - 1 で示した基準の大きさ (半径 12.5 mm) と同じとした。半径 8.525 mm の鋼球を密度の低いニトリルゴムで覆うことにより慣性モーメントを小さくした。また、球のまわりをニトリルゴムにすることで、鋼材よりもヤング率を小さくするとともに、鋼球を中心に配置することでゴム単体のヤング率ほどにはヤング率を小さくしないことにも留意した。



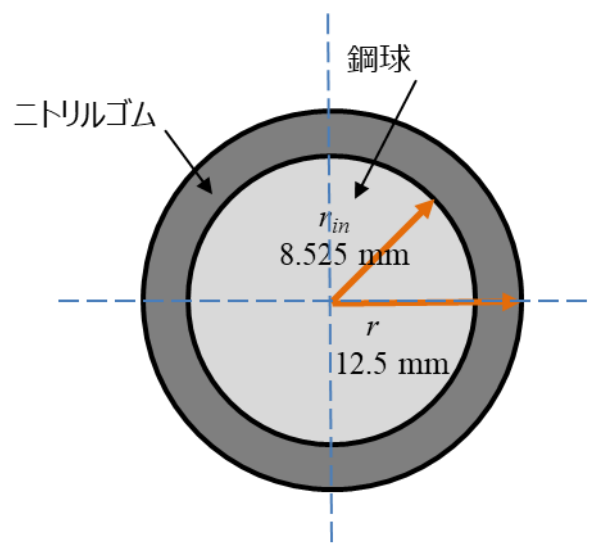


図 5 - 1 3 製作した鋼球入りゴム球

表 5 - 2 鋼球入りゴム球の諸元

$m_p$	0.03450	[kg]
$r$	12.5	[mm]
$r_{in}$	8.525	[mm]
$E_p$	測定値 (図 5-14)	[Pa]
$I$	$1.500 \times 10^{-6}$	[kg·m <sup>2</sup> ]
$\nu_p$	0.3	
$e_p$	0.3	
$\mu_p$	1.0	

鋼球入りゴム球の諸元を表 5 - 2 に示す。まず、注目している慣性モーメントについては、基準値としている鋼球 ( $I=4.026 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ) に対して、半分以下 ( $I=1.500 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , 0.37 倍) とした。

続いて、注目するヤング率についてである。鋼球入りゴム球は、鋼球がゴムで被覆された構造であるため、そのヤング率は鋼球入りゴム球の圧縮による変形量 (弾性球

の接触による接近量) に依存して変化する. ヤング率は, 具体的には以下の方法で求めている.

鋼球入りゴム球を鋼製の平板で挟んで, 圧縮荷重を加え, 加えた荷重と変形量との関係を求めた. 測定結果を図 5-14 に示す. 緑色のプロットが測定値である. また, 各青線は, 図中に表記した各ヤング率の均質な球と鋼製の板を想定して, 球と板の接触における荷重と変形量との関係をヘルツの応力の公式を用いて求めた計算結果である.

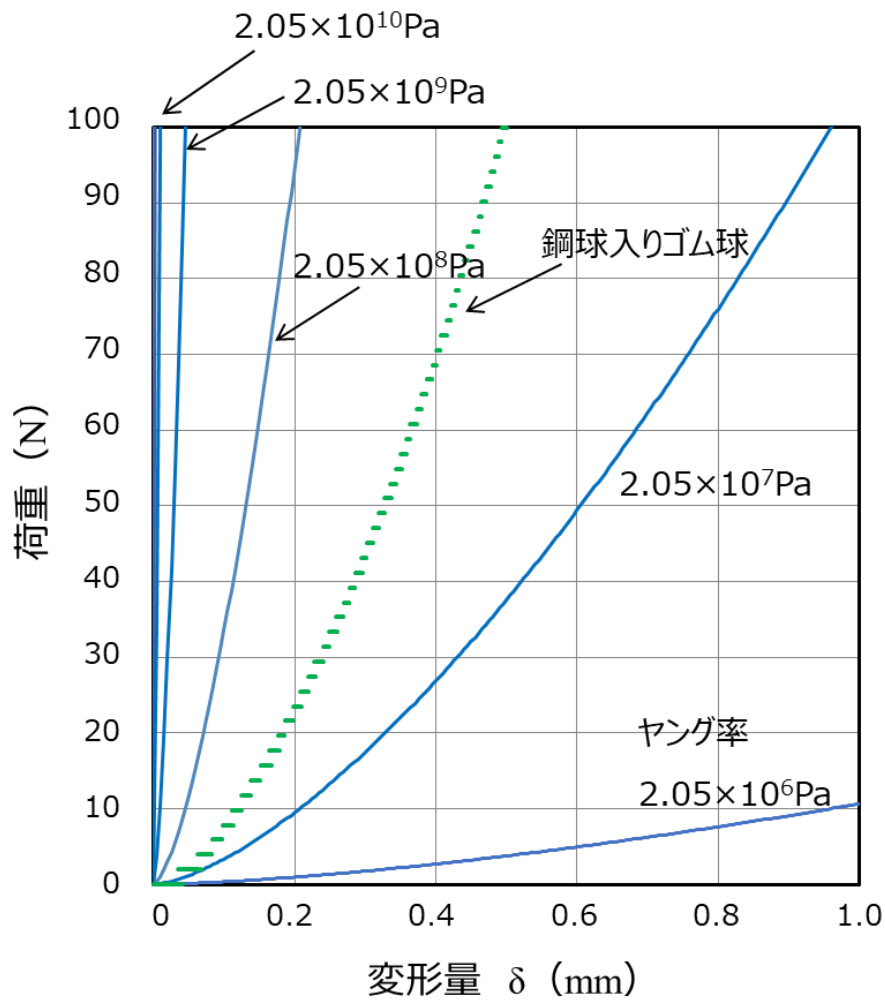


図 5-14 鋼球入りゴム球の荷重と変形量

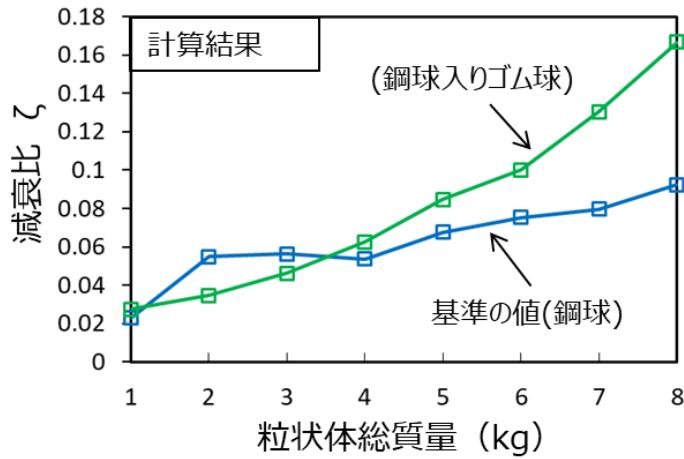
(製作した鋼球入りゴム球の測定結果と各ヤング率の計算結果)

図 5-14 の各曲線の傾きは、粒状体が他の粒状体や容器壁に衝突するときのばね定数に相当する。青線で示した各ヤング率一定の場合の傾きと鋼球入りゴム球のそれとを比べると、変形量が小さな領域では、ヤング率  $2.05 \times 10^7$  Pa と同程度の傾きを示し、変形量が増加するとヤング率  $2.05 \times 10^8$  Pa の傾きに近づいていく。つまり、鋼球入りゴム球は、均一材質のゴム球に比べて、変形量が増加すると相当するばね定数が大きくなる特性（硬性ばね特性）がさらに顕著になる。

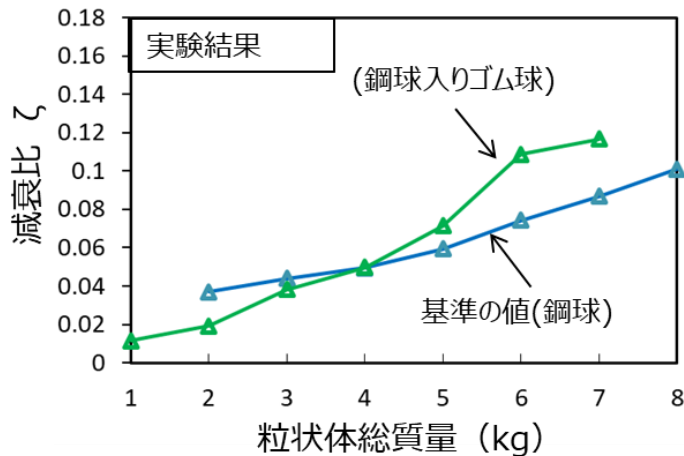
### 5.4.2 実験結果と計算結果

鋼球入りゴム球を使用した場合の減衰比の結果を、鋼球の結果に重ねて図 5-15 に示す。図 5-15 (a) が計算結果、図 5-15 (b) が実験結果であり、いずれの図においても、鋼球入りゴム球の結果を緑線、鋼球の結果を青線で表示している。計算および実験において減衰比は、5.3 節のパラメータを変えて計算した方法と同じく、はじめに、共振する周波数を求め、その周波数で加振して、定常状態になった状態での入力振幅と出力振幅から求めた。基礎加速度は、 $1.0\text{m/s}^2$  である。なお、粒状体容器の大きさの関係から、8 kg の鋼球入りゴム球を容器に封入することが困難であったため、粒状体総質量 8 kg の鋼球入りゴム球の実験は実施していない。また、粒状体総質量 1 kg の場合の鋼球の実験では、粒状体が 1 行に配列され不安定な現象が見られたため、結果をグラフから除いている。

図 5-15 の計算結果、実験結果ともに、粒状体総質量がおおよそ 4 kg 以降で鋼球入りゴム球の減衰比が大きくなる挙動が認められる。言い方を変えると、粒状体総質量が増えたときの鋼球入りゴム球の減衰特性の増加の割合、つまり、鋼球入りゴム球の結果の「傾き」が鋼球の「傾き」よりも大きい。この「傾き」が大きくなるという挙動は、慣性モーメントを変えたときの結果（図 5-5）、ならびに、図 5-8 のヤング率を適正值にしたときの結果に認められる挙動である。



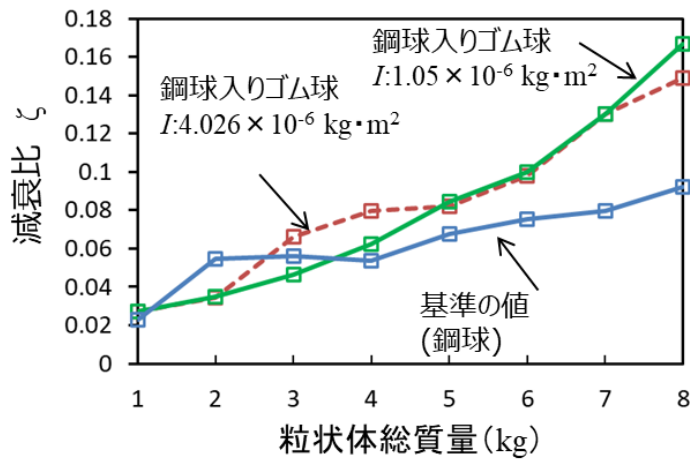
(a) 計算結果



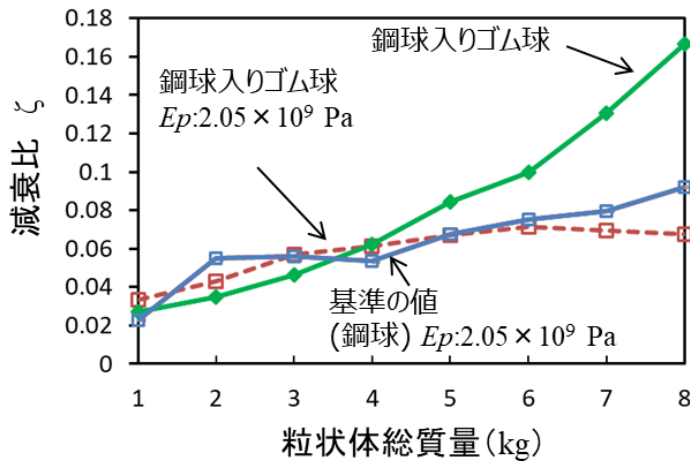
(b) 実験結果

図 5-15 鋼球入りゴム球を使用した場合の減衰比

そこで、図 5-15 の結果を慣性モーメントとヤング率の両面から見ていくこととする。表 5-2 に示した鋼球入りゴム球の条件に対して、慣性モーメントのみを鋼球と同じに変更した場合（ばね特性は変更せず）と、ヤング率（厳密に言うとはばね特性）のみを鋼球と同じに変更した場合（慣性モーメントは変更せず）の 2 種類について計算した。計算結果は、各々図 5-16(a)、図 5-16(b)に示すが、図は、図 5-15 (a)の結果（緑と青の 2 本の実線）に、今回の計算結果を赤の点線として重ね描きしている。



(a)慣性モーメントのみを鋼球と同じに変更した場合（ばね特性は変更せず）



(b)ヤング率のみを鋼球と同じに変更した場合（慣性モーメントは変更せず）

図 5 - 1 6 鋼球入りゴム球の結果に対して

慣性モーメントとヤング率を変更した計算結果

まず、図 5 - 1 6 (a) を見てみる。この結果（赤の点線で表示）は、上で述べたように、慣性モーメントのみを鋼球と同じにした場合（ばね特性は変更せず）の結果である。慣性モーメントを鋼球と同じにすると、元の鋼球入りゴム球の結果（緑線）に対して、粒状体総質量 2 ~ 3 kg で減衰比が増加し、粒状体総質量 8 kg でやや減少する。つまり、鋼球の結果（青線）にやや近づいたこととなる。しかし、大局的に見てみる

と。赤の点線は、元の鋼球入りゴム球の結果（緑線）に近い。言い換えると、慣性モーメントの影響はそれ程大きくないと考えられる。

次に、図 5-16 (b) を見てみる。この赤の点線は、上で述べたように、ばね特性のみを鋼球と同じにした場合（慣性モーメントは変更せず）の結果である。ばね特性を鋼球と同じにすると、元の鋼球入りゴム球の結果（緑線）から離れて、鋼球の結果（青線）に近いことが認められる。言い換えると、ばね特性の影響は比較的大きい。

まとめると、図 5-15 の鋼球入りゴム球の「傾き」が鋼球の「傾き」よりも大きくなった主たる要因は、ばね特性にあったと考えられる。

以上の考察の経緯から、さらに、鋼球入りゴム球のばね特性について考察する。鋼球入りゴム球のばね特性は、 $2.05 \times 10^7 \text{ Pa}$  から  $2.05 \times 10^8 \text{ Pa}$  の間に位置し、図 5-14 に示したような硬性ばね特性を有する。ヤング率が  $2.05 \times 10^7 \text{ Pa}$  から  $2.05 \times 10^8 \text{ Pa}$  のときの減衰比の特性は図 5-8 に示した通りであるが、それほど良好な特性ではなく、図 5-15 (a) の鋼球入りゴム球の結果（緑線）と比べるとその特性は劣っている。つまり、鋼球入りゴム球が良好な減衰比の特性を示した理由は、鋼球入りゴム球のばね特性にあるのではないかと考えられる。

鋼球入りゴム球のばね特性は、図 5-14 に示したような硬性ばね特性となっているが、その特性は、単一材料で出来た球のばね特性よりも球の変形量に対する荷重の変化率つまりばね定数変化が大きい。ここでは、このばね定数変化が大きいことを「硬性ばね特性強化（単に硬性強化）」と呼ぶこととする。つまり、鋼球入りゴム球は、単一材料で出来た球よりも硬性ばね特性が強化されている。

鋼球入りゴム球の減衰特性が、ヤング率  $2.05 \times 10^7 \text{ Pa}$  から  $2.05 \times 10^8$  の単一材料で出来た球の減衰特性よりも良好となる要因として、この硬性ばね特性強化を考えた。そこで、鋼球入りゴム球のばね特性よりもさらに硬性ばね特性を強化したときの粒状体ダンパの減衰比の特性を検討することとした。

具体的には、図 5-17 の赤線で示すばね特性の粒状体を想定し、減衰比を計算した。結果を図 5-18 に示す。実際の鋼球入りゴム球の計算結果（緑線）に対して、硬性強化（赤線）すると、粒状体総質量 4 kg 以降で減衰比がさらに向上した。

---

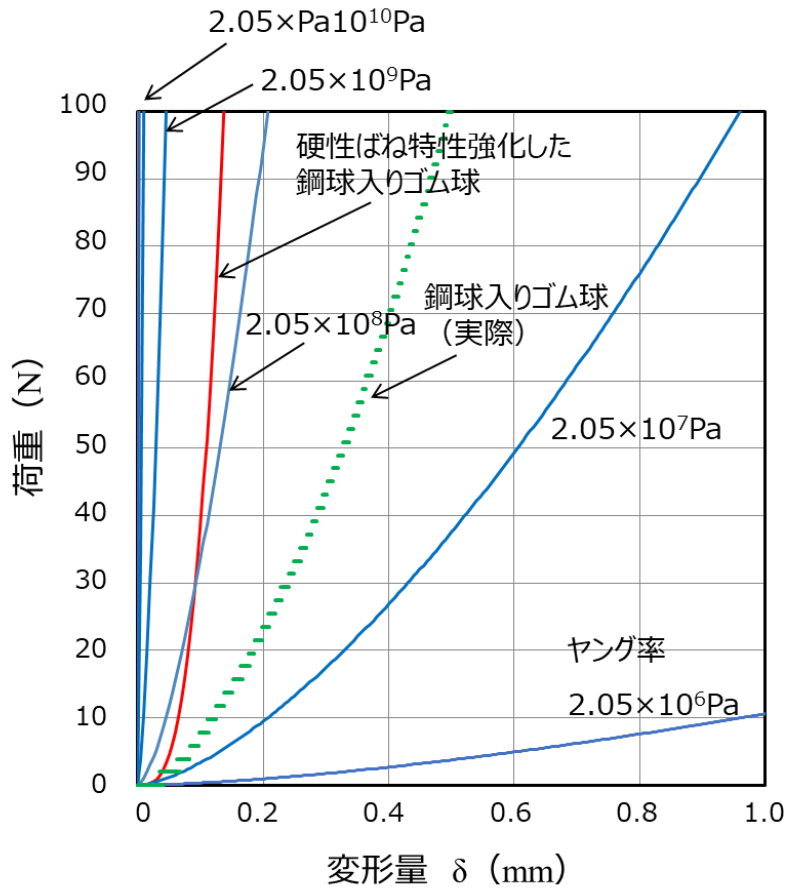


図 5 - 1 7 硬性ばね特性強化した鋼球入りゴム球の荷重と変形量

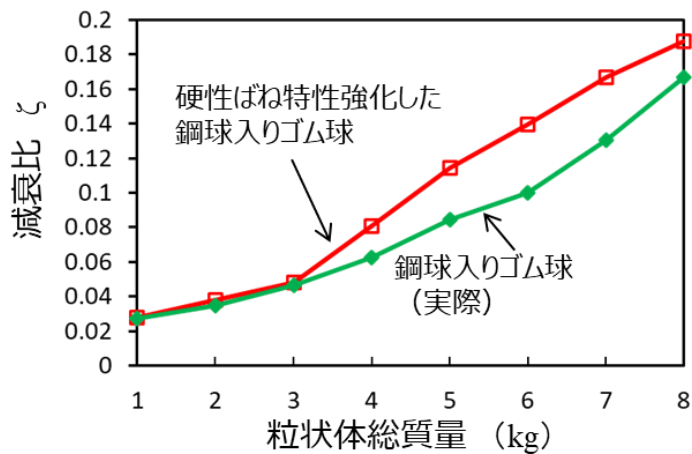


図 5 - 1 8 硬性ばね特性強化した鋼球入りゴム球の減衰比

### 5.4.3 本節のまとめ

本節では、5.3 節の結果を受けて検討を行った。5.3 節では、粒状体の慣性モーメント、ならびに、ヤング率が、粒状体ダンパの減衰効果に影響を与えることを示した。それを受けて、本節では、5.3 節の結果をできるだけ反映できる、鋼球入りゴム球を提案し、その減衰特性を計算と実験により検討した。

ただ、鋼球入りゴム球によって鋼球よりもヤング率を低くしたということと、5.3 節で述べた単一材料の球においてヤング率を低下させたこととは、単純には対応しないことに留意しなくてはならない。つまり、鋼球入りゴム球のばね特性は、単一材料の球のばね特性よりも硬性ばね特性が強化されていることに注意すべきである。

鋼球入りゴム球の場合の減衰特性が良好な理由は、主として、強化された硬性ばね特性にある。鋼球入りゴム球は慣性モーメントが小さくなっているため、その影響が減衰特性に好影響を与えているとは考えるが、強化された硬性ばね特性の影響の方が大きかったということと考える。

実際に粒状体を選定しようとしたとき、5.3 節のように、質量・慣性モーメント・ヤング率などを独立して変えていくことは困難である。そのため、本節では、5.3 節の結果に出来るだけ沿う形で、鋼球入りゴム球を提案したが、鋼球入りゴム球が持つ硬性ばね特性が減衰特性に好影響を与えるという新たな知見を得たと考えている。

## 5.5 結言

粒状体ダンパのさらなる高減衰化方法について検討した。はじめに、用いる粒状体の大きさを変えて、減衰特性の検討を計算で行った。その結果、粒状体の大きさが異なっても、ある程度の粒状体総質量があれば、同等の減衰効果となるという結果を得た。

そこでさらに、粒状体の大きさは変えずに、粒状体の質量、慣性モーメント、ヤング率などの材料特性が、粒状体ダンパの減衰特性におよぼす影響を計算により検討した。計算結果から、粒状体の慣性モーメントを小さくし、ヤング率を適正值に調整すると、容器に封入する粒状体の質量が大きい領域で高減衰化に有効であると判断された。それを検証するため、鋼球入りゴム球を製作し、それを粒状体として用いた実験



を行い、鋼球入りゴム球の利用により高減衰化ができることを明らかにした。以下に結論を示す。

- (1) 粒状体の半径を基準の 12.5mm から、10mm, 8mm に変えた場合の減衰効果を計算した。その結果、粒状体の大きさが異なっても、ある程度の粒状体総質量があれば、同等の減衰効果が得られることがわかった。
- (2) 直径が等しい粒状体において、質量、慣性モーメント、ヤング率、反発係数、摩擦係数を独立に変えて、減衰効果を計算した。鋼球の粒状体を基準として、慣性モーメントをその 1/2, ヤング率をその 1/100 にした場合に、粒状体総質量が大きい領域で減衰効果が向上できることを確認した。
- (3) 直径は変えずに、粒状体の慣性モーメントを小さくし、ヤング率を適正化することの具体策として、鋼球入りゴム球を粒状体として利用することを提案した。鋼球入りゴム球を用いた場合の減衰特性を、計算と実験により検討した。その結果、粒状体総質量が大きい領域で、鋼球入りゴム球の使用により減衰効果が向上できることを示し、鋼球入りゴム球が持つ硬性ばね特性が減衰特性に好影響を与えるという新たな知見を得た。

## 第 6 章 実機への適用

---

### 6.1 緒言

ここまで、高い固有振動数を有する構造物における粒状体ダンパの減衰メカニズムに関する研究として、相対運動質量と回転運動質量を用いた減衰メカニズムの考察、エネルギーに基づく減衰メカニズムの考察を行い、さらに、高減衰化のための検討として、粒状体のパラメータの影響について検討を進めた上で、鋼球入りゴム球を粒状体として用いることを考え、検討を行ってきた。

本章では、粒状体ダンパを実機に適用・利用するに際して、どのように考えるべきかについて述べる。

### 6.2 本研究で示す粒状体ダンパの利用に関する考え方

粒状体ダンパの利用として、これまでの研究における適用例としては、スペースシャトルエンジンの振動抑制<sup>[90]</sup>、アルミ車体システムのリンク機構への適用<sup>[105]</sup>、建築物への利用として建物天井部の衝撃音圧の低減<sup>[122]</sup>、鉄道レールの振動抑制<sup>[128]</sup>などの報告がある。

本研究では、質量 16.58 kg の主振動系に対して、粒状体総質量 8kg までを対象として、減衰特性を検討した。これまでの結果から明らかなように（図 4-1 (d) に代表されるように）、10%前後の減衰比を得るためには、粒状体総質量を 8kg、言い換えると、粒状体総質量と主振動系質量との比（単に「質量比」と呼ぶ）を 50%程度にする必要がある。

粒状体ダンパは、主振動系に設けられた容器に、粒状体を「流し込む」という使い勝手の良さがある。一方、本研究のように、粒状体はその配列を変化させずに運動することを前提とするような場合、粒状体と容器の壁との衝突力が小さく、大きな減

衰力を期待できず、そのために粒状体総質量を比較的大きくしないと、ある程度の減衰効果が得られないという側面があると考えている。

一般に、各種構造物では、減衰を得るための上述の質量比は大きくて 15%、できれば一桁台が望ましいと考えられる。こうした一般に求められるダンパの条件を考慮すると、本研究で示す粒状体ダンパの利用に当たっては、機械構造物に付加するダンパの重量にあまり制約のないことが必要であると考えている。

たとえば、こうした装置として、磁気共鳴イメージング装置 (MRI) が挙げられるのではないかと考える。MRI は、一旦病院に設置されると移動することもあまりないと推察する。MRI 装置の全重量は、数トンから数十トンといわれている<sup>[132]</sup>。装置全体質量を考えると、粒状体ダンパを適用するにあたって、質量比 50% は非常に大きいと考えられるが、実際に振動低減が必要となるのは、装置全体ではない。図 6-1 は、MRI 装置の仕組み<sup>[133]</sup>、図 6-2 は、MRI における騒音発生 of 仕組みを示したものである<sup>[134]</sup>。MRI の音の発生メカニズムは、スピーカーの原理と同じである。MRI の場合は、傾斜磁場コイルに電流を流すことで振動が発生し、騒音が発生する。この場合、制振すべき主振動体の質量は傾斜磁場コイルの質量となる。傾斜磁場コイルの正確な質量は、あきらかではないが、MRI 装置における超電動磁石の質量は、数トンと言われているので、装置全体の質量に比べれば、傾斜磁場コイルの質量は小さいと考えられる。



図 6-1 MRI 装置のしくみ<sup>[133]</sup>

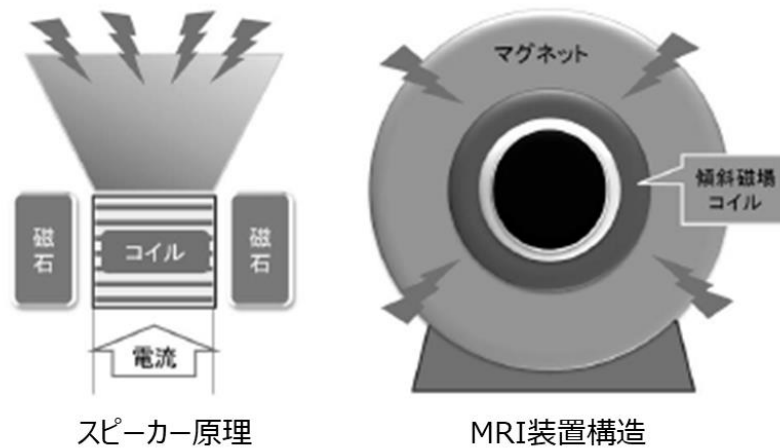


図 6 - 2 MRI における騒音発生のしくみ<sup>[134]</sup>

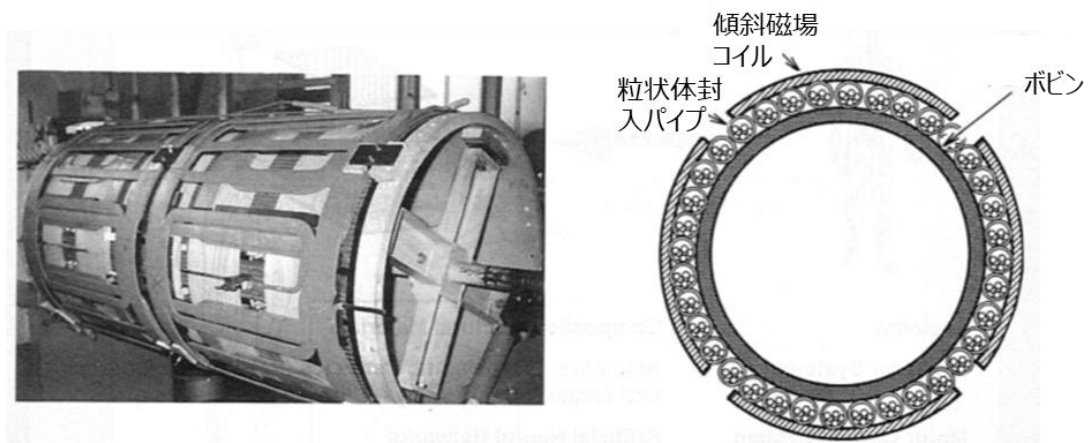


図 6 - 3 MRI に粒状体ダンパを適用した例<sup>[135]</sup>

図 6 - 3 は、MRI に粒状体ダンパを実際に適用した例である<sup>[135]</sup>。ボビンと傾斜磁場コイルの間に粒状体を封入したパイプを配置することで、粒状体無しの場合に比べて、粒状体を用いた場合、騒音レベルを 5dB から 10dB 低減させることができ、さらに、広い周波数でピークを落とせることが、実験で確認されている<sup>[92]</sup>。

### 6.3 結言

粒状体ダンパにより、高い固有振動数を有する構造物の振動抑制を行うためには、粒状体総質量を比較的大きくする必要がある。しかし、その際考えるべきは、構造物

全体の質量ではなく、振動抑制する部位の質量である。また、粒状体ダンパは、広い周波数にわたって振動低減効果があり、固有振動数が不確定な場合や、変化する場合などにも、使用することができる。

まとめると、粒状体ダンパは、他のダンパに比べて、質量比を大きくする必要があり、機械構造物に付加するダンパの重量にあまり制約のないことが必要であるが、取り付けやすさ、扱いやすさなどから、使用する対象によっては、非常に効果を期待できると考える。

## 第 7 章 結論

---

近年、振動を抑制する技術の発展はますます重要視されている。振動抑制の手段としてのダンピング技術に関しても、様々な研究開発が進められている。

ダンピング技術の一形態である粒状体ダンパは、振動系の質量部分に容器を配置し、その内部に粒状体を封入して、粒状体の動きにより減衰特性を向上させる仕組みである。粒状体ダンパはこのように質量部分に組み込まれるため、オイルダンパなどで必要な追加の支持機構が不要である。これが粒状体ダンパの第一の特徴である。次の特徴として、単に粒状体を容器内に封入するだけで減衰特性が得られる簡便さが挙げられる。加えて、このような単純な構造は、減衰特性が熱などの外部環境に影響されにくい、という第三の特徴に繋がっている。

粒状体ダンパに関する研究は、従来多数行われている。ダンパの減衰特性の予測・分析、モデリング手法、そして近年には特定の対象の振動抑制効果の予測の評価等が研究されている。これらの報告では、個別要素法をはじめとするさまざまな解析方法が、採用されている。実験結果との比較において、これらはよく現象を再現できており、どのくらい振動低減効果があるか、といったことを予測するには、効果的な解析方法であると考えられる。

しかし、これらの方法では、制振する対象物が変わり、その大きさや質量、その他の条件が変わった時に、振動低減効果はどのように変わるか、あるいは、対象物は同じでも、さらに高減衰化するためにはどうしたらよいか、などを考えるためには、解析モデルの初期条件の変更や、モデルを作り直して解析し直すといったプロセスが必要となる。

機械構造物の設計者にとって、詳細な設計を行う前に、設計の方針を得ることは非常に有益である。そこで、本研究では、数多くの条件に対して詳細な解析、実験を行

う前に、設計者に高減衰化の方向性を与える量を提案することを目的として、粒状体ダンパの減衰メカニズムをどのように考えればよいかということについて、検討した。

検討を行うにあたって、対象とする粒状体ダンパは、固有振動数は比較的高く、振動速度や加速度が大きくても振動変位は必ずしも大きくならないものとした。これまでの報告では、主振動系の固有振動数は比較的低く、振動変位が大きいものが多い。これらの粒状体ダンパは、主振動系の振動変位が大きければ、粒状体の運動もそれともなって大きくなり、粒状体と主振動系とが衝突することで減衰効果が生じるという点が、すでにあきらかになっていると考える。

一方、多くの製品では高い固有振動数を持つものもあるため、従来の研究知見のみではそうした製品における粒状体ダンパの十分な設計は困難である。言い換えれば、高い固有振動数では、振動速度や加速度が大きくても振動変位は必ずしも大きくならないため、衝突現象のみで減衰メカニズムを説明するのは難しい。このような振動変位が小さい系に、粒状体ダンパを適用して振動問題を解決するには、どのような点に留意すべきかなど不明な点が多く、従来の報告による知見だけでは十分とはいえない。

そこで、本研究では、高い固有振動数を持つ構造物に適用する粒状体ダンパを対象に、設計者に高減衰化の方向性を与える量を提案することを目的として、その減衰メカニズムを物理的に考察し、高い減衰特性を実現するために、粒状体ダンパの減衰メカニズムをどのように考えればよいかということについて検討を行った。

本研究に用いる実験装置は、粒状体を封入する容器を、制振対象となる振動系の質量部として構成した。粒状体の形状は円柱型と球型の二種類を用いた。シミュレーションモデルは、容器と封入したすべての粒状体に対して、それぞれ運動方程式をたてたものである。また、容器と粒状体、粒状体と粒状体の衝突モデルは、粒状体の形状によって異なるモデルとした。これらの実験方法、シミュレーション方法を用いて、粒状体ダンパの減衰特性について検討を行った。

はじめに、粒状体ダンパは、粒状体の運動により減衰効果が得られるという基本的な考えに基づき、容器に封入した粒状体の総質量を「動く質量」と「動かない質量」に大別して考えることを提案し、それらの質量と減衰特性との関係を考察した。さらに、並進運動する粒状体の質量を「相対運動質量」、回転運動に対しては「回転運動質

---

量」と呼称し、これらの質量を実験的、数値的に求め、得られた結果と系の減衰比との関係について考察し、以下の知見を得た。

- (1) 粒状体総質量の増加に伴い、減衰比は増加傾向を示す。ただし、基礎加速度が小さいとき、粒状体総質量が大きくなると、減衰比の増加傾向が鈍化する、もしくは、減衰比がほぼ一定となる。
- (2) 同じ粒状体総質量においては、基礎加速度が増加すると減衰比は増加する。
- (3) 粒状体総質量増加に伴う減衰比の増加は、粒状体総質量が比較的小さい領域においては、相対運動質量の増加という現象によって説明ができる。
- (4) 粒状体総質量が大きくなっていくと、相対運動質量が増加から減少に転じるといった現象が起こる。しかし、相対運動質量がたとえ減少しても、減衰比はほぼ一定か増加傾向を示す。この現象は、粒状体総質量増加に伴う回転運動質量の増加という現象によって説明ができる。

次に、粒状体ダンパを有する振動系の減衰の物理的な理解を深めるために、振動エネルギー流れを考えることが有用であると、その上で検討を進めた。粒状体ダンパの減衰特性がどのような物理現象によって支配されているかを、粒状体と主振動系間の振動エネルギー流れを計算により求めることによって考察した。変位により強制加振される主振動系の振動特性は、左右の容器壁における粒状体の衝突、および、容器底面における粒状体の摩擦による消費エネルギーによって支配される。球型の粒状体を用いた粒状体ダンパにおいて、それぞれの粒状体の動きを計算によって求め、粒状体が主振動系（容器）になす衝突力による仕事と、摩擦力による仕事を求め、入力されるエネルギーとの比較を行い、以下の結論を得た。

- (1) 粒状体総質量が小さい領域では、粒状体が主振動系におよぼす衝突力が、粒状体ダンパの減衰特性に影響を与える。
- (2) 粒状体総質量が大きい領域では、衝突力に加えて、粒状体が主振動系におよぼす摩擦力も、粒状体ダンパの減衰特性に影響を与える。
- (3) 本章内での条件においては、基礎加速度  $1.0\text{m/s}^2$  の場合、粒状体総質量  $3\text{kg}$  では減衰力がほとんど衝突力に支配されており、粒状体総質量  $6,7,8\text{kg}$  では、衝突力に加えて摩擦力が減衰力を支配している。



- (4) 主振動系の振動は、左右の容器壁における粒状体の衝突、および、容器底面における粒状体の摩擦による消費エネルギーによって支配される。これらの量を用いて粒状体ダンパの減衰特性の概略を推し量ることができる。

次に、粒状体ダンパの高減衰化に関する方法について検討した。はじめに、用いる粒状体の大きさを変えて、減衰特性の検討を計算で行った。その結果、粒状体の大きさが異なっても、ある程度の粒状体総質量があれば、同等の減衰効果となるとの結果を得た。さらに、粒状体の大きさは変えずに、粒状体の質量、慣性モーメント、ヤング率などの材料特性が、粒状体ダンパの減衰特性におよぼす影響を計算により検討した。計算結果から、粒状体の慣性モーメントを小さくし、ヤング率を適正值に調整すると、容器に封入する粒状体の質量が大きい領域で高減衰化に有効であると判断された。それを検証するため、鋼球入りゴム球を製作し、それを粒状体として用いた実験を行い、鋼球入りゴム球の利用により高減衰化ができることを明らかにした。以下に結論を示す。

- (1) 粒状体の半径を基準の 12.5mm から、10mm, 8mm に変えた場合の減衰効果を計算した。その結果、粒状体の大きさが異なっても、ある程度の粒状体総質量があれば、同等の減衰効果が得られることがわかった。
- (2) 直径が等しい粒状体において、質量、慣性モーメント、ヤング率、反発係数、摩擦係数を独立に変えて、減衰効果を計算した。鋼球の粒状体を基準として、慣性モーメントをその 1/2, ヤング率をその 1/100 にした場合に、粒状体総質量が大きい領域で減衰効果が向上できることを確認した。
- (3) 直径は変えずに、粒状体の慣性モーメントを小さくし、ヤング率を適正化することの具体策として、鋼球入りゴム球を粒状体として利用することを提案した。鋼球入りゴム球を用いた場合の減衰特性を、計算と実験により検討した。その結果、粒状体総質量が大きい領域で、鋼球入りゴム球の使用により減衰効果が向上できることを示し、鋼球入りゴム球が持つ硬性ばね特性が減衰特性に好影響を与えるという新たな知見を得た。

最後に、粒状体ダンパを実機に適用・利用するに際して、どのように考えるべきかについて述べる。粒状体ダンパは、主振動系に設けられた容器に、粒状体を「流し込

---

む」という使い勝手の良さがある。一方、本研究のように、粒状体はその配列を変化させずに運動することを前提とするような場合、粒状体と容器の壁との衝突力が小さく、大きな減衰力を期待できず、そのために粒状体総質量を比較的大きくしないとある程度の減衰効果が得られないという側面がある。

しかし、その際考えるべきは、構造物全体の質量ではなく、振動抑制する部位の質量である。また、粒状体ダンパは、広い周波数にわたって振動低減効果があり、固有振動数が不確定な場合や、変化する場合などにも、使用することができる。

まとめると、粒状体ダンパは、他のダンパに比べて、質量比を大きくする必要があり、機械構造物に付加するダンパの重量にあまり制約のないことが必要であるが、取り付けやすさ、扱いやすさなどから、使用する対象によっては、非常に効果を期待できると考える。

# 謝辞

---

本論文は、平成 25 年に、東京電機大学大学院先端科学技術研究科博士課程（後期）に入学し、平成 28 年に単位取得満期退学、その後現在まで、東京電機大学工学部先端機械工学科に研究生として通わせていただき、研究した内容をまとめたものです。途中、コロナ禍もありましたが、この長い期間、熱心にご指導いただきました。指導教員である東京電機大学大学院先端科学技術研究科機械システム工学専攻教授 佐藤太一先生に心から感謝いたします。佐藤先生に東京電機大学での研究環境を整えていただいたおかげで、他の学生とも学びあうことができ、とても貴重な研究生生活を送ることができました。重ねて、御礼申し上げます。

また、博士学位審査に関しまして、厳正なる審査を行っていただきました。東京電機大学大学院工学研究科藤田壽憲教授、古谷涼秋教授、藤田聡教授に、心から感謝いたします。

私の博士課程進学にあたりまして、背中を押してくださり、日立製作所での業務との両立にお力添えいただいた、(株)グローセル岡田亮二フェロー（元日立製作所日立研究所ソリューションセンタ長）、笠井憲一氏（元日立製作所研究開発本部嘱託）に、深く感謝いたします。

本研究に対して、佐藤研究室卒業生のペジヨ・リュックさん、アレクシイ・ヴェレールさん、小野和洋さん、松野隆太さん、蔭山怜さん、山口あずささん、小柳駿太さん、佐藤義尚さんには、計算や実験など、有益な助言や活発な議論をしていただきました。ここで、あらためて、お礼申し上げます。

博士論文作成までの非常に長い年月、さまざまな協力をしてくれた家族に深く感謝します。

## 謝辞

---

最後に、本論文をまとめることができたのは、佐藤先生と、大学、職場、家庭でのさまざまなご支援があったからだと、いまさらながら再認識しています。皆様に重ねて御礼もうしあげます。

# 文献

---

1. (社) 日本機械学会編 振動のダンピング技術, 養賢堂 (1998).
2. 鈴木 浩平, ダンピングと制振の技術-制振材料と新しいダンパの開発-, 計測と制御, Vol. 37, No. 8 (1998), pp. 531-540.
3. ダンピング研究会 機械力学・計測制御部門, 技術ロードマップ 2016年1月, <https://www.jsme.or.jp/uploads/sites/6/files/kiriki3.pdf>, (参照日 2024. 04. 07).
4. 三和テッキ株式会社, 製品紹介, [https://www.tekki.co.jp/products/list/dampers/product\\_building01/](https://www.tekki.co.jp/products/list/dampers/product_building01/), (参照日 2024. 04. 07).
5. 松平 精, 零戦から新幹線まで(機械振動小特集号), 日本機械学会誌, Vol. 77, No. 667 (1974), pp. 624-627.
6. 松平 精, 松井 哲, 藤田 科平, 自動車のばね, オイルダンパおよびタイヤが乗心地に及ぼす影響, 日本機械学会誌, Vol. 57, No. 424 (1954), pp. 316-320.
7. 松平 精, 松井 哲, 走行中の自動車の振動, 日本機械学会誌, Vol. 55, No. 403 (1952), pp. 523-529.
8. 浅見 敏彦, 本田 逸郎, 上山 篤史, オイルダンパの内部流れの数値解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 73, No. 727 (2007), pp. 661-668.
9. 浅見 敏彦, 関口 久美, オイルダンパの基礎的研究 : 第3報, デカルト座標系と円筒座標系による解の比較, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 49, No. 442 (1983), pp. 1011-1021.

10. 関口 久美, 浅見 敏彦, オイルダンパの基礎的研究 : 第2報, 非定常流として解析した場合, 日本機械学会論文集 C編, Vol. 48, No. 433 (1982), pp. 1427-1435.
11. 関口 久美, 浅見 敏彦, オイルダンパの基礎的研究 : 第1報, 定常流として解析した場合, 日本機械学会論文集 C編, Vol. 47, No. 423 (1981), pp. 1476-1483.
12. 藤田 皓平, 綿谷 遼太, 非線形オイルダンパーを有する平面骨組モデルのダンパー減衰性能のばらつきに対する地震時応答上限値の簡易評価法, 構造工学論文集 B, Vol. 69B (2023), pp. 172-180.
13. 綿谷 遼太, 藤田 皓平, リリーフ機構付き制振オイルダンパーを有する平面骨組モデルの不確定性解析, 理論応用力学講演会 講演論文集, Vol. 66 (2022), pp. 181.
14. 松田 和浩, 坂本 遼, 上野 浩志, プレストレスで支持材全体を補強したオイルダンパー木質制振壁の開発, 日本建築学会技術報告集, Vol. 28, No. 68 (2022), pp. 173-178.
15. 寺澤 友貴, 石橋 洋二, 田中 陽樹, 横山 亮, 水野 紘貴, 竹内 徹, スリット配置の異なるオイルダンパースリット付ブレースチューブ構造の動的応答特性, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 87, No. 802 (2022), pp. 1247-1256.
16. 荻野 伸行, 石井 建, 菊地 優, 岡本 真成, 大振幅地震動に対するオイルダンパーの繰り返し依存性を考慮した時刻歴応答解析に関する研究, 構造工学論文集 B, Vol. 68B (2022), pp. 376-385.
17. 横山 篤貴, 高橋 治, 剛性付加機能を有するオイルダンパーの開発および構造的特性に関する実験的研究, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 87, No. 800 (2022), pp. 954-965.
18. 谷地畝 和夫, 鈴木 彰, 齋藤 雄太, 得能 将紀, 小林 正人, 不感帯機構付きオイルダンパーを用いた免震建物の地震応答性状, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 86, No. 781 (2021), pp. 381-391.

19. 福田 隆介, 栗野 治彦, エネルギー回生機構の多段化による制震オイルダンパの効率向上に関する研究, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 85, No. 777 (2020), pp. 1407-1417.
  20. 篠原 昌寿, 五十田 博, オイルダンパーを付加した木質ラーメン構造の限界耐力計算に基づく制振設計法, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 85, No. 769 (2020), pp. 355-365.
  21. 荒井製作所 株式会社, 製品紹介,  
<https://www.arai-net.com/products/air-dampers.html>.
  22. タキゲン製造株式会社, 製品一覧,  
<https://www.takigen.co.jp/products/detail/B-481>.
  23. 浅見 敏彦, 関口 久美, 流体減衰器のダンピング特性 : オイルフィルムダンパ, オイルダンパと空気ダンパ, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 57, No. 534 (1991), pp. 437-445.
  24. 浅見 敏彦, 関口 久美, 空気ダンパの基礎的研究 : 第 2 報, 理論解析の概要と実験的検討, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 56, No. 532 (1990), pp. 3201-3209.
  25. 浅見 敏彦, 関口 久美, 空気ダンパの基礎的研究 : 第 1 報, 理論解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 56, No. 526 (1990), pp. 1400-1407.
  26. 市原 順一, エアダンパ付き可変磁気抵抗形磁気スラスト軸受の研究 : 第 2 報, エアダンパの解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 56, No. 522 (1990), pp. 449-454.
  27. 市原 順一, エアダンパ付き可変磁気低抵抗形磁気スラスト軸受の研究 : 第 1 報, 磁気スラスト軸受の解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 55, No. 519 (1989), pp. 2856-2863.
  28. 大亦 絢一郎, 高橋 正章, 2 種類の V 形材を用いたトリリニア形弾塑性ダンパの研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 64, No. 628 (1998), pp. 4585-4591.
  29. 大亦 絢一郎, 谷口 貴也, 棒の連続塑性曲げを利用した弾塑性ダンパの研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 62, No. 598 (1996), pp. 2153-2158.
-

30. 大亦 絢一郎, 中村 公一, 砂小田 勝昭, 薄板の連続塑性曲げを利用した弾塑性ダンパの研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 60, No. 573 (1994), pp. 1583-1588.
  31. 大亦 絢一郎, 中村 陽一, V 形材を用いた弾塑性ダンパの研究 : 第 1 報, 免震装置に用いた場合の地震応答解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 57, No. 542 (1991), pp. 3152-3157.
  32. 小林 博栄, 材料の弾塑性を利用した制振装置の開発, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 53, No. 492 (1987), pp. 1766-1772.
  33. 井上 雅彦, 堀内 敏彦, 浪田 芳郎, 実時間ハイブリッド加振による弾塑性ダンパ支持配管の振動実験, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 63, No. 615 (1997), pp. 3832-3839.
  34. 浪田 芳郎, 川畑 淳一, 市橋 一郎, 福田 俊彦, 弾塑性ダンパ支持配管系の耐震設計手法の開発 : 第 2 報, 一次元配管モデル試験とその応答解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 61, No. 590 (1995), pp. 3874-3880.
  35. 浪田 芳郎, 川畑 淳一, 市橋 一郎, 福田 俊彦, 弾塑性ダンパ支持配管系の耐震設計手法の開発 : 第 1 報, 弾塑性ダンパの単体設計手法の開発, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 60, No. 579 (1994), pp. 3794-3799.
  36. 鈴木 光雄, 弾塑性等価せん断型モデルにおける複数地震応答の最大層間変形角の一様化方法と弾塑性ダンパー配置法への応用, 構造工学論文集 B, Vol. 68B (2022), pp. 452-461.
  37. 蒲 武川, 笠井 和彦, 弾塑性ダンパーを用いた多層 RC 構造の地震応答制御設計法, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 78, No. 685 (2013), pp. 461-470.
  38. 秦 一平, 石丸 辰治, 長谷川 純, 非線形粘性ダンパーと弾塑性ダンパーを併用した系の応答性能設計手法, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 72, No. 617 (2007), pp. 47-54.
  39. 竹内 徹, 調 浩朗, 山田 哲, 吉敷 祥一, 鈴木 一弁, 佐伯 英一郎, 和田 章, 梁端弾塑性ダンパーの累積変形性能および損傷度評価, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 71, No. 600 (2006), pp. 115-122.
-



40. 伊藤 浩資, 笠井 和彦, 弾塑性ダンパーをもつ制振構造の最大変形に基づくダンパーの累積塑性変形評価, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 71, No. 607 (2006), pp. 53-61.
  41. 笠井 和彦, 伊藤 浩資, 弾塑性ダンパーの剛性・降伏力・塑性率の調節による制振構造の応答制御手法, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 70, No. 595 (2005), pp. 45-55.
  42. 田村 良一, 弾塑性ダンパーを用いた中低層鉄筋コンクリート造建物の耐震補強 -入力地震動の相違を考慮した補強効果の検討-, 日本地震工学会論文集, Vol. 2, No. 3 (2002), pp. 1-14.
  43. 荒川 利治, 大亦 絢一郎, 金属棒の連続塑性曲げを利用した弾塑性ダンパーの建物内機器への適用, 日本建築学会技術報告集, Vol. 6, No. 10 (2000), pp. 29-34.
  44. 鈴木 光雄, 粘性ダンパーによる複数地震応答の最大層間変形角の一様化方法, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 88, No. 807 (2023), pp. 758-767.
  45. 樹下 亮佑, 佐藤 大樹, 戸張 涼太, 安永 隼平, 植木 卓也, 金城 陽介, 振幅依存性を有する間柱型粘弾性ダンパーの等価線形化に基づく地震応答予測手法, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 88, No. 803 (2023), pp. 47-58.
  46. 大熊 潔, 笠井 和彦, 弾性架構と粘弾性ダンパーをもつ多質点構造における全体減衰系への置換法 -振動数に依存する制振構造の等価周期・等価減衰の評価法とその精度 その2-, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 75, No. 648 (2010), pp. 347-356.
  47. 大熊 潔, 笠井 和彦, 多質点弾性・弾塑性架構における粘弾性ダンパーのKelvin 体への置換方法 (Kelvin 体による線形粘弾性ダンパー簡易モデル化と精度に関する考察 その2), 日本建築学会構造系論文集, Vol. 75, No. 652 (2010), pp. 1089-1097.
  48. 笠井 和彦, 蒲 武川, 多層スリップ型架構に粘弾性ダンパーを用いた制振構造の応答制御設計法, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 75, No. 650 (2010), pp. 781-790.
-

49. 増田 広光, 清水 利彦, 徳山 幹夫, 高橋 治英, 若月 耕作, 中村 滋男, 磁気ディスク装置用サスペンションの振動特性評価と粘弾性ダンパを用いた振動低減(機械力学, 計測, 自動制御), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 68, No. 667 (2002), pp. 720-727.
  50. 曾田 五月也, 萩原 伸彦, 武田 大, 粘弾性ダンパーの温度管理手法に関する研究 : その 1 PTC 機能を有する面状発熱体による 2 面せん断ダンパーの温度管理に関する実験的研究, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 67, No. 560 (2002), pp. 59-65.
  51. 半澤 徹也, 寺田 岳彦, 佐藤 孝典, 西村 拓也, 邵 立, 堀江 竜巳, スチレン-オレフィン系粘弾性体のモデル化と制震効果, 日本建築学会技術報告集, Vol. 7, No. 13 (2001), pp. 63-68.
  52. 曾田 五月也, 高橋 雄司, 粘弾性ダンパーの設置による建物の高減衰化と耐震設計, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 65, No. 528 (2000), pp. 67-73.
  53. 檜原 健一, 岡本 隆之祐, 曾田 五月也, 粘弾性ダンパーによる耐震補強設計指針(案), 日本建築学会技術報告集, Vol. 6, No. 10 (2000), pp. 35-40.
  54. 株式会社鴻池組, 製品紹介,  
<https://www.konoike.co.jp/solution/detail/002364.html>.
  55. SUSPA, 製品紹介, <https://www.suspa.com/jp/製品/摩擦ダンパー>.
  56. 寺井 雅和, 佐藤 孝典, 吉岡 智和, 南 宏一, アルミを挟んだ風地震ハイブリッド摩擦ダンパーに関する研究, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 73, No. 633 (2008), pp. 2037-2044.
  57. 横内 基, 北嶋 圭二, 中西 三和, 安達 洋, 青山 博之, 摩擦ダンパーを用いて制震補強された既存 RC 造建物の地震応答性状に関する研究, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 73, No. 628 (2008), pp. 947-955.
  58. 佐藤 栄児, 藤田 隆史, ピエゾアクチュエータを用いた可変摩擦ダンパによる建築構造物のセミアクティブ免震, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 71, No. 702 (2005), pp. 405-412.
-

- 
59. 佐藤 栄児, 藤田 隆史, ピエゾアクチュエータを用いた可変摩擦ダンパによる建築構造物のセミアクティブ免震 —第1報, 可変摩擦ダンパの特性実験—, 生産研究, Vol. 54, No. 6 (2002), pp. 376-379.
60. 中村 嶽, 鈴木 哲夫, 稲葉 学, 皿ばねを用いた免震用摩擦ダンパーの復元力特性に関する実験的研究, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 63, No. 510 (1998), pp. 75-82.
61. 藤田 隆史, 壁矢 和久, 速水 浩, 相沢 覚, 東野 雅彦, 久保 智史, 羽生田 信良, 森 孝之, 可変摩擦ダンパを用いたセミアクティブ免震構造の研究 : 第1報, 可変摩擦ダンパの開発とセミアクティブ制御システムの基礎的研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 57, No. 536 (1991), pp. 1122-1128.
62. 白井 和貴, 佐野 剛志, 鈴井 康正, 蔭山 満, 菊地 優, 変位依存型の可変減衰力特性を有する摩擦ダンパーの開発, 日本建築学会技術報告集, Vol. 18, No. 38 (2012), pp. 85-90.
63. 池田 学, 豊岡 亮洋, 松本 信之, 市川 篤司, 長谷川 淳史, 西村 昭彦, 家村 浩和, パッシブ型負剛性摩擦ダンパーの適用による鉄道橋の耐震性評価, 構造工学論文集 A, Vol. 58A (2012), pp. 504-517.
64. 張 蓬勃, 孫 玉平, 藤永 隆, 谷 昌典, 崔 宰赫, 耐力可変摩擦ダンパーの履歴特性およびモデル化, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 76, No. 663 (2011), pp. 1007-1014.
65. 佐島 悠太, 真田 靖士, 杉浦 弘樹, プレストレストコンクリート構造のエネルギー吸収性能を向上する摩擦ダンパーの開発 — 基礎的な数値解析モデルの構築 —, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 76, No. 666 (2011), pp. 1489-1497.
66. 山口 秀谷, 吉田 秀久, 円柱形摩擦ブロックと傾斜レバーで構成された比例摩擦ダンパに関する研究 : 基本的特性の検討, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 76, No. 765 (2010), pp. 1178-1184.
67. 張 蓬勃, 崔 宰赫, 藤永 隆, 孫 玉平, 耐力可変摩擦ダンパー基本性能に関する研究, 鋼構造論文集, Vol. 16, No. 63 (2009), pp. 79-86.
-

68. 張 蓬勃, 孫 玉平, 藤永 隆, 崔 宰赫, 肌隙を有するせん断型摩擦ダンパーのすべり耐力に関する研究, 鋼構造論文集, Vol. 16, No. 64 (2009), pp. 41-48.
  69. 若林 信宏, 大亦 絢一郎, 齋藤 宏和, 漸硬形抵抗力特性を有する摩擦ダンパの研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 73, No. 732 (2007), pp. 2189-2196.
  70. 佐藤 義仁, 山口 秀谷, 大久保 宏樹, 比例摩擦ダンパを用いた受動形振動絶縁・抑制システム, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 70, No. 700 (2004), pp. 3419-3426.
  71. 岡野 恭久, 松岡 太一, 大亦 絢一郎, ニリンク・三関節をもつアーム形摩擦ダンパの研究(機械力学, 計測, 自動制御), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 69, No. 678 (2003), pp. 335-342.
  72. 渡邊 鉄也, 鈴木 浩平, 飯山 文也, 袖山 博, 回転型磁気摩擦ダンパの基本特性に関する研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 67, No. 659 (2001), pp. 2136-2142.
  73. Masri S. F., Caughey T. K., On the Stability of the Impact Damper, Journal of Applied Mechanics, Vol. 33, No. 3 (1966), pp. 586-592.
  74. Chen L., Semercigil S. E., A beam impactor, Journal of Sound and Vibration, Vol. 157, No. 2 (1992), pp. 303-315.
  75. 本江 哲行, 佐藤 秀紀, 岩田 佳雄, 318 滑りと回転を考慮したボールインパクトダンパのシミュレーション, 機械力学・計測制御講演論文集 (1994).
  76. 本江 哲行, 佐藤 秀紀, 岩田 佳雄, 201 ボールインパクトダンパの減衰特性に関する研究.pdf, 機械力学・計測制御講演論文集, Vol. A (1995), pp. 225-228.
  77. 安田 仁彦, 神谷 恵輔, 加藤 鍊太郎, 山口 俊堂, 弾性インパクトダンパによる制振(機械力学, 計測, 自動制御), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 69, No. 685 (2003), pp. 2248-2255.
  78. 神谷 恵輔, 河野 輝有, 加藤 鍊太郎, 安田 仁彦, 弾性インパクトダンパによる連続体の制振, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 70, No. 699 (2004), pp. 3046-3052.
-

79. 長嶋 孝明, 佐藤 太一, 田中 基八郎, 808 2 方向同時加振時のインパクトダンパの制振特性の実験(振動工学), 山梨講演会講演論文集 : Yamanashi district conference, Vol. 2007 (2007), pp. 221-222.
80. Nagashima Takaaki, Sato Taichi, Tanaka Kihachiro, Vibration Control Using an Impact Damper System, Journal of Environment and Engineering, Vol. 5, No. 2 (2010), pp. 402-416.
81. 長嶋 孝明, 佐藤 太一, 田中 基八郎, インパクトダンパによる水平・鉛直方向同時制振, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol. 77, No. 782 (2011), pp. 3621-3636.
82. 長嶋 孝明, 佐藤 太一, 田中 基八郎, 複数の衝突体を有するインパクトダンパの制振効果, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol. 77, No. 776 (2011), pp. 1238-1250.
83. Fritzkowski Pawel, Awrejcewicz Jan, Near-resonant dynamics, period doubling and chaos of a 3-DOF vibro-impact system, Nonlinear Dynamics, Vol. 106, No. 1 (2021), pp. 81-103.
84. 荒木 嘉昭, 横道 勲, 井上 順吉, 粉粒体衝撃ダンパ : 垂直振動, 片側衝突時の特性, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 49, No. 442 (1983), pp. 945-951.
85. 荒木 嘉昭, 横道 勲, 井上 順吉, 粉粒体衝撃ダンパの特性 : 第 2 報, 垂直振動, 上下両面衝突, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 50, No. 459 (1984), pp. 2071-2077.
86. 荒木 嘉昭, 結城 康式, 横道 勲, 障内 靖介, 粉粒体衝撃ダンパの特性 : 第 3 報, インディシャル応答特性, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 50, No. 458 (1984), pp. 1978-1984.
87. 荒木 嘉昭, 横道 勲, 障内 靖介, 粉粒体衝撃ダンパの特性 : 第 4 報, 水平振動系, 強制振動特性, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 52, No. 480 (1986), pp. 2106-2112.
88. Yokomichi I., Araki Y., Jinnouchi Y., Inoue J., Impact Damper With Granular Materials for Multibody System, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 118, No. 1 (1996), pp. 95-103.
-

89. 田中 敏嗣, 石田 俊哉, 辻 裕, 水平管内粒状体プラグ流の直接数値シミュレーション : 付着力がない場合, 日本機械学会論文集. B編, Vol.57, No.534 (1991), pp.456-463.
  90. Panossian H. V., Structural Damping Enhancement Via Non-Obstructive Particle Damping Technique, Journal of Vibration and Acoustics, Vol.114, No.1 (1992), pp.101-105.
  91. 秋山 鐵夫, 井口 達三郎, 鴻野 成夫, 太田 篤, 二次元粉体振動層における粒子循環速度の垂直成分, 粉体工学会誌, Vol.31, No.2 (1994), pp.80-85.
  92. Sato Taichi, Tanaka Kihachiro, Aida Shuji, Mouri Yoshiharu, Vibration Isolation in a System Using Granular Medium, JSME international journal. Ser. C, Dynamics, control, robotics, design and manufacturing, Vol.38, No.3 (1995), pp.434-440.
  93. Papalou A., Masri S. F., Performance of Particle Dampers Under Random Excitation, Journal of Vibration and Acoustics, Vol.118, No.4 (1996), pp.614-621.
  94. 松田 孝, 佐藤 元宥, 粒子トーションナルダンパの開発 : 基本的な構造および性能, 日本機械学会論文集 C編, Vol.64, No.625 (1998), pp.3348-3353.
  95. 佐藤 元宥, 松田 孝, 粒子トーションナルダンパの開発 : 制振性能に及ぼす粒子量の影響, 日本機械学会論文集 C編, Vol.65, No.640 (1999), pp.4647-4652.
  96. 佐藤 元宥, 松田 孝, 今田 琢巳, 粒子トーションナルダンパの開発 : 制振機構のシミュレーション(機械要素, 潤滑, 工作, 生産管理など), 日本機械学会論文集 C編, Vol.69, No.680 (2003), pp.1178-1183.
  97. 佐藤 元宥, 松田 孝, 粒子トーションナルダンパの開発 粒子群内の減衰機構, 日本機械学会論文集 C編, Vol.71, No.705 (2005), pp.1711-1716.
  98. 佐藤 元宥, 松田 孝, 粒子トーションナルダンパの開発 直列4シリンダエンジンのねじり振動低減, 日本機械学会論文集 C編, Vol.72, No.723 (2006), pp.3665-3671.
-

99. 佐伯 暢人, 皆川 利宣, 高野 英資, 個別要素法による振動輸送の3次元数値シミュレーション, 日本機械学会論文集. C編, Vol. 64, No. 625 (1998), pp. 3264-3270.
  100. 佐伯 暢人, 今西 哲二, 高野 英資, 個別要素法による粒状体衝撃ダンパの解析, 日本機械学会論文集. C編, Vol. 66, No. 652 (2000), pp. 3828-3833.
  101. 佐伯 暢人, 垂直振動系における粒状体衝撃ダンパの応答 : 機械力学, 計測, 自動制御, 日本機械学会論文集 C編, Vol. 67, No. 657 (2001), pp. 1438-1443.
  102. Saeki M., Impact Damping With Granular Materials in a Horizontally Vibrating System, *Journal of Sound and Vibration* (2002).
  103. 佐伯 暢人, 円筒容器を用いた粒状体衝撃ダンパの制振効果(機械力学, 計測, 自動制御), 日本機械学会論文集 C編, Vol. 68, No. 673 (2002), pp. 2585-2590.
  104. Saeki M., Analytical study of multi-particle damping, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 281, No. 3 (2005), pp. 1133-1144.
  105. 佐藤 太一, 牧野 俊昭, 瀬畑 美智夫, 粒状体を用いた静音リンク装置の制振特性(機械力学, 計測, 自動制御), 日本機械学会論文集. C編, Vol. 69, No. 687 (2003), pp. 3007-3014.
  106. 田中 敏嗣, 牧野 俊昭, 瀬畑 美智夫, 川口 寿裕, 川崎 健, 粒状体を用いた静音リンク装置の離散要素法による数値シミュレーション, 日本機械学会論文集 C編, Vol. 69, No. 688 (2003), pp. 3198-3206.
  107. 小松崎 俊彦, 佐藤 秀紀, 岩田 佳雄, 森下 信, セルオートマトンによる粒状体ダンパのモデル化(機械力学, 計測, 自動制御), 日本機械学会論文集 C編, Vol. 69, No. 685 (2003), pp. 2280-2286.
  108. Mao Kuanmin, Wang Michael Yu, Xu Zhiwei, Chen Tianning, Simulation and Characterization of Particle Damping in Transient Vibrations, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 126, No. 2 (2004), pp. 202-211.
  109. Wu C. J., Liao W. H., Wang M. Y., Modeling of Granular Particle Damping Using Multiphase Flow Theory of Gas-Particle, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 126, No. 2 (2004), pp. 196-201.
-

110. Xu Zhiwei, Wang Michael Yu, Chen Tianning, An Experimental Study of Particle Damping for Beams and Plates, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol.126, No.1 (2004), pp.141-148.
  111. Ramachandran Sanjiv, Lesieutre George, Dynamics and Performance of a Harmonically Excited Vertical Impact Damper, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol.130, No.2 (2008).
  112. Xia Zhaowang, Liu Xiandong, Shan Yingchun, Coupling Simulation Algorithm of Dynamic Feature of a Plate With Particle Dampers Under Centrifugal Loads, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol.133, No.4 (2011).
  113. 野上 健, 高橋 正太郎, 佐伯 暢人, 中空鉄球を用いた粒状体ダンパの解析, *日本機械学会論文集C編*, Vol.77, No.783 (2011), pp.4058-4067.
  114. 井上 昌信, 横道 勲, 平木 講儒, 垂直振動をうける粒子ダンパの近似解法, *日本機械学会論文集C編*, Vol.78, No.793 (2012), pp.3118-3132.
  115. 井上 昌信, 横道 勲, 平木 講儒, 近似解析法による垂直振動用粒子ダンパの設計, *日本機械学会論文集C編*, Vol.79, No.801 (2013), pp.1280-1289.
  116. 林 浩一, 井門 康司, 伊藤 匠, 粒状体ダンパ減衰力特性の設置角度依存性, *実験力学*, Vol.13, No.4 (2013), pp.395-400.
  117. 井門 康司, 林 浩一, 東 太寛, 山田 将士, 電磁石を用いた粒状体ダンパー減衰力の設置角依存性の低減, *日本AEM学会誌*, Vol.22, No.2 (2014), pp.189-194.
  118. Sanchez M., Carlevaro C. M., Pugnaroni L. A., Effect of particle shape and fragmentation on the response of particle dampers, *Journal of Vibration and Control*, Vol.20, No.12 (2014).
  119. Li Shilong, Tang J., On Vibration Suppression and Energy Dissipation Using Tuned Mass Particle Damper, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol.139, No.1 (2016).
  120. 若澤 靖記, 林 伸和, 土井 康平, 柳田 秀記, 粒子および液体充填構造物の振動減衰特性, *精密工学会誌*, Vol.82, No.4 (2016), pp.378-383.
-



121. 若澤 靖記, 田代 広晃, 高橋 悠瑚, 柳田 秀記, 粒子および液体充填構造物の振動減衰特性, Dynamics & Design Conference (2017), pp. 243.
122. 富高 隆, 野島 僚子, 増田 潔, 粒状体制振天井を用いた重量床衝撃音低減に関する検討, 日本建築学会環境系論文集, Vol. 81, No. 719 (2016), pp. 29-39.
123. 本家 浩一, 増田 京子, 次橋 一樹, 杉本 明男, 粒状体衝撃ダンパの動特性予測手法に関する研究 (鉛直振動の場合), 日本機械学会論文集, Vol. 83, No. 855 (2017), pp. 17-00173.
124. 高橋 芳弘, ねじり振動における粒状体ダンパの効果, 日本機械学会論文集, Vol. 85, No. 880 (2019), pp. 19-00248.
125. Toyouchi Atsushi, Ido Yasushi, Iwamoto Yuhiro, Hanai Makoto, Damper Force Characteristics of a Separated Dual-Chamber Single-Rod Type Damper Utilizing an Elastomer Particle Assemblage in the Case of Both Chambers Containing Particles, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 143, No. 4 (2020).
126. 豊内 敦士, 井門 康司, 岩本 悠宏, 花井 誠, エラストマー粒子を用いた二室セパレート型片出し粒状体ダンパーの減衰特性 (減衰力角度依存性の調査とその考察), 日本機械学会論文集, Vol. 87, No. 894 (2021), pp. 20-00331.
127. 市川 和男, 阪井 博行, 小湊 裕允, 大瀬戸 将輔, Guo Honghu, 竹澤 晃弘, 北村 充, 微細粒を用いた粒状体ダンパの振動減衰性に関する研究, 日本機械学会論文集, Vol. 87, No. 896 (2021), pp. 20-00389.
128. Lu Zheng, Zhang Qianqian, Fan Qiaoqiao, Li Qi, Studies on dissipative characteristics and equivalent model of particle damper in railway application, Journal of Sound and Vibration, Vol. 560 (2023), pp. 117788.
129. 本江 哲行, 佐藤 秀紀, 岩田 佳雄, 小松崎 俊彦, 本郷 陽子, 球と平面からなる衝突系のモデル化と解析, 日本機械学会論文集. C編, Vol. 65, No. 634 (1999), pp. 2287-2293.
130. Kunert K., Spannungsverteilung im Halbraum bei elliptischer Flächenpressungsverteilung über einer rechteckigen Druckfläche, Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens A, Vol. 27, No. 6 (1961), pp. 165-174.
-

131. Brändlein J., 吉武 立雄 ころがり軸受実用ハンドブック : 設計の基礎から  
使いかたまで, 工業調査会 (1996).
132. 日本画像医療システム工業会 日本画像医療システム工業会規格, 日本画像  
医療システム工業会.
133. Canon, MRI 装置のしくみ,  
<https://global.canon/ja/technology/mri2021s.html>.
134. 山下 裕市, MRI における静音化技術に関して, 医学物理, Vol. 36, No. 2  
(2016), pp. 110-112.
135. 佐藤 太一, 粒状体を応用した振動・騒音制御技術 : 材料機構ダイナミックス  
の一試み, メカライフ : 機械系学生の情報誌, Vol. 39 (1995).