

博士論文

円環の無限転動機構を用いたダンパーの研究

田口 朝康

目 次

1章 序論	1
1.1 本研究の背景	1
1.2 ダンパーの歴史	4
1.2.1 自動車産業におけるダンパーの歴史	4
1.2.2 建築産業におけるダンパーの歴史	9
1.3 ダンパーの種類	11
1.3.1 ダンパーの減衰機構による分類	11
1.3.2 本研究におけるダンパーに比較的類似したダンパー	23
1.3.3 本研究におけるダンパーと既往のダンパーの技術的な相違点	24
1.4 研究の目的と特徴	24
1.4.1 円環を用いたダンパーの力学モデル	27
1.4.2 錫・鉛の性質	27
1.4.3 ゴムの性質	27
1.4.4 錫・鉛を用いた円環ダンパー	28
1.4.5 ゴムを用いた円環ダンパー	28
1.5 本論文の構成	29
2章 円環を用いたダンパーの力学モデル	34
2.1 はじめに	34
2.2 円環ダンパーの原理と構成	35
2.2.1 円環ダンパーの原理	35
2.2.2 円環ダンパーの構成	35
2.3 円環ダンパーの特徴	37
2.4 円環ダンパーのストロークと部材寸法	38
2.5 円環ダンパーの力学モデル	41
2.5.1 円環に錫や鉛を用いた場合の転動抵抗力	45
2.5.2 円環にゴムを用いた場合の転動抵抗力	54
2.5.3 接触部にゴムを介在させる場合に付加される転動抵抗力	77
2.5.4 接触部に噛合いを用いる場合に付加される転動抵抗力	83
2.5.5 力学モデルのまとめ	88
2.6 まとめ	92

3章 錫・鉛の性質.....	94
3.1 はじめに.....	94
3.2 錫.....	96
3.2.1 錫の歴史.....	96
3.2.2 錫の生産量と需要.....	97
3.2.3 錫の特性.....	99
3.3 鉛.....	111
3.3.1 鉛の歴史.....	111
3.3.2 鉛の生産量と需要.....	112
3.3.3 鉛の特性.....	114
3.4 まとめ.....	125
4章 ゴムの性質.....	129
4.1 はじめに.....	129
4.2 ゴムの性質.....	129
4.2.1 ゴムの概要.....	130
4.2.2 ゴムの分子構造（分子量と分子分布）.....	133
4.2.3 ゴムの超弾性理論.....	136
4.2.4 ゴムの粘弾性.....	143
4.2.5 ゴムの時間と温度の関係.....	153
4.2.6 ゴムの硬度とヤング率.....	156
4.3 ゴムの一軸引張試験.....	159
4.3.1 JISに準じた一軸引張試験（U90, GP60L）.....	160
4.3.2 Oリングを用いた一軸引張試験.....	176
4.3.3 各種ゴム材料の超弾性モデルの同定.....	185
4.3.4 JISに準じた一軸引張試験とOリングを用いた一軸引張試験の比較... ..	194
4.4 ゴムの動的粘弾性試験.....	195
4.4.1 動的粘弾性試験.....	195
4.4.2 各種ゴム材料の粘弾性モデルの同定.....	201
4.5 Oリングの圧縮試験.....	216
4.6 まとめ.....	221
5章 錫・鉛を用いた円環ダンパー.....	224
5.1 はじめに.....	224
5.2 錫・鉛を用いた円環ダンパーの構成と力学モデル.....	225
5.2.1 錫・鉛を用いた円環ダンパーの構成.....	225

5.2.2	錫・鉛を用いた円環ダンパーの力学モデル	227
5.3	錫・鉛を用いた噛合い型円環ダンパーの性能試験	240
5.3.1	全ねじの数量による変化	241
5.3.2	全ねじと円環の噛合いの強さによる変化	246
5.4	錫・鉛を用いた摩擦型円環ダンパーの性能試験	254
5.4.1	試験体	255
5.4.2	試験方法	261
5.4.3	試験結果	263
5.4.4	円環の線径による変化の考察	267
5.4.5	円環の材料による変化の考察	268
5.5	錫・鉛を用いた円環ダンパーの FEM 数値解析	270
5.5.1	円環の内径による性能の変化	271
5.5.2	円環の線径による性能の変化	275
5.6	試験値・解析値を用いた理論式の検証	280
5.6.1	噛合い型円環ダンパーの理論式の検証	280
5.6.2	摩擦型円環ダンパーの理論式の検証	283
5.7	まとめ	291
6 章	ゴムを用いた円環ダンパー	294
6.1	はじめに	294
6.2	ゴムを用いた円環ダンパーの構成と力学モデル	295
6.2.1	ゴムを用いた円環ダンパーの構成	295
6.2.2	ゴムを用いた円環ダンパーの力学モデル	300
6.3	ゴムを用いた円環ダンパーの性能試験	303
6.3.1	試験体形状による性能の変化	304
6.3.2	ゴムの種類による性能の変化	309
6.3.3	ゴムの硬さによる性能の変化	315
6.3.4	シャフトとシリンダの隙間（つぶし量）による性能の変化	321
6.3.5	温度変化による性能の変化	329
6.3.6	速度変化による性能の変化	336
6.4	ゴムを用いた円環ダンパーの FEM 数値解析	342
6.4.1	円環の内径による性能の変化	343
6.4.2	円環の線径による性能の変化	348
6.5	試験値を用いた理論式の検証	352
6.5.1	理論式	352
6.5.2	試験結果（抜粋再掲）	354

6.5.3 理論式の検証	355
6.6 まとめ.....	356
7章 結論	359

1 章 序論

1章 序論

1.1. 本研究の背景

地震が頻発する日本において、建築物の耐震性を向上させることは非常に重要である。地震動によって生じる建築物の被害を低減させるためには、地震動のエネルギーを限定した場所で吸収することが有効である。建物全体で地震動に対して耐える耐震建築物に対し、限定した場所でエネルギーを吸収する建築物は免震建築物・制振建築物と呼ばれている。免震建築物は上部構造と下部構造の間に、免震層と呼ばれる剛性の低い領域を設け、下部構造から上部構造に伝達される地震動を免震層によって長周期化すると同時に、減衰材によってエネルギーを吸収して、地震動に対する建築物の応答を低減する構造で、制振建築物は建築物の各層に減衰材を付加し、地震動や風揺れに対する建築物の応答を低減する構造である。免震建築物・制振建築物は、耐震建築物と比較して建築物の層間変形が抑えられるため、地震動による建築物への被害を減らすことが可能である。また、仮に地震動によって損傷を受けたとしても、エネルギーを減衰材に集中させているため、建築物の主要構造部の被害を低減させることが可能で、建築物の継続使用性が高いと言える。兵庫県南部地震以降、重要建築物や都市部における高層建築物を中心に地震被害の低減を目的として、免震建築物や制振建築物が多く建てられている。

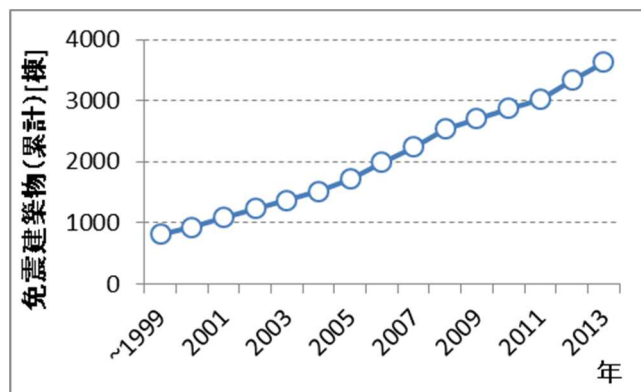


図 1.1.1 免震建築物の計画推移^[1.1]

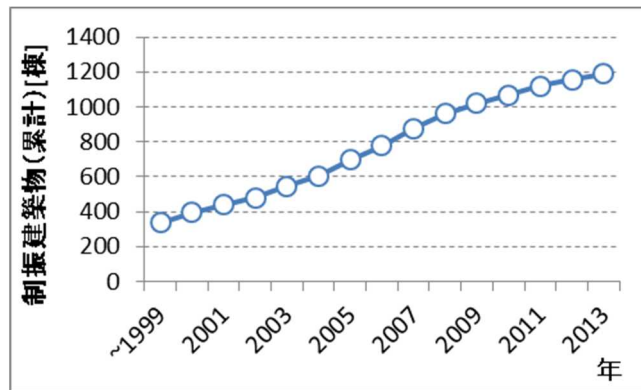


図 1.1.2 制振建築物の計画推移^[1.1]

図 1.1.1 及び図 1.1.2 は一般社団法人日本免震構造協会がまとめた戸建住宅を除く建築物における免震建築物・制振建築物の計画推移である。免震建築物は年 100～200 棟程度、制振建築物は年 50 棟程度である。

最近では戸建住宅にも免震・制振技術が取り入れられてきている。戸建免震住宅の計画推移を図 1.1.3 に示す。

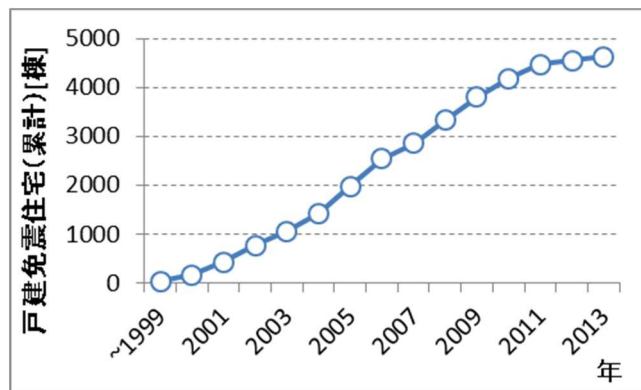


図 1.1.3 戸建免震住宅の計画推移^[1.1]

戸建免震住宅が急激に伸びたのは 2000 年以降である。2000 年には免震建築物の設計を含んだ建築基準法の改正が行われ、戸建免震住宅の設計が容易に可能となったためである。

本研究は免震建築物・制振建築物における比較的軽量の建築物を対象とした減衰材(ダンパー)の基礎研究である。本研究に至る過程として、戸建免震住宅用の支承材(図 1.1.4 参照)を開発した。

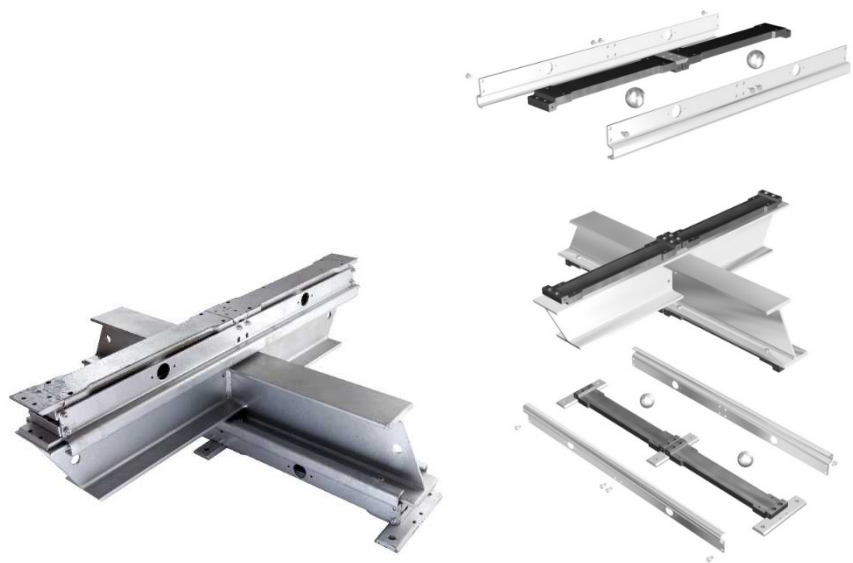


図 1.1.4 VP 免震支承^[1,2]

この支承材を販売する中で、減衰材が大きなコストウェイトを占めていることが分かってきた。戸建免震住宅に用いるダンパーは、主に流体や粘性体を用いたもの^[1,3]である。ダンパーが高価な主な理由は、①軽量建築物用のダンパーの種類が少なく競争原理が働かない、②現在使用されている軽量建築物用のダンパーは、大規模重量建築物用の大型ダンパーを単純に小さくしただけの構造で、製作精度が大型ダンパーと変わらずコストがかかる、という点である。そこで、軽量建築物にターゲットを絞ったダンパーを開発することで、軽量建築物用のダンパーのコストを下げ、戸建住宅に対する免震技術・制振技術の普及を促進することを目的としている。

1.2. ダンパーの歴史

ダンパーの産業への利用の歴史は比較的新しく、1900年頃からである。ここでは、ダンパーの発展に大きな影響を与えた自動車産業と、本研究の属する建築産業についてまとめる。

1.2.1. 自動車産業におけるダンパーの歴史

(1) 文献調査

自動車産業におけるダンパーの歴史は The Shock Absorber Handbook (Second Edition)^[1,4]にまとめられている。この資料におけるダンパー（ショックアブソーバー）の歴史の概要を表 1.2.1 および図 1.2.1 に示す。

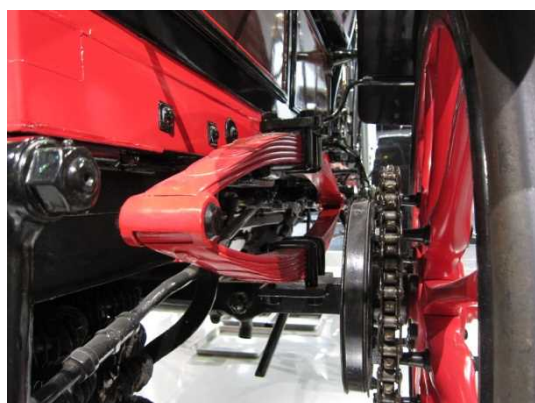
表 1.2.1 自動車におけるダンパー（ショックアブソーバー）の歴史の概要

年	ショックアブソーバー	備考
～19世紀終わり	なし	路面の凹凸が大きい 馬車（板バネあり）
19世紀終わり	—	内燃機関の発明 自動車の発明 移動速度の向上
～1910年	なし	
1910年～1925年	摩擦系ダンパー	シザー型，スナッパ型
1925年～1980年	流体系ダンパー	羽根型，レバーアーム型 テレスコピック型
1980年～	アクティブダンパー 磁性流体ダンパー	

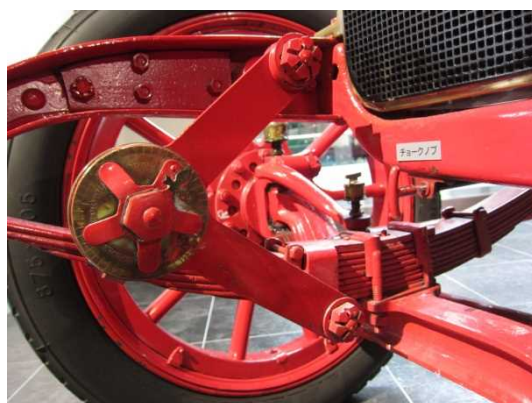
自動車が発明される前の移動手段は馬車であった。馬車は路面の凹凸によって生じる衝撃を緩和するため、車輪と座席の間に板バネを有していた。板バネは弾性材料であり、ダンパーの役割を果たすことはないが、馬車の移動速度が遅いため、減衰性能が少なくても問題は無かった。

やがて19世紀の終わりに自動車が発明された。自動車の技術が進歩すると共に、移動速度が飛躍的に向上することとなった。やがて、自動車に生じる振動を小さくしたいという欲求からダンパーが生まれてきた。初期のダンパー（1910年頃）は、摩擦系のシザー型や、摩擦系のスナッパ型と呼ばれるものであった。シザー型は板バネの上下の間をはさみの様な機構で繋いだ外観であり、はさみの交点の部分に摩擦ディスクを有するも

ので、摩擦ディスクの締付け力によって減衰力を調整することができた。スナッパ型は板バネの上下の間を革製のベルトスリングで繋いでおり、片方の端部が巻き尺のようにケースに収まっていた。ケースからベルトが出るときに、ベルト同士の摩擦力で減衰する機構であった。



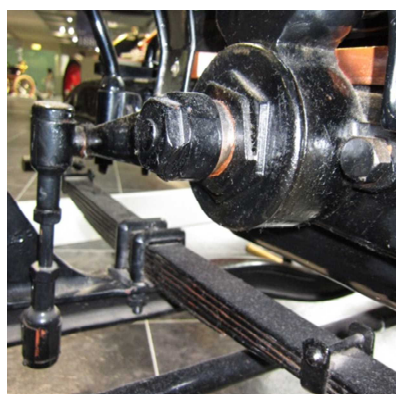
板バネ（ダンパーなし）



摩擦系シザー型



摩擦系スナッパ型



流体系羽根型



流体系レバーアーム型



流体系テレスコピック型

図 1.2.1 代表的な自動車のダンパー（ショックアブソーバー）

1925年頃から流体系のダンパーが使用されるようになった。摩擦系ダンパーはクーロン摩擦に達するまで伸縮しないため、路面の微振動を取り除くことが難しいが、流体系ダンパーは微振動に対して伸縮することができる。自動車が普及するにつれて道路の凹凸が小さくなり、微振動に対する対応が自動車のダンパーに要求されてきたことが大きな要因である。1950年代後半にはほとんどの自動車に採用されるようになった。流体系ダンパーは機構の違いから、羽根型、レバーアーム型、テレスコピック型に分けることができる。羽根型は流体の中を板状の羽根が移動するとき生じる減衰力を利用するもので、レバーアーム型は流体で満たした2室の間を流体が移動するとき生じる減衰力を利用するものである。羽根型及びレバーアーム型はいずれも回転に対する抵抗機構であり、クランク機構で運動を直線運動に変換する必要がある。これに対してテレスコピック型は軸方向の移動に対して減衰力を発揮できるため、周辺も含めた機構の単純化が可能である。

近年では流体系ダンパーの流量を調整することで減衰性能を変化させるアクティブダンパーや、オイルの代わりに磁性流体を封入し、液体の粘性を変化させることで減衰力を変化させる磁性流体ダンパーなどが使用されてきている。

(2) 実地調査

The Shock Absorber Handbook (Second Edition)^[1.4]に示されるデータが、実際に現存する自動車と適合するかどうか調査した。調査は古い車が多く展示されているトヨタ博物館（愛知県長久手市横道 41-100）で 2015 年 8 月 13 日に調査を行った。その結果を表 1.2.2 に示す。

表 1.2.2 ショックアブソーバーの調査結果

No	年	国	ダンパーの種類				No	年	国	ダンパーの種類					
			なし	摩擦		オイル				なし	摩擦		オイル		
				シザー	スナッパ	羽根・レバー					テレスコピック	シザー	スナッパ	羽根・レバー	テレスコピック
1	1886	ドイツ	○				21	1924	イギリス		○				
2	1894	ドイツ	○				22	1925	アメリカ	○					
3	1899	アメリカ	○				23	1925	フランス				○		
4	1900	日本	○				24	1925	ベルギー	○					
5	1901	フランス	○				25	1926	フランス		○				
6	1902	アメリカ	○				26	1928	アメリカ				○		
7	1902	アメリカ	○				27	1928	フランス		○				
8	1902	アメリカ	○				28	1929	アメリカ				○		
9	1908	イタリア		○			29	1929	アメリカ				○		
10	1909	アメリカ	○				30	1930	イギリス		○				
11	1909	アメリカ	○				31	1930	イタリア		○				
12	1910	イギリス	○				32	1931	アメリカ				○		
13	1912	スペイン				○	33	1935	日本		○				
14	1912	アメリカ	○				34	1936	日本					○	
15	1913	フランス		○			35	1937	フランス					○	
16	1914	アメリカ		○			36	1941	アメリカ					○	
17	1918	アメリカ	○				37	1943	アメリカ					○	
18	1920	イギリス	○				38	1955	日本		○				
19	1922	イギリス				○									

トヨタ博物館には 100 台以上の自動車が展示されているが、近年のものはダンパーが車体の中に隠れているため、形状を確認することが難しい。表にはダンパーの形状を確認できた 38 台の情報を示している。

1910～1920 年頃にダンパーを装着した自動車が登場している。多くは摩擦系シザー型を採用している。文献（The Shock Absorber Handbook）によると、摩擦系スナッパ型も多く用いられたと記されているが、調査では 1 台しか確認できなかった。スナッパ型はアメリカ製の自動車に多く採用されていたが、展示品には 1910 年～1925 年のアメリカ製自動車が少なかったため、このような結果になったと考えられる。1925 年以降には流体系ダンパーが多く用いられている。1935 年頃までは流体系羽根型や流体系レバーアーム型であるが、1935 年以降は流体系テレスコピック型に変わっている。

調査の結果は文献（The Shock Absorber Handbook）に示された内容とほぼ一致している。このことより、自動車におけるダンパー（ショックアブソーバー）は時代背景と求められる性能の変化と共に、表 1.2.3 のような変遷をたどったと言える。

表 1.2.3 自動車のダンパー（ショックアブソーバー）の変遷

年	変遷
～19 世紀終わり	移動手段は馬車。 路面の凹凸が大きいため板バネを用いて衝撃を和らげていた。 減衰性能はほとんどない。
19 世紀終わり ～1910 年	自動車（内燃機関）が発明された。 移動速度が徐々に向上する。
1910 年～1925 年	摩擦系ダンパーが開発された。 ダンパーを採用した自動車が徐々に一般的になった。
1925 年～	自動車の普及に従い路面の凹凸が減少し、大きな振幅よりも小さな振幅の性能が重視されるようになる。 この結果、微振動に対応可能な流体系が主流となった。

1.2.2. 建築産業におけるダンパーの歴史

建築産業においてダンパーは主に免震建築物や制振建築物に用いられている。建築産業におけるダンパーの歴史の概要を表 1.2.4 にまとめる。

表 1.2.4 建築産業におけるダンパーの歴史の概要^{[1.5]~[1.11]}

年	概要
1964 年	日本 代々木第一体育館 オイルダンパー
1966 年	イギリス アルバニーコートハウス 5 階建て共同住宅 ゴム支承 (防振)
1976 年	アメリカ ワールドトレードセンタービル 粘弾性ダンパー
1981 年	ニュージーランド ウィリアムクレイントンビル 鉛入り積層天然ゴム 600×600×H207mm, 鉛の直径 105mm
1983 年	日本 御茶ノ水セントラルビル (旧日立本社ビル) 鋼材ダンパー
1985 年	アメリカ フットヒル法律相談・下級裁判所 高減衰積層ゴム
1988 年	日本 大宮ソニックシティ (旧大宮市産業文化センター) 摩擦ダンパー

調査によって判明した建築物にダンパーを用いた最も古い記録は、1964 年に竣工した代々木第一体育館であった。代々木第一体育館は吊り屋根の大空間構造物で、主にスポーツ競技に利用されているが、災害時の防災センターとしての役割も考えられることから、過度な動的変形を制御する目的でオイルダンパーが片側 6 個ずつ用いられている^[1.10]。

1970 年代に入るとフランスで積層ゴムが研究され、1977 年に初めての積層ゴムを用いた免震建築物がフランスで建てられた。積層ゴムは薄いゴムのシートと薄い鉄板を積層した支承材で、高い鉛直剛性と小さな水平剛性を実現することができた。この技術の登場によって、免震建築物は一般的な技術として広まり、同時に免震に必要な減衰材 (ダンパー) の研究も進むこととなった。

1981 年にはニュージーランドで鉛入り積層天然ゴムを用いた免震建築物が建てられた。この支承材は積層ゴムの中に鉛を封入したもので、建物を支える支承材としての役割と、エネルギーを吸収する減衰材 (ダンパー) の役割を併せ持つものであった。同じ

ように支承材と減衰材の効果を併せ持つ考え方で、ゴムの粘性を高めた高減衰ゴムの研究もおこなわれた。1985年にはアメリカ フットヒル法律相談・下級裁判所で高減衰積層ゴムが初めて用いられた。

制振建築物としてダンパーが用いられた例をみると、1976年アメリカのワールドトレードセンタービル(2001年に崩落)が挙げられる。ワールドトレードセンタービルは110階建ての鉄骨造で、床トラスの下弦材と柱の接合部に粘弾性体が挟まれていた^[11]。

日本のビル建築物に制振材としてダンパーが用いられ始めたのは、1983年旧日立本社ビルや、1988年大宮産業文化センター(現大宮ソニックシティ)からであると考えられる。

以上が建築産業におけるダンパーの歴史概要である。近年、地震動に対する建築物の応答の研究が進み、長周期地震動に対する超高層建築物の共振が問題となってくるなど、建築物における減衰性能の重要性が増してきている。今後、建築産業においてもダンパーはますます重要な装置となっていくと考えられる。

1.3. ダンパーの種類

本節では最初にダンパーの減衰機構による分類を行い、それぞれのダンパーの特徴を述べる。次に本研究のダンパーと既往のダンパーの技術的な相違点について述べる。

1.3.1. ダンパーの減衰機構による分類

ダンパーの減衰機構による分類を図 1.3.1 に示す。



図 1.3.1 ダンパーの減衰機構による分類

(1)履歴系ダンパー

履歴系ダンパーは金属が塑性化するとき生じるエネルギー損失を利用するものである。金属によって性質が多少異なるが他のダンパーと比較して、温度依存性が少ない、耐候性に優れる（メンテナンスが容易）、安価（構造がシンプル）、という特徴を有する。

金属の中では鉛の塑性変形能力を利用したダンパーが古くから提案されている。鉛は再結晶温度が 0℃程度であり、常温であれば金属組織の再結晶が起きる。金属は変形によって加工硬化が生るため、降伏点が上昇する反面、変形能力が低下する。しかし鉛は金属組織の再結晶によって加工硬化が生じないため、繰り返し変形に伴う減衰力の変化や変形能力の低下が起こりにくく、履歴系ダンパーの素材として非常に使いやすい。一方、鉛の降伏点は鋼材の 1/10 以下であり、非常に柔らかい金属である。この降伏点の違いを生かし、鋼材で鉛を被覆して鉛を強制的に変形させる技術がいくつか提案されている。例えば 1972 年 12 月 21 日出願の特公昭 58-30470（出願人：ニュージーランド・インベンションズ・デイベラツプメント・オーソリティ）では、鉛をシリンダとロッドで密閉し、密閉空間の一部に断面が縮小された部分を有した構造となっている。シリンダとロッドの間に相対変位が生じると、鉛は断面縮小部によって強制的に変形させられ、この変形によってエネルギーを吸収するというものである。

国内の技術を見ると、1980 年 4 月 25 日に特公昭 61-27616（出願人：日本鋼管株式会社）が出願されている。この技術はリング状の鉛板を用いたダンパーである。リング状部材の上面と下面をそれぞれ上部構造体と下部構造体に接続することで、建築物に生じる振動を抑える防振を目的としている。

現在でも多く用いられている鉛を用いた技術の基本特許として、1983 年 6 月 18 日出願の特公平 4-19407（デベロップメント・ファイナンス・コーポレイション・オブ・ニュ

ーギーランド)がある。これは弾性体と補強物質(例えば鋼)の積層支承の中に、エネルギーを吸収するための履歴系減衰材を封入したものである。この技術のなかでは履歴系減衰材として鉛を提案している。

1983年5月25日出願の特公昭59-217877(出願人:多田英之)では現在の鋼棒ダンパーの原型と言える技術が示されている。この鋼棒ダンパーは環状部材の1箇所を切断し、端部をそれぞれ上部構造体と下部構造体に拘束することを特徴としている。上部構造体と下部構造体に相対変位が生じると、それに伴って環状部材が塑性変形する。このときの環状部材に生じるヒステリシス損失をエネルギーの吸収に用いている。この技術は免震建築物の支承材である積層ゴムと併用することを想定しており、免震建築物に用いる履歴系ダンパー技術はここから始まったと言える。

1989年5月16日出願の特許2516576(出願人:三井建設株式会社)では免震建築物ではなく、耐震建築物に用いるダンパーを提案している。ダンパーは格子状のスリットを有するもので、非常に簡易な構成である。この技術は耐震建築物の各層に減衰を付加することを目的としているため、免震建築物に用いるダンパーよりも大幅に簡易にする必要があるという視点に立つものである。この技術から現在の制振建築物としての技術が始まったと言える。

実用化されていないが、ユニークなアイデアも散見する。例えば1989年1月31日出願の特公平7-13418(出願人:株式会社大林組)では金属の塑性変形部が移動する技術が提案されている。長い紐状の金属の両端を上部構造体に取り付け、下部構造体に固定してあるローラーによる曲げ変形によって減衰力を得るという技術である。変形量が大きくなっても容易に対応できるという特徴を有している。

また、1992年2月27日出願の特許3089589(出願人:清水建設株式会社)では鋼管のねじり変形によって生じるヒステリシス損失をエネルギーの吸収に用いている。鋼管のねじり変形を用いているため、曲げ変形を用いる鋼棒ダンパー等と比較して剛性が高く、小さな変形からヒステリシス損失を取り出すことが可能である。

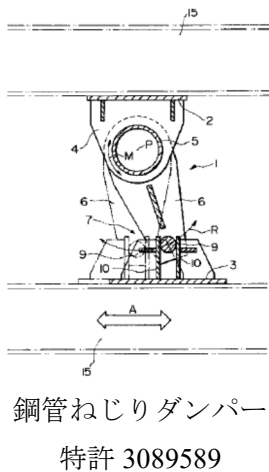
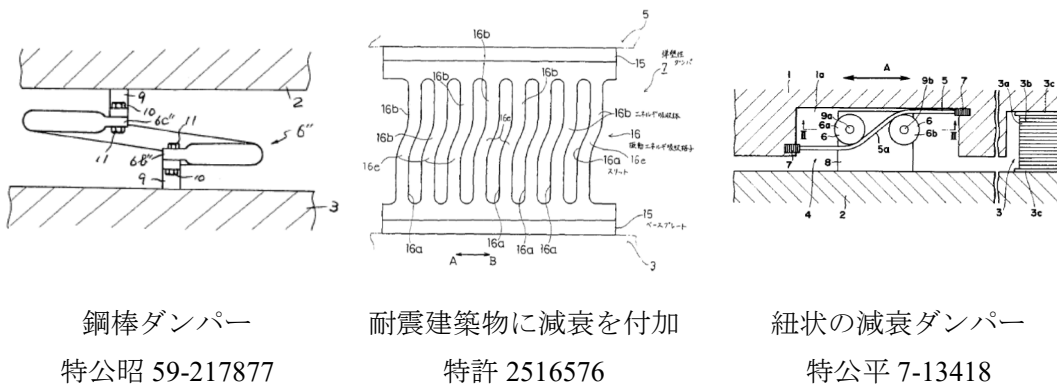
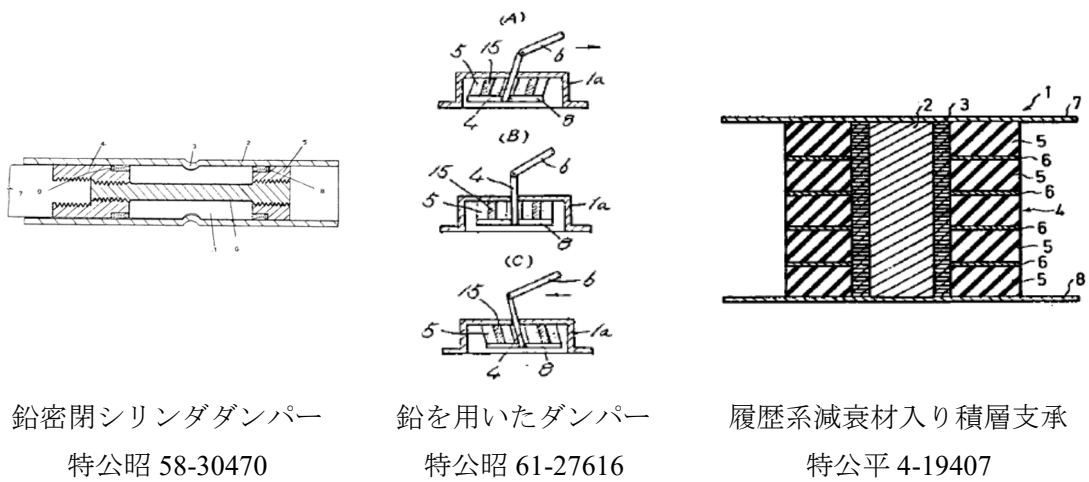
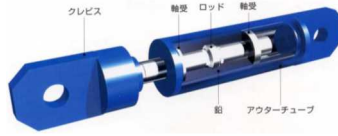


図 1.3.2 特許公報からみた代表的な履歴系ダンパー

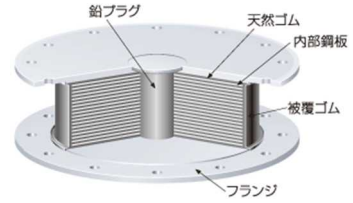
ここで、現在一般的に用いられている履歴系ダンパーの一例を示す。ここに示すもの以外にも多くの履歴系ダンパーがあるが、技術要素を集約すると図 1.3.3 にまとめることができる。



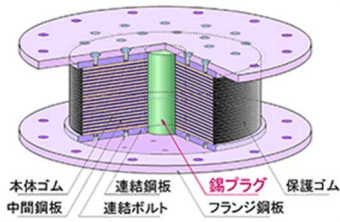
U180 型鉛ダンパー[1.12]



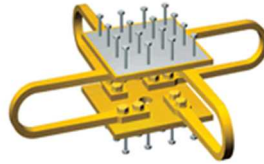
鉛押し出し型ダンパー[1.13]



鉛プラグ挿入型積層ゴム
[1.14]



錫プラグ入り積層ゴム[1.15]



免震 U 型ダンパー[1.16]



せん断抵抗型ダンパー[1.17]



座屈拘束ブレース[1.18]

図 1.3.3 現在実施されている代表的な履歴系ダンパー

U180 型鉛ダンパーは純鉛を U 型に座屈させた形状に成型したダンパーである。このダンパーは免震建築物に用いられるダンパーで、座屈部分の余長を利用して免震層の大きな変形に追随するものである。

鉛押し出し型ダンパーは特公昭 58-30470 の技術の延長線上にある技術で、橋梁の制振ダンパーとして使用されている。

鉛プラグ挿入型積層ゴム及び錫プラグ入り積層ゴムは特公平 4-19407 の技術を発展させたものである。積層ゴムに挿入した鉛プラグ及び錫プラグがロッキングしないように工夫がなされている。鉛は再結晶温度が低く、性能の低下が生じにくいことから減衰材として多く用いられるが、近年、鉛が有毒であることを問題視し、鉛とほぼ同様の性質を持つ錫を代替品として用いる研究が行われてきた。その結果、錫プラグ入り積層ゴムが開発されるに至っている。

免震 U 型ダンパーは特公昭 59-217877 を元とする技術で、免震建築物に用いられている。図に示すように U 型ダンパーを単体で用いる場合や積層ゴムの外周部に併用して用いる場合がある。

せん断抵抗型ダンパーは特許 2516576 に類する技術で、蝶型鋼材の左右をせん断変形させることによって減衰力を得る。主に戸建住宅の制振ダンパーとして使用されている。

座屈拘束ブレースは鋼材の座屈を利用したダンパーで、座屈長さを微細化するために圧縮部材の周囲を拘束しているのが特徴である。主に鉄骨造の耐震建築物や制振建築物に用いる他、耐震改修にも用いられている。

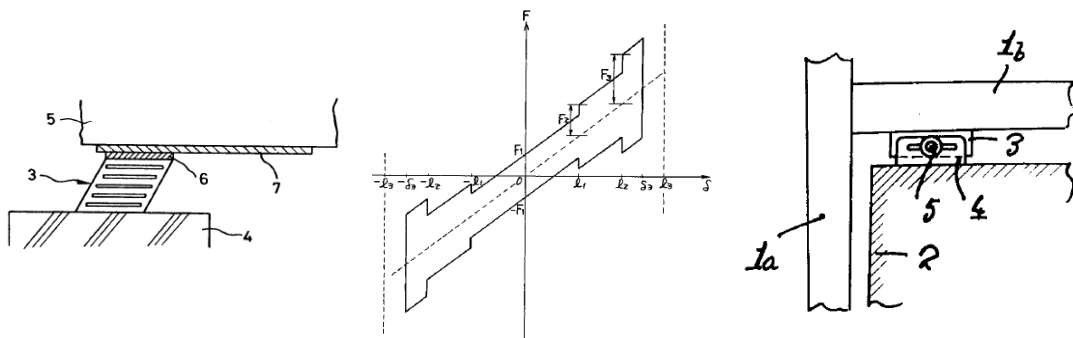
(2)摩擦系ダンパー

摩擦系ダンパーは物質同士が摺動するとき生じる摩擦力を利用するものである。摩擦系ダンパーの減衰力は、摩擦面の摩擦係数と垂直抗力の積によって求めることができる。摩擦係数と垂直抗力が一定であれば、安定した性能を発揮することが可能である。しかし、摩擦は物質同士の摺動現象であり、摩擦によって生じる摩耗を完全に回避することはできない。摩擦系ダンパーは、摩擦係数と垂直抗力を一定にすることが技術のポイントであり、難しい部分であると言える。摩擦系ダンパーの国内特許を見ると免震建築物の支承材に付加する形で考案されたものが早くから見られる。

例えば 1981 年 9 月 10 日出願の特公平 3-58009（出願人：株式会社ブリヂストン、藤田隆史）では、既往の技術として弾性すべり支承が示されている。弾性すべり支承は積層ゴムの上部もしくは下部に摺動面を付加したものである。このような構成にすることにより建築物に減衰力を付与すると共に、積層ゴムに生じる過度な変形を防止するという技術である。

減衰力を変化させる技術も提案されている。1985 年 2 月 20 日出願の特公平 6-43856（出願人：株式会社東芝）では、免震層の可動範囲に応じて摩擦係数を変化させることで、免震層の過度の変形を防止すると主張している。摩擦係数は摺動する素材を変えることで変化することから、十分に現実的な技術であると言える。

免震以外での用途でも多くの特許がある。例えば 1972 年 2 月 4 日出願の実公昭 48-91726（出願人：株式会社鴻池組）がある。高層建築を柔構造とするために接合部に長孔を形成し高力ボルトで止めることで、過大な入力に対して接合部が摺動し、摩擦によるエネルギー吸収を行うとしている。この技術は現在の制振建築物に用いる摩擦系ダンパーの基礎であると言える。



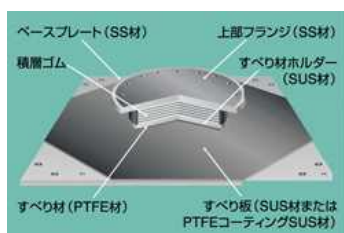
弾性すべり支承
特公平 3-58009

摩擦係数変化
特公平 6-43856

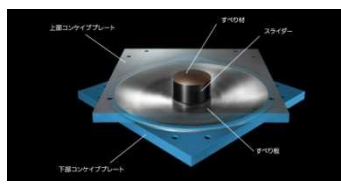
ボルト摩擦ダンパー
実公昭 48-91726

図 1.3.4 特許公報からみた代表的な摩擦系ダンパー

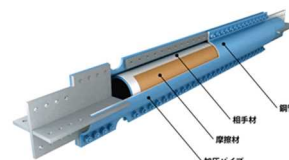
ここで、現在一般的に用いられている摩擦系ダンパーの一例を示す。



弾性すべり支承[1.19]



すべり支承[1.20]



ブレース状摩擦ダンパー
[1.21]



壁状摩擦ダンパー[1.22]

図 1.3.5 現在実施されている代表的な摩擦系ダンパー

弾性すべり支承は特公平 3-58009 の既往の技術として示されている技術である。摩擦系ダンパーとしての役割と、免震支承としての役割を併せ持つもので、減衰力は弾性すべり支承にかかる鉛直力によって変化する。建築物の支承に生じる鉛直力は支承によって異なるため、減衰力を一定にするためには摩擦係数の調整を行う必要がある。

すべり支承は弾性すべり支承から積層ゴムの弾性変形を除去したもので、すべり面が平面であれば履歴ループは矩形を示す。例に挙げたすべり支承はすべり面に角度が付い

ているため、弾性的な付加抵抗力が生じている。

すべり支承は建築物の重量を摩擦力の鉛直方向の力として用いていたが、鉛直方向力を高力ボルトとばね座金で生じさせる技術が開発されている。ブレース状摩擦ダンパー、及び壁状摩擦ダンパーがこの一例である。ブレース状摩擦ダンパーは、内管と外管が分離しており、その摺動面に摺動材を挟み、外管の拘束力を調整することによって適切な減衰力を得ている。壁状摩擦ダンパーも同様に、上下の部材の横方向へのずれに対して生じる摩擦力を、ボルトとばね座金で適切にコントロールしているものである。ボルトによる圧縮力が変化しなければ一定の減衰力を得ることが可能であるが、部材の公差があるため、長いストロークに対して一定の圧縮力を保つことは非常に難しいと言える。

(3)粘弾性系ダンパー

粘弾性系ダンパーはゴムの特性を生かしたダンパーである。ゴムはばねのように線形の荷重履歴を示す弾性的な性質と、粘性体のような時間の位相が 90° ずれた粘性的な性質を併せ持っている。粘弾性ダンパーは主に粘性によるエネルギー損失を利用するものである。粘弾性系ダンパーの国内特許を見ると、ゴムの低い弾性率に着目した技術がある一方、ゴムの粘性抵抗力に着目した技術も多く存在する。

例えば 1981 年 8 月 26 日出願の特開昭 58-34246（出願人：日本発条株式会社）では、複数枚の板ばね座金の中にゴムを充填した技術が示されている。この技術の主目的は、金属同士が擦れるときの異音を防止するためにばねの間にゴムを介在させること、及び水分が重ねたばねの間に入り込むことを防止することであり、ゴムの粘性抵抗力を積極的に用いるものではない。

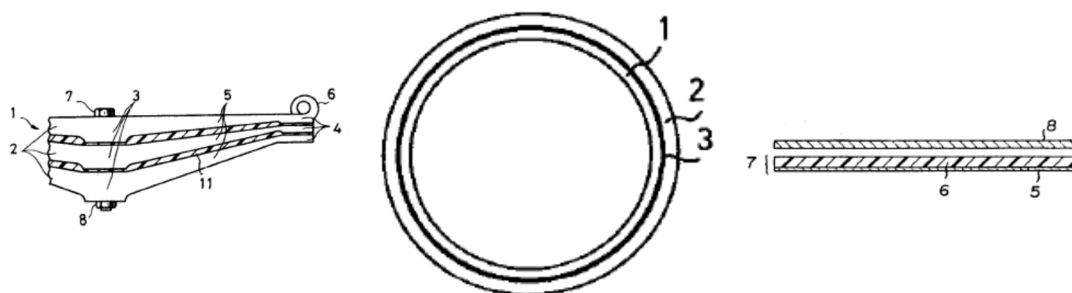
一方、1981 年 8 月 27 日出願の特公平 1-28700（出願人：新日本製鐵株式会社）では、既往の技術として内管と外管の間にゴム等の粘弾性体を充填した技術が示されている。鋼管は形状によって一定の固有振動数を有しており、振動が固有振動数と一致すると共振を生じる。共振を防止する為に外管と内管の間に粘弾性体を介在させ、粘弾性体の持つ粘性抵抗力によって共振を抑えている。

1982 年 5 月 26 日出願の特開昭 58-205759（出願人：日産自動車株式会社）では、既往の技術として自動車のルーフやドアの中間部材にブチルゴムシートを用いた技術が示されている。この技術は先に示した特公平 1-28700 に記載の既往の技術とほぼ同様のものであるが、ブチルゴムという具体的なゴムの種類が示されている点が異なる。

1986 年 2 月 7 日出願の特公平 7-54132（出願人：株式会社ブリヂストン）では、免震建築物に用いる積層ゴムに高減衰ゴムを用いた技術が示されている。これまでの積層ゴムは天然ゴムのような粘性的な性質が弱く、弾性的な性質の強いゴムが用いられてきた。免震層の減衰力は専用の減衰材もしくは、積層ゴムの中に封入された鉛プラグによってまかなわれていた。この技術は積層ゴムの中に高減衰ゴムを積層することで、今までの弾性的な積層ゴムではなく、減衰性能を有する積層ゴムとする技術である。現在の高減

衰ゴムの原型と言える。

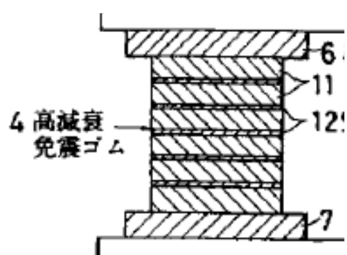
1998年10月7日出願の特開2000-110399（出願人：株式会社新井組，日産建設株式会社，東洋ゴム工業株式会社）では，筋かい等に粘弾性体を取り付け，建築物の減衰能力を向上させる技術が示されている。先に示した粘弾性系ダンパーの技術を小規模軽量建築物である木造建築物に用いたもので，筋かい等の部材を切断し，その切断部分に粘弾性体がせん断変形するように組み込むものである。



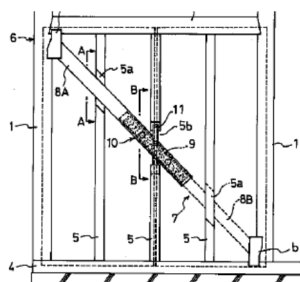
ばねの間に充填
特開昭 58-34246

内管と外管の間に充填
特公平 1-28700

ブチルゴムを使用
特開昭 58-205759



積層ゴムに使用
特公平 7-54132



筋かいに使用
特開 2000-110399

図 1.3.6 特許公報からみた代表的な粘弾性系ダンパー

ここで、現在一般的に用いられている粘弾性系ダンパーの一例を示す。

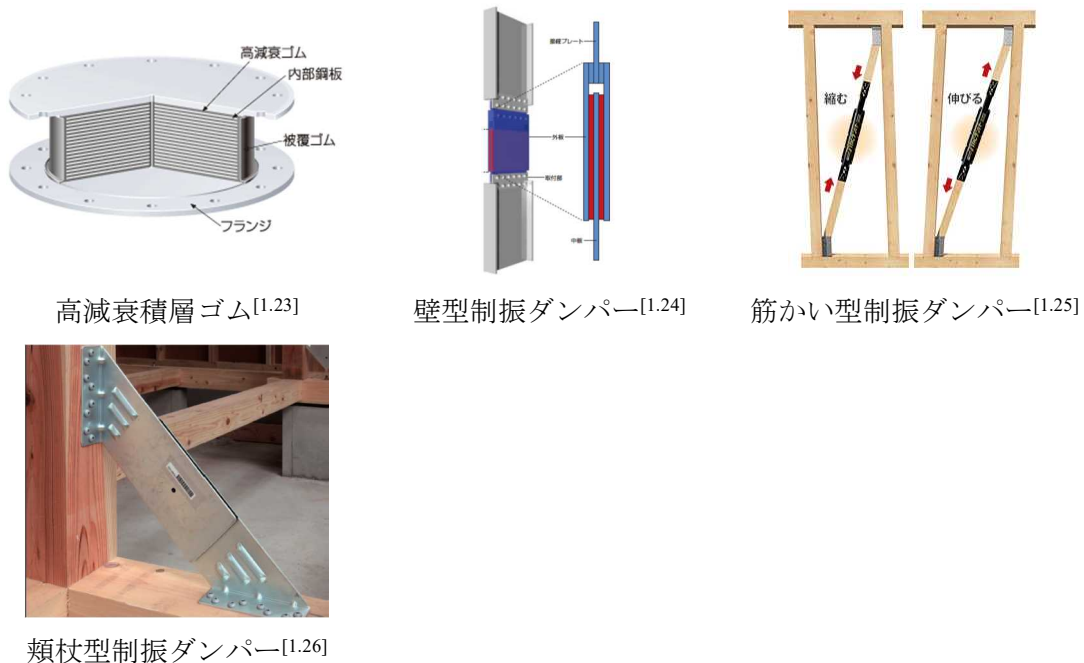


図 1.3.7 現在実施されている代表的な粘弾性系ダンパー

高減衰積層ゴムは特公平 7-54132 に示されている技術を用いたものである。天然ゴムを用いた積層ゴムは荷重変形履歴がほぼ弾性挙動であるのに対し、高減衰積層ゴムは高減衰ゴムの粘性的特性を生かし、荷重変形履歴に脹らみを持たせている。この技術は履歴系で示したプラグ入り積層ゴムと同様に免震建築物の支承材として広く使用されている。

壁型制振ダンパー，筋かい型制振ダンパー，頼杖型制振ダンパーはいずれも高減衰ゴムのシートの両面をそれぞれ異なる 2 枚の鋼板と接着し、2 枚の鋼板を相対的に変形させたときに生じるせん断変形によって減衰を得ている。2 枚の鋼板を横架材間に設けた場合は壁型制振ダンパー，筋かいの中間に設けた場合は筋かい型制振ダンパー，柱梁接合部等の仕口部近傍に設けた場合は頼杖型制振ダンパーになる。

粘弾性系ダンパーはいずれの技術も、高減衰ゴムがせん断変形するように用いる所に特徴がある。ゴムをせん断変形させるためには、ゴムの厚さを小さくする必要がある。一方で変形量を大きくするためには、ゴムの厚さを大きくする必要がある、その解決方法の一つがゴムと鋼板の積層である。しかし、ゴムと鋼板を積層する技術は製造にコストがかかるため、既往の技術で粘弾性系ダンパーの変形量を安価で大きくすることは難しいと言える。

(4)粘性系ダンパー

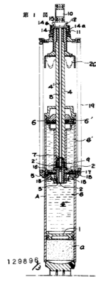
粘性系ダンパーは粘性体（オイル等）の粘性抵抗力を利用するものである。粘性抵抗力の取り出し方は様々な方法があり、粘性体の中に棒状の抵抗力を挿入し棒に生じる抵抗力を利用するものや、粘性体が孔を通過するときの抵抗力を利用するものなどがある。現在広く用いられている粘性系ダンパーはテレスコピック型のオイルダンパーで、粘性体が孔を通過するときの抵抗力を利用するものである。この技術は先に示した自動車のショックアブソーバーの技術が元となっており、1935年頃から次第に研究開発されてきたものである。粘性ダンパーの国内特許を見ると、1970年代にはすでに完成されたテレスコピック型のオイルダンパーがあり、申請されている特許はこの技術を発展させたものである。

例えば1976年3月30日出願の実開昭52-129896（出願人：ヤマハ発動機株式会社）では、テレスコピック型のオイルダンパーの軸部に油圧調整弁を設け、油温の変化に伴う粘性抵抗力の変化を調整できる機構が示されている。この特許で分かる通り、テレスコピック型のオイルダンパーの基本技術は1970年代にはすでに完成していたと言える。

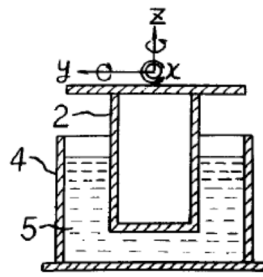
一方、建築物の動きに適した単純な粘性系ダンパーも考案されている。例えば1980年10月28日出願の実公昭61-19220（出願人：関西電力株式会社、三菱重工業株式会社）では、粘性体の封入された容器の中に棒状の抵抗力を挿入し、棒状の抵抗力が容器の中を移動するとき生じる粘性抵抗力を減衰として利用する技術が示されている。テレスコピック型のダンパーは動きが軸方向に限定されているため、1軸方向の動きに対してのみ減衰力を得ることができるものであるが、実公昭61-19220の技術はX,Y,Zの移動に対して粘性抵抗が生じるため、3軸に対する減衰力を得ることができる。また、特許公報の中では回転方向に対しても粘性抵抗が生じるため、回転の3軸も含めた6軸の動きに対して減衰力を得ることができると述べられている。

1989年8月7日出願の実開平3-32229（出願人：昭和電線電纜株式会社）では、6軸粘性ダンパーにばねを付加した技術が示されている。先の実公昭61-19220の技術は長期荷重に対する鉛直剛性が示されておらず、建築物の鉛直荷重を別の機構で支える必要があったが、実開平3-32229の技術は鉛直方向に弾性剛性を有するようにばねを配しており、支承材としての機能を併せ持つ技術であると言える。

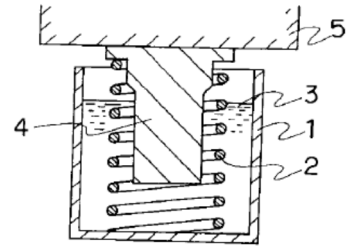
1983年12月23日出願の実公平7-5308（出願人：株式会社トーキン）では、粘性体として磁性流体を用いた技術が示されている。流体系ダンパーにはオイルが用いられることが多いが、この技術はオイルの代わりに磁性流体を用いている。磁性流体は粘性を有する流体であり、磁界の変化がない限り一般的な粘性体と同じように扱える。磁性流体に外部磁界の変化を加えると、磁性流体の粘度が増大するため減衰力が向上する。この粘度の変化を減衰力の変化に生かす技術である。



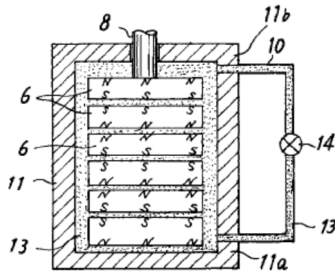
オイルダンパー
実開昭 52-129896



6軸粘性ダンパー
実公昭 61-19220



ばね+粘性ダンパー
実開平 3-32229



磁性流体を用いた粘性ダ
ンパー
実公平 7-5308

図 1.3.8 特許公報からみた代表的な粘性系ダンパー

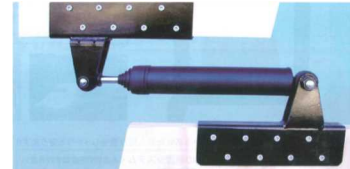
ここで、現在一般的に用いられている粘性系ダンパーの一例を示す。



ビル免震用オイルダンパー
—[1.27]



住宅免震用オイルダンパー
—[1.28]



住宅制振用粘性系ダンパー
—[1.29]



せん断型粘性系ダンパー
[1.30]

図 1.3.9 現在実施されている代表的な粘性系ダンパー

ビル免震用オイルダンパー及び住宅免震用オイルダンパー、住宅制振用粘性系ダンパーはいずれもテレスコピック型のオイルダンパーである。ビル免震用は大きな減衰力を必要とするため、ダンパーの直径が大きい。これに対して住宅免震用は主に木造住宅などの軽量建築物に用いるダンパーであるため、ダンパーの直径が小さい。住宅制振用粘性系ダンパーも主に木造住宅などの軽量建築物に用いるダンパーであるため、ダンパーの直径が小さい。

せん断型粘性系ダンパーは実公昭 61-19220 の技術を用いたものである。特許公報と異なる点は粘性体のせん断面積を大きくするために、上部から粘性体に向かって伸びる軸の先端に円盤状の抵抗版が取り付けられている点である。

一般的に多く用いられているテレスコピック型のオイルダンパーは図 1.3.9 に示す通り、免震建築物、制振建築物のどちらにも用いられている。木造等の軽量免震建築物に用いる場合、ビル用と比較して減衰力が小さくてよいため、ダンパーの直径を小さくすることは可能である。しかし、免震に要求される変形量は建物規模の影響が少ないため、ほぼ同じ変形量を確保する必要がある。つまり、軽量免震建築物に用いるダンパーはビル用の径を小さくしたにすぎず、ストロークはビル用とほとんど変わらないと言える。

また一方でオイルダンパーは粘性体であるため液漏れの問題がある。液漏れを防ぐためには、ストローク全域においてほとんど同じ直径に加工する必要がある。これは非常に高い技術力とコストを要すると言える。これらの理由から、軽量免震建築物にはオイルダンパーを用いにくい状況となっている。

1.3.2. 本研究におけるダンパーに比較的類似したダンパー

本研究におけるダンパーと比較的類似したダンパーを2つ示す。

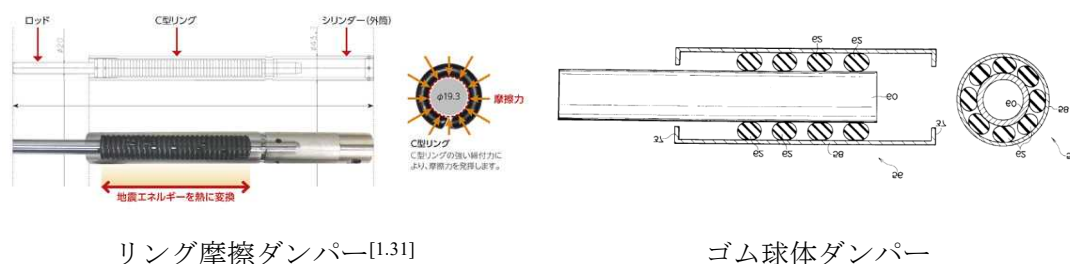


図 1.3.10 本研究におけるダンパーに比較的類似したダンパー

リング摩擦ダンパーは株式会社 E&CS から販売されている製品であり、外見は円環ダンパーに似ている。リング摩擦ダンパーは C 型の鋼製リングとシャフトの間に生じる摩擦力を減衰機構としている。C 型リングの内径がシャフトよりも小さいため、シャフトに対して強制変位を与えると摩擦力が生じる現象を活かしたダンパーである。円環ダンパーの減衰機構の詳細は 2 章に示すが、円環の回転によって生じる抵抗力を主な減衰機構としており、リング摩擦ダンパーの摩擦を用いた減衰機構とは全く異なると言える。

一方のゴム球体ダンパーは石丸辰治らによって提案されている特許で、ゴムを利用している点がゴムを用いた円環ダンパーと共通している。しかし、ゴム球体ダンパーはシャフトとシリンダの間にゴムの球体を配置し、シャフトとシリンダの相対変位によって生じるゴムの回転抵抗力を減衰力に利用するダンパーであり、円環を用いている円環ダンパーの減衰機構（円環のリング方向への伸縮を主な減衰力に利用）とは異なる技術であると言える。

1.3.3. 本研究におけるダンパーと既往のダンパーの技術的な相違点

円環ダンパーは多くの特徴がある。この特徴を以下に列記する。

① 製作性

一般的によく用いられるダンパーとしてオイルダンパーを考えると、オイルダンパーは液体を封入しておく必要があるため、高い製作精度が求められる。特にストロークの長いダンパーの場合、加工工具のたわみが大きくなるため、製作精度を確保することが難しい。一方、円環ダンパーは液体を用いていないため、オイルダンパーのように高い製作精度は必要ない。また、円環とシャフトやシリンダの接触部にゴムを用いることで、さらに製作精度を甘くすることが可能である。この結果、円環ダンパーのコストはオイルダンパーよりも低く抑えることができると予測できる。

② 減衰力

円環ダンパーは流体を用いたダンパーではないことから、履歴型や摩擦型に似た四角形の履歴を示し、その抵抗力の大きさは円環の数量と比例する。そのため、設計に応じて円環の数量を変化させることで、得られる減衰力を容易に設定できる。

③ 長いストローク

円環ダンパーは円環の内側と外側の連続的な入れ替わり（無限転動機構）を利用している。このため、シャフトやシリンダが続く限り、どこまでの転動可能である。これを利用すれば、長いストロークのダンパーを製作することも可能であると言える。

1.4. 研究の目的と特徴

本研究は戸建て免震の支承材を開発し販売を行ったなかで、免震用ダンパーのコストを抑えることができれば戸建て免震の普及に繋がり、安心安全を社会に提供できると考えたことが起点である。最終的な目標は安価な戸建て免震用ダンパーを開発することであるが、本研究はその基礎段階として円環ダンパーの基本的な性能を把握し、実現の可能性を探ることを目的としている。表 1.4.1 に円環ダンパーの研究対象とした範囲と、製品化に必要な目標を示す。研究対象とした範囲と、製品化に必要な目標を併せて示すことで、本研究が製品化に対してどの程度を目標としているか把握できるようにする。

表 1.4.1 円環ダンパーの研究目標と製品化に必要な性能

No.	項目	研究対象とした範囲	製品化に必要な目標
①	低いコスト	円環ダンパーの形状を検討	同左
②	抵抗力の予測	理論式の構築	同左
③	材料の調査	応力ひずみ関係の数値化	同左
④	長いストローク	±50mm を調査	±350mm 以上を目標に調査
⑤	累積変位	10m 以上を目標に調査	20m 以上を目標に調査
⑥	減衰力	2kN 以上を目標に調査	10kN 以上を目標に調査 (複数用いても良い)
⑦	温度依存性	錫鉛：機械的性質を文献調査 ゴム：時間-温度換算則を調査	錫鉛：材料と製品の温度依存性の調査 ゴム：同左
⑧	速度依存性	錫鉛：ひずみ速度に対する依存性を調査 ゴム：時間-温度換算則を調査，80kine までの製品調査	同左
⑨	経年劣化	検討なし	経年劣化を調査
⑩	砂塵，結露等環境の影響	検討なし	砂塵，結露等環境の影響に対する調査
⑪	製品寸法の変化に対する影響	理論式と FEM 解析で検討	同左

①のコストのかからない簡易な構成は，本研究の円環ダンパーが実現できれば，達成できると考えている。実現可能であると考えられる形状・条件を複数示す。

②の抵抗力の予測では①で考案した各条件に対して，減衰力が予測できるように理論式を提案する。

③の材料の調査では，円環ダンパーに用いる材料の調査を行うと共に，各材料の応力ひずみ関係を，理論式で適用可能な形となるように提案する。

④の長いストロークでは，本研究では±50mm を基準のストロークとして調査を行う。円環ダンパーの構成は長手方向に連続しているため，ストロークを長くすることは容易であると思われる。製品化を目指すためには，±350mm を調査する必要がある。

⑤の長いストロークにおける累積変位を 10m 以上に設定した理由は，建設省告示第

1446号^[1,32]免震材料に、「限界変位は、破断に至る繰り返し回数の1/5以下」と定められているためである。限界変位を±350mmとすると5周期の累積変位は $0.35 \times 4 \times 5 = 7\text{m}$ となるため、余裕を見て10m以上必要と考え、これを目標とした。この目標が実地震動において適切であるかどうか、実地震動で得られた加速度波形を2回積分することで変位に換算し、累積変位がどの程度であるかどうか調査した。なお、積分において0.1Hzのハイパスフィルタを用いた。1995年の兵庫県南部地震の際に神戸海洋気象台で得られたNS波の累積変位は2.6mである。地震動の長かった2011年の東北地方太平洋沖地震の際に築館で得られたNS波の累積変位は11.5m、塩釜で得られたEW波の累積変位は6.8mである。築館で得られた累積変位は開発の目標値を若干超えているが、本研究の開発目標は10mに設定した。円環ダンパーは住宅用の軽量で初期投資の少ないダンパーを目標に研究を行っている。大きな地震があった場合、交換することを前提としていることから、製品では20mの累積変位を確保すればよいと考えている。なお、本研究は長いストロークを持つダンパーを開発の目標としているが、短いストロークに適した用途も考えられる。従って、長いストロークが達成できないことが確認されたとしても、研究の内容をまとめ、今後の開発に活かすことを考える。

⑥の減衰力は、円環の数量を増やすことで比例的に減衰力を大きくすることが可能である。戸建て用の免震ダンパーとして用いるためには10kN程度の能力が必要である。10kNという減衰力は単一のダンパーで得ることも可能であるが、複数本を用いて実現しても良い。これらの条件を勘案した上で単位となるサイズとして2kNを採用した。

⑦の温度依存性は錫や鉛、ゴムそれぞれに対して調査を行う。錫や鉛は一般的な機械的性質を文献調査することで、基本的な性能を把握する。ゴムは時間-温度換算則を調査することで幅広い温度依存性を把握する。錫や鉛を用いた円環ダンパーを製品化する場合には、材料と製品の温度依存性を更に調査する必要がある。

⑧の速度依存性についても錫や鉛、ゴムそれぞれに対して調査を行う。錫や鉛は材料のひずみ速度依存性を調査する。ゴムは時間-温度換算則を調査するとともに、試験体の速度依存性についても80kineまで調査を行う。

⑨⑩の経年劣化と、砂塵結露等の環境の影響については本研究では検討を行わない。製品化をするためにはこれらの影響に対して検討を行う必要がある。

⑪の製品寸法の変化に対する検討は、理論式を提案し、この式の整合性についてFEM解析を用いて調査する。

以下に、上記に記した研究の目的と特徴を項目ごとに再整理して示す。

1.4.1. 円環を用いたダンパーの力学モデル

円環の転動するとき生じる抵抗力を減衰力として用いているという機構は、既往の何れのダンパーの機構とも異なり、全く新しい減衰機構であると言える。従って、研究を始めるに先行して、円環の転動によって減衰力が生じるメカニズムを明らかにしておく必要がある。そこで、先ず円環が転動するときのメカニズムを検討し、次に転動によって生じるひずみから減衰力を予測する。以上の検討によって円環を用いたダンパーの理論式を構築することを目的とする。

1.4.2. 錫・鉛の性質

錫や鉛は履歴系ダンパーに多く用いられる材料である。特に鉛は積層ゴムに封入したものや、S字状に成型したもの、あるいはテレスコピック型のものなど、既に多くの研究が行われている。ここでは、既往研究によって明らかになっている力学的性質についてまとめると共に、十分な確認ができていない特性について材料試験を行い、錫及び鉛のひずみやひずみ速度に対する応力算定式を提案する。鉛の応力算定式は既往の研究で提案されているが、精密な試験方法を通して、以前では計測できなかった初期ひずみ領域まで正確に評価する。錫の応力算定式は鉛の式を元に、新規に提案する。これらの係数を理論式に適用可能な形とすることで、各条件における円環ダンパーの減衰力を予測可能とする。

1.4.3. ゴムの性質

ゴムには多くの種類が存在し、幅広い分野で利用されている。建築では免震建築物の積層ゴムに多く用いられると共に、制振建築物の制振ダンパーにも用いられている。これら既往の技術はゴムのせん断変形を利用している。しかし本研究における円環ダンパーはゴムの伸縮を利用する技術であることから、既往の技術や研究によって明らかになっている性質をそのまま利用することは難しい。また、既往の研究と本研究では応力のメカニズムが異なることから、既往の研究で用いているゴムの種類以外に、本研究に適したゴムが存在する可能性もある。そこで新たに、一般的なゴムの性質についてまとめ、本研究に適したゴムの存在を検討した。また、材料試験を行うことで、超弾性や粘弾性、ヒステリシスロスの各係数を同定する。これらの係数を理論式に適用可能な形とすることで、各条件における円環ダンパーの減衰力を予測可能とする。

1.4.4. 錫・鉛を用いた円環ダンパー

円環を用いたダンパーは全く新しい減衰機構で既往の研究には存在しない。従って、円環に錫や鉛を用いる研究もやはり新規の分野である。錫や鉛は金属であることから、ゴムと比較して、弾性変形の範囲は狭く形状の維持が難しいという不利な点を有する反面、大きな抵抗力を得やすいという利点を有する。円環に錫や鉛を用いたダンパーでは、これらの特性に適した形状を考案し、ダンパーを製作するとともに、試験によって性能を明らかにすることで、実用化の可能性について検討する。さらに、試験によって求めた性能と理論式を比較し、理論式の妥当性についても検討する。さらに最後に、これらの試作したダンパーのストロークに対する評価と、減衰力に対する評価を行い、実現の可能性について検討する。

1.4.5. ゴムを用いた円環ダンパー

錫や鉛を用いた円環ダンパーと同様に、円環にゴムを用いる研究もやはり新規の分野である。ゴムは錫や鉛と比較して、得られる抵抗力が小さいという不利な点を有する反面、弾性変形の範囲が広く、形状の保持が容易であるという利点を有する。円環にゴムを用いたダンパーでは、これらの特性に適した形状を考案し、ダンパーを製作するとともに、試験によって性能を明らかにすることで、実用化の可能性について検討する。さらに、試験によって求めた性能と理論式を比較し、理論式の妥当性についても検討する。さらに最後に、これらの試作したダンパーのストロークに対する評価と、減衰力に対する評価を行い、実現の可能性について検討する。

1.5. 本論文の構成

本論文は7章で構成されている。各章の概要を以下に記す。

1章 序論

初めに本研究の背景と、ダンパーの歴史についてまとめる。ダンパーは自動車の発明と共に発達してきた技術であることから、自動車産業におけるショックアブソーバー（ダンパー）の歴史をひもとくと共に、建築産業におけるダンパーの歴史も振り返る。

次にダンパーを減衰の機構毎に分類し、その特徴と技術の変遷についてまとめる。また、これらの既往の技術と本研究のダンパーとの相違点についてまとめる。

最後に本研究の目的と、本論文の構成、本論文の特徴についてまとめる。

2章 円環を用いたダンパーの力学モデル

円環の回転によって減衰力が生じるメカニズムについて検討を行い、このメカニズムを用いて、仮想仕事の原理から減衰力を求める。円環内部に生じる仕事は、円環のひずみと応力によって求めている。ここで求めた力学モデル及び理論式は、5章及び6章の試験で求めた値と整合するか検証している。また、解析における異なるパラメータに関しても整合することを確認している。

3章 錫・鉛の性質

錫や鉛は古くから用いられてきた一般的な金属である。このため、基本的な性質は多くの文献に記されている。3章ではこれらの文献から必要な情報を抽出し、まとめ直している。一方、錫や鉛を円環にして高速で回転させるという技術や研究は存在しない。従って、これらの研究に必要な特性に関しては、新たに試験を行うことで明確にしている。

具体的には、錫と鉛の利用の歴史、生産量や需要についてまとめると共に、それぞれの素材の特性についてまとめている。なお、機械的性質のうち、応力とひずみの関係については素材試験を行うことでひずみ速度との関係を明らかにしている。

4章 ゴムの性質

ゴムは建築構造において、免震積層ゴムや制振ダンパーの減衰材などに用いられ、比較的一般的な素材であると言える。本研究でも円環にゴムを用いている。用いる素材としては既往の研究と大きな違いはないが、既往の研究ではせん断が主な力の作用方向であるのに対し、本研究では伸縮方向が主で、既往の研究とは応力のメカニズムが異なる。そこで、多くの種類のゴムに対して検討を行い、特性を明らかにしている。

具体的には、ゴムの特性の元となる、分子構造について記した後、ゴムの持つ超弾性や粘弾性についてまとめる。次にゴムの時間と温度の関係及び、ゴムの硬度と伸びの関係についてまとめる。ゴムの超弾性と粘弾性に関しては、理論をまとめると共に、数種類のゴムの一軸引張試験及び動的粘弾性試験を行うことによって、それぞれの超弾性モデルの同定及び粘弾性モデルの同定を行っている。また、円環に用いたOリングの一軸圧縮試験を行い、Oリングのヒステリシスロスを明らかにしている。

5章 錫・鉛を用いた円環ダンパー

円環に錫及び鉛を用いた円環ダンパーの理論式、試験値についてまとめている。また、数値解析を実施し、試験以外の形状についても理論式との整合性を検証している。

具体的には、初めに錫や鉛を用いた円環ダンパーの理論式についてまとめる。次に試験を実施し、錫や鉛を用いた円環ダンパーが実現可能であることを検証する。また、先に示した理論式と試験で求めた減衰力との比較を行い、理論式が実際の物理現象を正しく表現できていることを確認する。最後に数値解析を用いて試験結果をトレースすると共に、試験で実施した以外の条件に関しても、理論式が正しく適用できることを確認する。

6章 ゴムを用いた円環ダンパー

円環にゴムを用いた円環ダンパーの理論式、試験値についてまとめている。また、数値解析を実施し、ゴム内部のひずみ分布について確認を行う。

具体的には、初めにゴムを用いた円環ダンパーの理論式についてまとめる。次に試験を実施し、ゴムを用いた円環ダンパーが実現可能であることを検証する。また、先に示した理論式と試験で求めた減衰力との比較し、理論式が実際の物理現象を正しく表現できていることを確認する。最後に数値解析を用いて円環内部のひずみ分布を確認するとともに、試験で実施した条件以外のひずみ分布についても確認する。

7章 結論

本研究の結論をまとめる。

参考文献

- [1.1] (一社)日本免震構造協会, 免震建築物の計画推移, 日本免震構造協会会員用資料, 2015年6月11日
- [1.2] 川口健一, 阿部啓一, 阿部純一郎, 田口朝康, 高濱亮太, 戸建住宅を対象とした新型免震装置の開発と実大振動台実験(構造), 日本建築学会技術報告集 14(27), 2013年10月
- [1.3] 免震部材標準品リスト 改訂版, (一社)日本免震構造協会, 2009年11月
- [1.4] John C. Dixon, The Shock Absorber Handbook (Second Edition), Wiley, September 2007年
- [1.5] 和田章, 免震構造の特徴・歴史・安心感, 建築雑誌, Vol.108, No.1347, pp58-59, 1993年9月
- [1.6] 株式会社長大, 東京都市大学 吉川研究室, 道路橋の免震設計(その1), <http://www.srm-bcp.com/lecture02/images/20110405135436_1.pdf>, (参照2016年7月20日)
- [1.7] 世良信次, 付-1.免震構造の歴史年表, <<http://homepage2.nifty.com/cera-home/sakusaku/furoku-1.pdf>>, (参照2016年7月20日)
- [1.8] 斉藤大樹, 世界各国の免震建築物の現状と設計法の国際比較, 国立研究開発法人建築研究所, 平成23年度講演資料, 2012.3.9
- [1.9] 川口衛, 国立代々木競技場, コンクリート工学 46巻(9号), pp99-102, 2008年9月
- [1.10] 井上豊, 建築物における免震・制震構造について, 溶接学会誌 57巻(8号), pp564-574, 1988年
- [1.11] 辻松雄, 構造力学的耐風制振対策, 日本風工学会誌 20号, pp81-102, 1984年6月
- [1.12] 住友金属鉱山シポレックス株式会社, U180型鉛ダンパー, 入手先 <http://www.sumitomo-siporex.co.jp/product/seismically/product/lead_damper.html>, (参照2016年8月16日)
- [1.13] オイレス工業株式会社, 鉛押し出し型ダンパー, 入手先 <http://www.e-bridge.jp/eb/introacs/download.php?filepath=/eb/introacs/pro_180007/catalogue.pdf&pro_id=180007>, (参照2016年8月16日)
- [1.14] 株式会社ブリヂストン, 鉛プラグ挿入型積層ゴム, 入手先 <http://www.bridgestone.co.jp/products/dp/antiseismic_rubber/product/index.html>, (参照2016年8月16日)
- [1.15] 株式会社免制振デバイス, 錫プラグ入り積層ゴム, 入手先 <http://www.adc21.com/605_snr.html>, (参照2016年8月16日)

- [1.16] 新日鉄住金エンジニアリング株式会社，免震 U 型ダンパー，入手先
<https://www.nsec-steelstructures.jp/base_isolation/damper_u/lineup_du/separate_du/>，
(参照 2016 年 8 月 16 日)
- [1.17] 旭化成ホームズ株式会社，ハイパワードクロス，入手先<<http://www.asahi-kasei.co.jp/hebel/technology/01h.html/#subNav04>>，(参照 2016 年 8 月 16 日)
- [1.18] JFE シビル株式会社，二重鋼管座屈補剛ブレース，入手先<https://www.jfe-civil.com/kenchiku/1_2/1_2_2_2.html>，(参照 2016 年 8 月 16 日)
- [1.19] 東洋ゴム加工品株式会社，弾性すべり支承，入手先<http://www.toyo-ci.co.jp/product/isolation/construction/construction_01_03-1.html>，(参照 2016 年 8 月 16 日)
- [1.20] 新日鉄住金エンジニアリング株式会社，すべり支承，入手先
<https://www.nsecsteelstructures.jp/base_isolation/nsssb/features_nsssb/configuration_nsssb/>，(参照 2016 年 8 月 16 日)
- [1.21] オイレス工業株式会社，摩擦ダンパー，入手先
<<http://www.oiles.co.jp/menshin/building/seishin/products/cfd/>>，(参照 2016 年 8 月 16 日)
- [1.22] 株式会社大林組，間柱型摩擦ダンパー，入手先
<https://www.obayashi.co.jp/service_and_technology/related/tech004>，(参照 2016 年 8 月 16 日)
- [1.23] 株式会社ブリヂストン，高減衰積層ゴム，入手先
<http://www.bridgestone.co.jp/products/dp/antiseismic_rubber/product/index.html>，
(参照 2016 年 8 月 20 日)
- [1.24] 新日鉄住金エンジニアリング株式会社，壁型高減衰ゴム制振ダンパー，入手先
<http://www.nsec-steelstructures.jp/data/base_isolation/ugd_std.pdf>，(参照 2016 年 8 月 20 日)
- [1.25] 住友理工株式会社，筋かい型制振ダンパー，入手先
<<https://www.sumitomoriko.co.jp/trc-damper-wh/product/overview.html>>，(参照 2016 年 8 月 20 日)
- [1.26] フクビ化学工業株式会社，頬杖型制振ダンパー，入手先
<https://www.fukuvi.co.jp/data/wp-content/uploads/MC29A_reqdanpastirashi2015.8.8.pdf>，(参照 2016 年 8 月 20 日)
- [1.27] カヤバ システム マシナリー株式会社，ビル免震用オイルダンパー，入手先
<https://www.kyb-ksm.co.jp/products/vibration_control/vibration_control-0012.html>，
(参照 2016 年 8 月 22 日)
- [1.28] カヤバ システム マシナリー株式会社，住宅免震用オイルダンパー，入手先
<https://www.kyb-ksm.co.jp/products/vibration_control/vibration_control-0015.html>，

(参照 2016 年 8 月 22 日)

- [1.29] 株式会社日立製作所, 木造住宅制振用粘性系ダンパー, 入手先<<http://e-mandai.co.jp/pdf/gensin1.pdf>>, (参照 2016 年 8 月 20 日)
- [1.30] 独立行政法人都市再生機構, せん断型粘性系ダンパー, 2013 年 10 月 17 日撮影
- [1.31] 株式会社 E&CS, リング摩擦ダンパー, 入手先< <http://www.kk-ecs.co.jp/ring/>>, (参照 2017 年 10 月 29 日)
- [1.32] 国土交通省, 平成 12 年 5 月 31 日 建設省告示第 1446 号, 2014 年 10 月 28 日改定

2章 円環を用いたダンパーの力学モデル

2章 円環を用いたダンパーの力学モデル

2.1. はじめに

円環を用いたダンパー（以降、円環ダンパー）は、「円環（Torus）」が転動するとき生じる抵抗力を減衰力として用いるダンパーである。ここでいう「転動」とは、円環線径の中心軸を中心に内側と外側が入れ替わるように回転する運動状態のことである。円環ダンパーは円環を転動させるために、円環の内側に位置し円環を内側から保持する「シャフト（Shaft）」、円環を外側から保持する「シリンダ（cylinder）」を有している。円環が相対変位を生じるシャフトとシリンダの間に挟まれた状態であるとき、すべることなく相対変位に追随すると、円環の内側と外側が入れ替わる転動が生じる。これらの関係を図 2.1.1 に示す。それぞれの部材の材料・形状は、多くの選択肢の中から選定することが可能である。

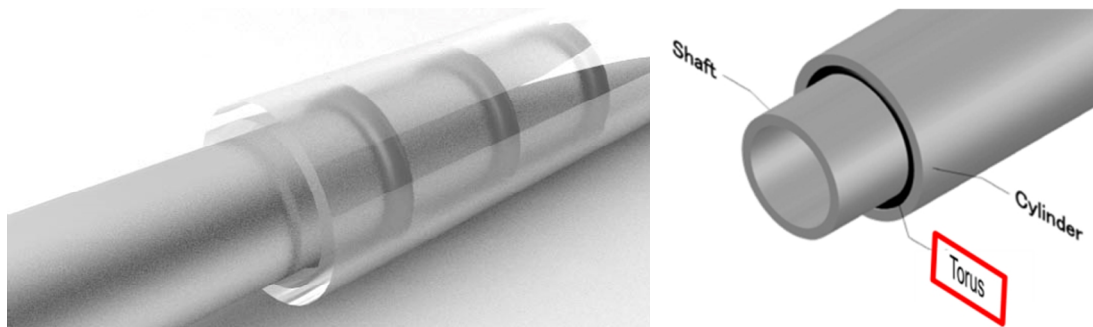


図 2.1.1 円環ダンパーの基本的な構成

本章では円環ダンパーの原理と構成を示すと共に、円環の材料やシャフト・シリンダの形状を変えた場合に変化する力学モデルを明らかにし、抵抗力予測式を導き出す。以下に本章の各節における内容を記す。

2.2 節では円環ダンパーの原理を示し、この原理を用いた円環ダンパーの構成を示す。

2.3 節では円環ダンパーを一般的なダンパーと比較し、円環ダンパーの特徴をあげる。

2.4 節では円環ダンパーのストロークと部材の寸法の関係について示す。

2.5 節では円環ダンパーの力学モデルを示す。力学モデルは減衰力の発生源である円環だけでなく、円環で発生した力が周囲にどのように伝達するかについても検討する。

2.6 節では円環ダンパーの力学モデルについてまとめる。

2.2. 円環ダンパーの原理と構成

2.2.1. 円環ダンパーの原理

図 2.2.1 に円環を用いたダンパーの原理を示す。円環ダンパーは円環が転動するときに生じる抵抗力を減衰力として用いるダンパーである。図 2.2.1 中央から右は、円環の転動によって抵抗力が発生する原理を示している。円環は転動運動によって、中心軸を中心に内側と外側が順次入れ替わる。この動きを分かりやすくするため、円環の断面内にリング状の線素を仮想的にイメージすると(図中の 4 本の環状の線素)、この線素は 1 回転する間に円環の径の異なる場所に移動するため、伸縮を強制される。例えば、初期に a の位置にある線素は、円環が 90° 転動した場合 b の位置に移動する。このときの線素の全長は a の位置の線素の長さに対して短くなっている。b から c に転動した場合も線素の長さは短くなる。逆に c から d に転動する場合、及び d から e に転動する場合は線素の長さは長くなる。円環に錫や鉛などの金属を用いた場合、線素は伸縮によってひずみを発生し、材料が塑性化する場合にはエネルギーの損失が生じる。本研究で考案した金属を用いた円環ダンパーはダンパーの減衰機構として、主にこのような円環の転動に伴うエネルギー損失を利用するものである。

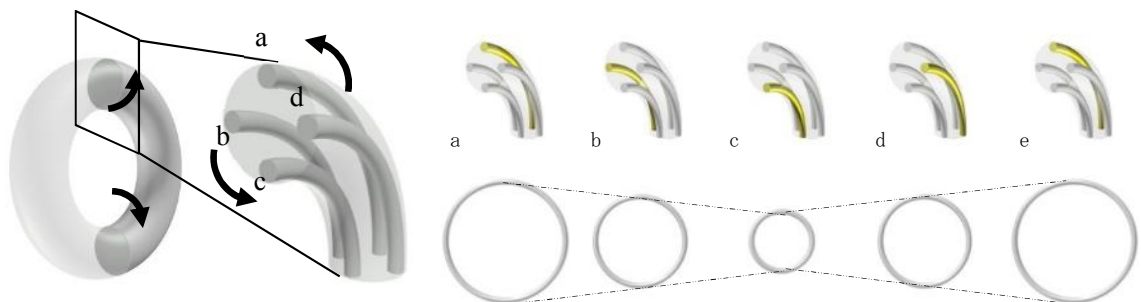


図 2.2.1 円環の転動抵抗力を減衰力に用いたダンパーの原理

2.2.2. 円環ダンパーの構成

円環ダンパーの基本的な構成を図 2.2.2 に示す。ダンパーは 3 つの大きな要素、「円環」、「シャフト」、「シリンダ」で構成される。円環はリング状の物体で、リングの線の内部には空洞が存在しないものを使用している。円環の材質は金属（例えば錫、鉛など）やゴム（O リング）である。

シャフトは円環の内側に位置する部材である。図 2.2.2 ではパイプ状の部材であるが、これ以外の形状を用いることも可能である。例えば、図 2.2.3 に示すように、ねじを複数本用いてシャフトとして用いる方法も考えられる。

シリンダは円環の外側に位置する部材である。図 2.2.2 ではパイプ状の部材であるが、シャフトと同様にこれ以外の形状を用いることも可能である。例えば、図 2.2.3 に示す

ように、ねじを複数本用いてシリンダを構成することも考えられる。また、図 2.2.4 に示すように、竹割型とすることも考えられる。

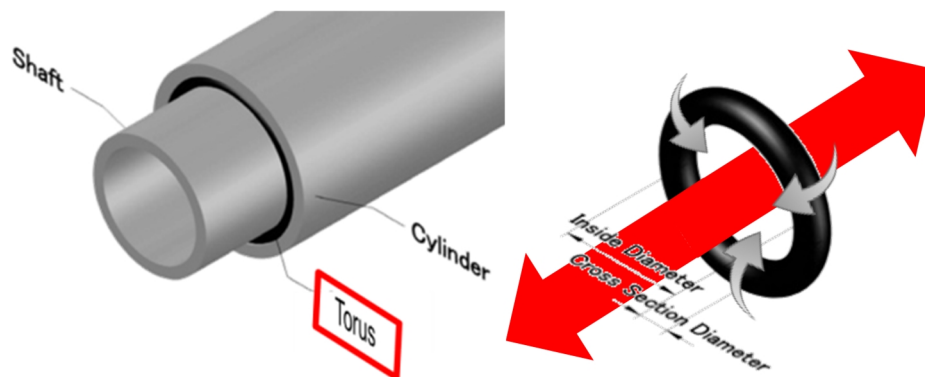


図 2.2.2 円環ダンパーの構成

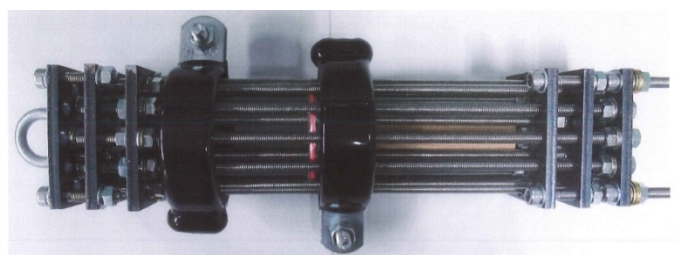


図 2.2.3 シリンダとシャフトにねじを用いた円環ダンパー



図 2.2.4 シリンダを2分割にした円環ダンパー

2.3. 円環ダンパーの特徴

円環ダンパーは前述のような特殊な構成を有しているため、構成から多くの特徴が予測できる。この特徴を以下に列記する。

① 製作性

一般的によく用いられるダンパーとしてオイルダンパーを考えると、オイルダンパーは液体を封入しておく必要があるため、高い製作精度が求められる。特にストロークの長いダンパーの場合、加工工具のたわみが大きくなるため、製作精度を確保することが難しい。一方、円環ダンパーは液体を用いていないため、オイルダンパーのように高い製作精度は必要ない。また、円環とシャフトやシリンダの接触部にゴムを用いることで、さらに製作精度を甘くすることが可能である。この結果、円環ダンパーのコストはオイルダンパーよりも低く抑えることができると予測できる。

② 減衰力

円環ダンパーは流体を用いたダンパーではないことから、履歴型や摩擦型に似た四角形の履歴を示し、その抵抗力の大きさは円環の数量と比例すると思われる。そのため、設計に応じて円環の数量を変化させることで、得られる減衰力を容易に設定できる。

③ 長いストローク

円環ダンパーは円環の内側と外側の連続的な入れ替わり（無限転動機構）を利用している。このため、シャフトやシリンダが続く限り、どこまでの転動可能である。これを利用すれば、長いストロークのダンパーを製作することも可能であると言える。

2.4. 円環ダンパーのストロークと部材寸法

円環ダンパーのストロークと円環ダンパーの各寸法の間を関係を図 2.4.1～図 2.4.3 に示す。

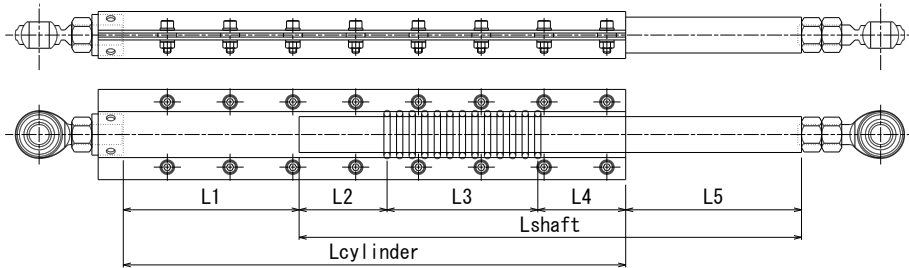


図 2.4.1 円環ダンパーの寸法（初期位置）

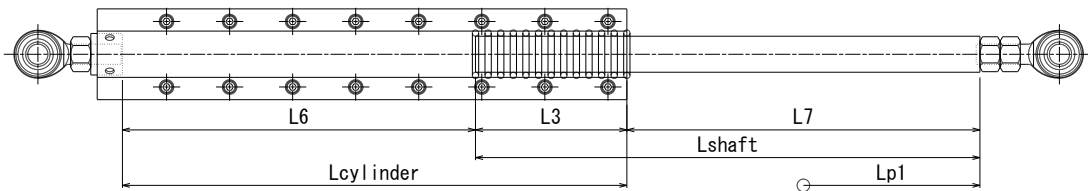


図 2.4.2 円環ダンパーの寸法（引張側）

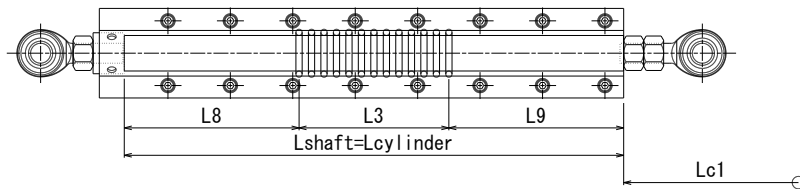


図 2.4.3 円環ダンパーの寸法（圧縮側）

図 2.4.1 は円環ダンパーの初期位置を示している。

$L1$ はシリンダ内部におけるシャフト端部との隙間であり、円環ダンパーが圧縮側に動くとき $L1$ は小さくなる。 $L5$ はシリンダから突出したシャフトの長さであり、円環ダンパーが圧縮側に動くとき、 $L1$ と同様に $L5$ も小さくなる。図 2.4.3 は円環ダンパーが圧縮側に可動域の最大まで動いた場合を示しており、 $L1 = L5 = 0$ である。図からも明らかとなり、 $L1$ 及び $L5$ の長さの変化量は円環ダンパーのシャフトとシリンダの相対変位と等しい。部材の余長を最小限に抑えて円環ダンパーの寸法を決定するためには、 $L1 = L5$ とする必要がある。

$L2$ はシャフトの端部から図左端円環までの距離であり、円環ダンパーが引張側に動くとき $L2$ は小さくなり、圧縮側に動くとき $L2$ は大きくなる。 $L2$ の長さの変化量は円環ダンパーのシャフトとシリンダの相対変位と関係があり、円環がすべることなく転動した場合、 $L2$ の長さの変化量はシャフトとシリンダの相対変位の $1/2$ と等しい。ここで、円環の動

きとシャフトとシリンダの相対変位の関係を詳細に示す。

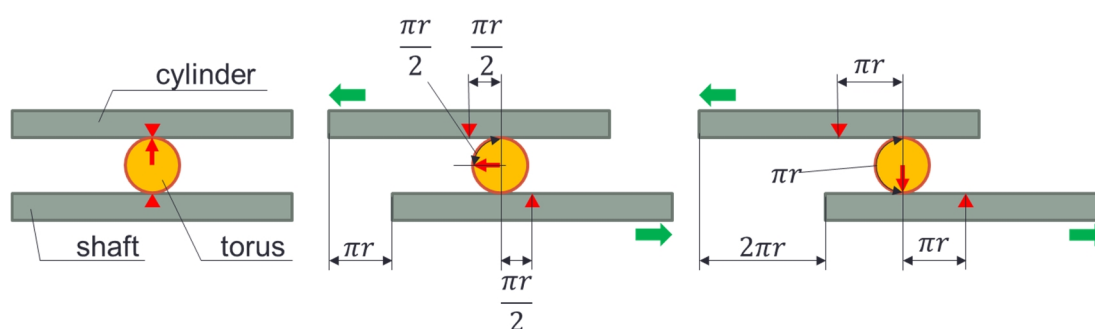


図 2.4.4 シャフトとシリンダの相対変位に対する円環の関係

図 2.4.4 にシャフトとシリンダの相対変位が生じた場合の円環の動きを示す。例えば、シリンダとシャフトに πr の相対変位が生じた場合、円環は $\pi r/2$ だけ回転する。これによって、円環とシャフトの間に $\pi r/2$ の相対変位が生じる。同様に円環とシリンダの間にも $\pi r/2$ の相対変位が生じる。つまり、円環はシャフトとシリンダの相対変位の $1/2$ の距離を転動するということである。

$L4$ は円環からシリンダ端部までの距離であり、円環ダンパーが引張側に動くと、 $L2$ と同様に $L4$ も小さくなる。反対に圧縮側に動くと大きくなる。部材の余長を最小限に抑えて円環ダンパーの寸法を決定するためには、 $L2 = L4$ とする必要がある。また、 $L2$ 及び $L4$ はシャフトとシリンダの相対変位の $1/2$ と等しいことから、 $L2 = L4 = \frac{1}{2}Lp1$ である。

$L3$ は円環ゴムの取り付け範囲である。 $L3$ は円環の数が多くなると大きくなる。また、隣り合う円環の間隔を大きくすることでも $L3$ は大きくなる。シャフトとシリンダの相対変位が生じて円環がすべることなく転動した場合、 $L3$ は変化しない。

以上より、最も効率よく円環ダンパーの寸法を決定するためには、以下の式を用いればよい。

$$L1 = L5 = Lc1 \quad (2.1)$$

$$L2 = L4 = \frac{1}{2} Lp1 \quad (2.2)$$

$$L6 = L7 = 2 \cdot Lp1 \quad (2.3)$$

$$L8 = L9 = Lc1 \quad (2.4)$$

$$\begin{aligned} L_{shaft} = L_{cylinder} &= L1 + L2 + L3 + L4 \\ &= 2 \cdot Lc1 + L3 \end{aligned} \quad (2.5)$$

$$Lp1 = Lc1 \quad (2.6)$$

$L1$: シリンダ内部のシャフト端部との隙間 [mm]
$L2$: シャフトの端部から円環までの距離 [mm]
$L3$: 円環ゴムの取り付け範囲 [mm]
$L4$: 円環からシリンダ端部までの距離 [mm]
$L5$: シリンダから突出したシャフトの長さ [mm]
$L6$: 引張時のシリンダ内部のシャフト端部との隙間 [mm]
$L7$: 引張時のシリンダから突出したシャフトの長さ [mm]
$L8$: 圧縮時のシャフト端部から円環までの距離 [mm]
$L9$: 圧縮時のシリンダ端部から円環までの距離 [mm]
$Lp1$: 引張側のストローク [mm]
$Lc1$: 圧縮側のストローク [mm]
L_{shaft}	: シャフトの長さ [mm]
$L_{cylinder}$: シリンダの長さ [mm]

2.5. 円環ダンパーの力学モデル

円環ダンパーでは、シャフトとシリンダの相対変位に追従して円環が転動することが重要である。円環の材料が転動に伴う変形に抵抗する力（転動抵抗力 $F_{torus_rotation}$ ）に打ち勝ち、円環を確実に転動させるためには、円環とシャフト接触部、及び円環とシリンダの接触部に伝達される接線方向の転動力（以降、「接線転動力」と呼ぶ）が、常に転動抵抗力 $F_{torus_rotation}$ を上回っている必要がある。円環とシャフトの接触部における接線転動力を $F_{contact1}$ 、円環とシリンダの接触部における接線転動力を $F_{contact2}$ とおくと、

$$F_{torus_rotation} < F_{contact1} \quad (2.7)$$

かつ

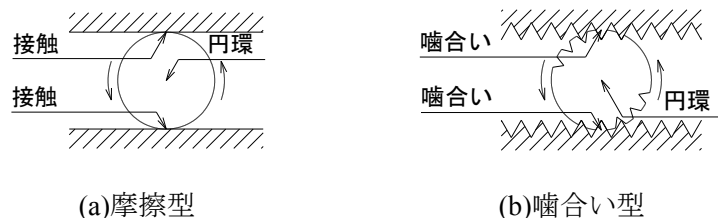
$$F_{torus_rotation} < F_{contact2} \quad (2.8)$$

が成り立たなければならない。式(2.7)または式(2.8)が成り立たない場合、 F_{torus} よりも小さな抵抗力で円環にすべりが生じることとなる。一方、式(2.7)と式(2.8)が成り立つ場合であっても円環の転動抵抗力よりも円環のせん断抵抗力が小さい場合、円環のせん断変形が先行する。円環のせん断抵抗力を F_{shear} とおくと、

$$F_{torus_rotation} < F_{shear} \quad (2.9)$$

が成り立たなければならない。円環とシャフト及び円環とシリンダの接触部は線状であり、接触部近傍の円環のせん断面積は小さいため、式(2.9)が成り立たない可能性がある。これを回避するためには、線状接触部の線の幅をなるべく大きくする、言い換えれば円環とシャフト及び円環とシリンダの接触面積を大きくすることが重要である。

円環の転動力を上回る接触部の接線転動力伝達機構には摩擦型と噛合い型の2種類が考えられる。これらの模式図を図 2.5.1 に示す。



(a)摩擦型

(b)噛合い型

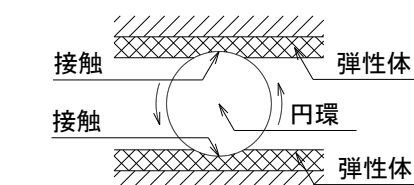
図 2.5.1 接触部の接線転動力伝達機構

摩擦型の接線転動力伝達機構は、接触部の接線抵抗力を摩擦力によって得る方法である。摩擦力は一般的に垂直抗力と摩擦係数に依存するため、各接線抵抗力を充分大きく

するためには円環とシャフト、及び円環とシリンダに生じる垂直抗力を大きくすること、および接触部の摩擦係数を大きくする必要がある。

一方、噛合い型の接線転動力伝達機構は歯車やねじのように、幾何学的な噛合わせによって接線抵抗力を得る方法である。幾何学的な噛合わせを用いているため、大きな接線転動力を有しているが、噛合いの深さが不足している場合、接触部のせん断面積が不足し、接触部の材料がせん断破壊してすべりを生じる。歯車やねじの設計と同様に、接触部のせん断面積が不足しない噛合い深さに設定する必要がある。

円環に錫や鉛などの金属材料を用いる場合、円環にゴムを用いる場合と比較して、大きな転動抵抗力を得ることができる。円環を転動させるためには、転動抵抗力よりも大きな接線転動力や円環のせん断抵抗力が必要であるが、円環に金属材料を用い、接触部を摩擦型とする場合、接線転動力や円環のせん断抵抗力が転動抵抗力より小さくなりやすい。摩擦型の場合、摩擦係数と垂直抗力を大きくする必要があるが、金属材料はゴムと比較して弾性変形能力が小さく、小さなひずみで塑性化するため、垂直抗力を大きくできないことが大きな要因である。摩擦係数と垂直抗力を大きくする方法として、接触部に摩擦係数が大きく、弾性変形能力の大きなゴムで被覆することが有効である。ゴムで被覆した場合の接線転動力伝達機構を図 2.5.2 に示す。



シャフトやシリンダをゴム板で被覆

図 2.5.2 ゴムで被覆した場合の接線転動力伝達機構

円環ダンパーの力学モデルを求める為に、円環の各寸法を図 2.5.3 のように定める。

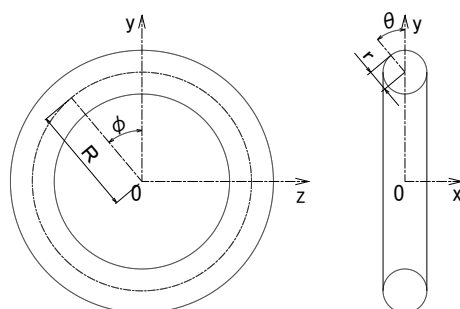


図 2.5.3 円環の主要な寸法

線径の半分を「線半径」と呼び r で表し、線径の中心から任意の距離を r_a 、円環の中心軸周りの位置を θ で表す。円環の中心(O点)から円環の中心軸までの距離を「大半径」と

呼び R ， O 点から中心軸上の任意点へ大半径の y 軸に対する回転を ϕ で表す。

円環上の任意の座標 x は

$$x = x(r, \theta, \phi) \quad (2.10)$$

で表す事ができる。ここで，正規直交基底のベクトル e_1, e_2, e_3 を定義する。なお， e_1, e_2, e_3 は図 2.5.4 に示す通り，それぞれ x, y, z 軸方向と一致している。

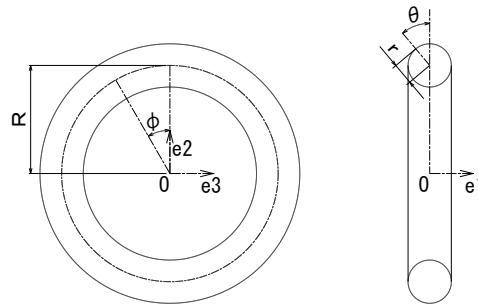


図 2.5.4 任意のベクトル e_1, e_2, e_3

任意のベクトル e_1, e_2, e_3 を用いて，円環の任意の座標 x をベクトルで表すと，(2.11)式のように表すことができる。

$$x = (r \sin \theta) e_1 + \{(R + r \cos \theta) \cos \phi\} e_2 + \{(R + r \cos \theta) \sin \phi\} e_3 \quad (2.11)$$

(2.11)式の r, θ, ϕ による影響を確認するため，それぞれの係数によって微分する。

$$g_1 = x, r = \sin \theta e_1 + \cos \theta \cos \phi e_2 + \cos \theta \sin \phi e_3 \quad (2.12)$$

$$g_2 = x, \theta = r \cos \theta e_1 - r \sin \theta \cos \phi e_2 - \sin \theta \sin \phi e_3 \quad (2.13)$$

$$g_3 = x, \phi = -(R + r \cos \theta) \sin \phi e_2 + (R + r \cos \theta) \cos \phi e_3 \quad (2.14)$$

となる。従って計量テンソルは，

$$\begin{aligned}
\mathbf{g}_{ij} &= \begin{bmatrix} g_{11} & g_{12} & g_{13} \\ g_{21} & g_{22} & g_{23} \\ g_{31} & g_{32} & g_{33} \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} g_1 \cdot g_1 & g_1 \cdot g_2 & g_1 \cdot g_3 \\ g_2 \cdot g_1 & g_2 \cdot g_2 & g_2 \cdot g_3 \\ g_3 \cdot g_1 & g_3 \cdot g_2 & g_3 \cdot g_3 \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & r^2 & 0 \\ 0 & 0 & (R + r \cos \theta)^2 \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{2.15}$$

となる。求めた(2.15)式の計量テンソルは対角要素がゼロであることから、本座標系は直交曲線座標系となっていることが分かる。

以上より、円環ダンパーの力学モデルでは、 r, θ, ϕ の各方向のひずみの定義として、直交座標系におけるひずみの式を適用するものとする。

本節の各項ではそれぞれの要素の力学モデルを示す。

2.5.1 項では円環に錫や鉛を用いた場合の転動抵抗力の力学モデルについて考察した結果を示す。

2.5.2 項では円環にゴムを用いた場合の転動抵抗力の力学モデルについて考察した結果を示す。

2.5.3 項では円環に錫や鉛を用い、かつ接触部にゴムを貼付した場合の転動抵抗力の力学モデルについて考察した結果を示す。

2.5.4 項では円環に錫や鉛を用い、かつ接触部に噛合いを用いる場合の転動抵抗力の力学モデルについて考察した結果を示す。

2.5.5 項では各力学モデルについてまとめる。

2.5.1. 円環に錫や鉛を用いた場合の転動抵抗力

(1) 精算法

円環ダンパーは、円環の円環線径の中心軸を中心に内側と外側が入れ替わるときの伸縮を減衰力として利用するダンパーである。円環の材料に錫や鉛を用いた場合、抵抗力予測を行うためには、この伸縮によって生じるひずみエネルギーの変化量を求める必要がある。(2.15)式より、円環のひずみは独立であると考え、円環の任意の断面にリング状の線素を仮定(図 2.5.5 参照)し、円環の回転によって線素がどのように伸縮するかを考察し、これを線径全体に拡張する。

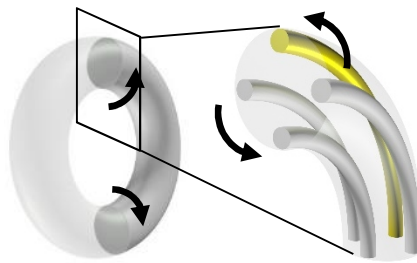


図 2.5.5 円環の任意の断面にリング状の線素を仮定

円環の任意の位置における線素の長さは、

$$c(\theta) = 2\pi(R + r_a \cdot \cos\theta) \quad (2.16)$$

$c(\theta)$: 任意の位置(r_a, θ)での線素の長さ [mm]

R : 円環の大半径 [mm]

r_a : 線径中心からの距離 [mm]

θ : 円環の中心軸周りの位置 [rad]

である。この線素が角度 β だけ回転したときの線素の長さは、

$$c(\theta, \beta) = 2\pi(R + r_a \cdot \cos(\theta + \beta)) \quad (2.17)$$

β : 円環の中心軸周りの回転角 [rad]

である。この時の線素に生じるひずみは式(2.18)で表すことができる。

$$\begin{aligned}
\varepsilon(\beta) &= \frac{2\pi(R + r_a \cdot \cos(\theta + \beta)) - 2\pi(R + r_a \cdot \cos\theta)}{2\pi(R + r_a \cdot \cos\theta)} \\
&= \frac{r_a\{\cos(\theta + \beta) - \cos\theta\}}{R + r_a \cdot \cos\theta}
\end{aligned} \tag{2.18}$$

錫や鉛は降伏点を有する材料であることから、材料モデルを完全弾塑性と考える。完全弾塑性体の応力-ひずみ曲線は矩形であり、吸収するひずみエネルギーは矩形の面積と等しい。矩形の面積は、ひずみ速度・温度依存性を考慮した降伏応力 σ_y の2倍に最大ひずみと最小ひずみの差を乗じたものである。

$$\begin{aligned}
U_0 &= 2\sigma_y(\varepsilon_{max} - \varepsilon_{min}) \\
&= 2\sigma_y \left\{ \frac{r_a(1 - \cos\theta) - r_a(-1 - \cos\theta)}{R + r_a \cdot \cos\theta} \right\} \\
&= 4\sigma_y \frac{r_a}{R + r_a \cdot \cos\theta} \\
&= 4\sigma_y \frac{1}{\frac{R}{r_a} + \cos\theta}
\end{aligned} \tag{2.19}$$

円環全体のひずみエネルギー U は(2.19)式を円環全体に積分することで得られる。

$$U = 4\sigma_y \iiint_V \frac{1}{\frac{R}{r_a} + \cos\theta} dV \tag{2.20}$$

まず、円環線径 θ 周りの積分を考える。三角関数の公式 $\cos 2\theta = \frac{1 - \tan^2 \theta}{1 + \tan^2 \theta}$ より、

$$\begin{aligned}
& 4\sigma_y \int_{\theta} \frac{1}{\frac{R}{r_a} + \cos \theta} d\theta \\
&= 4r_a \sigma_y \int \frac{1}{\frac{R}{r_a} + \cos \theta} d\theta \\
&= 4r_a \sigma_y \int \frac{1}{\frac{R}{r_a} + \frac{1 - \tan^2(\theta/2)}{1 + \tan^2(\theta/2)}} d\theta \\
&= 4r_a \sigma_y \int \frac{1 + \tan^2(\theta/2)}{\frac{R}{r_a} (1 + \tan^2(\theta/2)) + 1 - \tan^2(\theta/2)} d\theta
\end{aligned} \tag{2.21}$$

$$t = \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \text{ とおくと, } \frac{dt}{d\theta} = \left[\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \right]' = \frac{1}{2\cos^2(\theta/2)} = \frac{1 + \tan^2(\theta/2)}{2} = \frac{1 + t^2}{2}$$

$$d\theta = \frac{2}{1 + t^2} dt \text{ より,}$$

$$\begin{aligned}
& 4r_a \sigma_y \int \frac{1 + t^2}{\frac{R}{r_a} (1 + t^2) + 1 - t^2} \cdot \frac{2}{1 + t^2} dt \\
&= 8r_a \sigma_y \int \frac{r_a}{(R - r_a)t^2 + R + r_a} dt \\
&= 8r_a \sigma_y \int \frac{\frac{r_a}{R - r_a}}{t^2 + \frac{R + r_a}{R - r_a}} dt
\end{aligned} \tag{2.22}$$

$$t = \sqrt{\frac{R + r_a}{R - r_a}} \cdot \tan \varphi \text{ とおくと, } \frac{dt}{d\varphi} = \frac{\sqrt{\frac{R + r_a}{R - r_a}}}{\cos^2 \varphi}$$

$$dt = \frac{\sqrt{\frac{R + r_a}{R - r_a}}}{\cos^2 \varphi} d\varphi \text{ より,}$$

$$\begin{aligned}
& 8r_a\sigma_y \int \frac{\frac{r_a}{R-r_a}}{\frac{R+r_a}{R-r_a}\tan^2\varphi + \frac{R+r_a}{R-r_a}} \cdot \frac{\sqrt{\frac{R+r_a}{R-r_a}}}{\cos^2\varphi} d\varphi \\
& \tan^2\varphi + 1 = 1/\cos^2\varphi \text{ より} \\
& 8r\sigma_y \int \frac{\frac{r}{R-r}}{\frac{R+r}{R-r}(1/\cos^2\varphi)} \cdot \frac{\sqrt{\frac{R+r}{R-r}}}{\cos^2\varphi} d\varphi \\
& = 8r\sigma_y \int \frac{r}{\sqrt{R^2-r^2}} d\varphi \\
& = \frac{8r^2\sigma_y}{\sqrt{R^2-r^2}} \varphi \tag{2.23} \\
& = \frac{8r^2\sigma_y}{\sqrt{R^2-r^2}} \operatorname{atan}\left(\sqrt{\frac{R-r}{R+r}} t\right) \\
& = \frac{8r^2\sigma_y}{\sqrt{R^2-r^2}} \operatorname{atan}\left(\sqrt{\frac{R-r}{R+r}} \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)\right) \\
& = \frac{8r_a^2\sigma_y}{\sqrt{R^2-r_a^2}} \operatorname{atan}\left(\frac{R^2+r_a^2}{\sqrt{R^2-r_a^2}} \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)\right)
\end{aligned}$$

ここで、円環が 1 回転したときのひずみエネルギーを検討する。 θ について、0 から 2π まで積分すると、

$$\begin{aligned}
& 4r_a\sigma_y \int_0^{2\pi} \frac{1}{\frac{R}{r_a} + \cos\theta} d\theta \\
&= \left[\frac{16r_a^2\sigma_y}{\sqrt{R^2 - r_a^2}} \operatorname{atan} \left(\frac{R^2 + r_a^2}{\sqrt{R^2 - r_a^2}} \tan \left(\frac{\theta}{2} \right) \right) \right]_0^\pi \\
&= \frac{16r_a^2\sigma_y}{\sqrt{R^2 - r_a^2}} \left\{ \operatorname{atan} \left(\frac{R^2 + r_a^2}{\sqrt{R^2 - r_a^2}} \cdot \infty \right) - \operatorname{atan} \left(\frac{R^2 + r_a^2}{\sqrt{R^2 - r_a^2}} \cdot 0 \right) \right\} \\
&= \frac{16r_a^2\sigma_y}{\sqrt{R^2 - r_a^2}} \left(\frac{\pi}{2} - 0 \right) \\
&= \frac{8\pi r_a^2\sigma_y}{\sqrt{R^2 - r_a^2}}
\end{aligned} \tag{2.24}$$

次に、 r_a について0から r まで積分を行う。

$$\int_r \frac{8\pi r_a^2\sigma_y}{\sqrt{R^2 - r_a^2}} = 8\pi\sigma_y \int \frac{r_a^2}{\sqrt{R^2 - r_a^2}} dr_a \tag{2.25}$$

$$r_a = R \cdot \sin\varphi \text{ とおくと, } \frac{dr_a}{d\varphi} = R \cdot \cos\varphi$$

$$dr_a = R \cdot \cos\varphi \cdot d\varphi \text{ より, }$$

$$\begin{aligned}
& 8\pi\sigma_y \int \frac{(R \cdot \sin\varphi)^2}{\sqrt{R^2 - (R \cdot \sin\varphi)^2}} (R \cdot \cos\varphi) d\varphi \\
&= 8\pi\sigma_y \int \frac{(R \cdot \sin\varphi)^2}{\sqrt{(1 - \sin^2\varphi)R^2}} (R \cdot \cos\varphi) d\varphi \\
&= 8\pi\sigma_y R^2 \int \sin^2\varphi d\varphi
\end{aligned} \tag{2.26}$$

$$\sin^2\varphi = \frac{1}{2} \{1 - \cos(2\varphi)\} \text{ より, }$$

$$\begin{aligned}
& 4\pi\sigma_y \int \{1 - \cos(2\varphi)\} d\varphi \\
&= 4\pi R^2\sigma_y \varphi - 4\pi R^2\sigma_y \int \cos(2\varphi) d\varphi
\end{aligned}$$

$$2\varphi = u \text{とおくと, } \frac{d\varphi}{du} = \frac{1}{2}$$

$$d\varphi = \frac{1}{2} \cdot du$$

$$\begin{aligned} & 4\pi R^2 \sigma_y \varphi - 4\pi R^2 \sigma_y \int \cos(u) \cdot \frac{1}{2} du \\ &= 4\pi R^2 \sigma_y \varphi - 2\pi R^2 \sigma_y \sin(u) \\ &= 4\pi R^2 \sigma_y \varphi - 2\pi R^2 \sigma_y \sin(2\varphi) \\ &= 4\pi R^2 \sigma_y \operatorname{asin}\left(\frac{r}{R}\right) - 2\pi R^2 \sigma_y \sin\left(2\operatorname{asin}\left(\frac{r}{R}\right)\right) \end{aligned} \quad (2.27)$$

三角関数の公式 $\operatorname{asin}(x) + \operatorname{asin}(y) = \operatorname{asin}(x\sqrt{1-y^2} + y\sqrt{1-x^2})$ より,

$$2\operatorname{asin}\left(\frac{r}{R}\right) = \operatorname{asin}\left\{2\left(\frac{r}{R}\right)\sqrt{1-\left(\frac{r}{R}\right)^2}\right\}$$

$$\begin{aligned} & 4\pi R^2 \sigma_y \operatorname{asin}\left(\frac{r}{R}\right) - 2\pi R^2 \sigma_y \sin \cdot \operatorname{asin}\left\{2\left(\frac{r}{R}\right)\sqrt{1-\left(\frac{r}{R}\right)^2}\right\} \\ &= 4\pi R^2 \sigma_y \operatorname{asin}\left(\frac{r}{R}\right) - 4\pi R^2 \sigma_y \left(\frac{r}{R}\right) \sqrt{1-\left(\frac{r}{R}\right)^2} \\ &= 4\pi R^2 \sigma_y \operatorname{asin}\left(\frac{r}{R}\right) - 4\pi r \sqrt{R^2 - r^2} \cdot \sigma_y \end{aligned} \quad (2.28)$$

最後に、大円 R 方向の積分を行う。

$$\begin{aligned} & \int_R \left\{4\pi R^2 \sigma_y \operatorname{asin}\left(\frac{r}{R}\right) - 4\pi r \sqrt{R^2 - r^2} \cdot \sigma_y\right\} dR \\ &= 8\pi^2 R \sigma_y \left(R^2 \operatorname{asin}\left(\frac{r}{R}\right) - r \sqrt{R^2 - r^2}\right) \end{aligned} \quad (2.29)$$

円環が 1 回転するときの円環全体のひずみエネルギー U は(2.30)式で表すことができる。

$$U = 8\pi^2 R \sigma_y \left(R^2 \operatorname{asin}\left(\frac{r}{R}\right) - r\sqrt{R^2 - r^2} \right) \quad (2.30)$$

(2.30)式は既往の研究^[2.11]の式とも一致する。

円環が1回転するときのシャフトとシリンダの相対変位 d_{damper} と、すべり止め材も含めた円環の線半径 r_{roll} との間には、

$$d_{damper} = 4\pi r_{roll} \quad (2.31)$$

の関係がある。なお、円環にすべり止め材を取り付けない場合、

$$r = r_{roll} \quad (2.32)$$

である。円環の回転抵抗力 $F_{torus_rotation}$ は円環が1回転するときの全体のひずみエネルギーの変化量 U を、シャフトとシリンダの相対変位 d_{damper} で除して求めることができる。

$$\begin{aligned} F_{torus_rotation} &= U / d_{damper} \\ &= \frac{2\pi R \sigma_y}{r_{roll}} \left(R^2 \operatorname{asin}\left(\frac{r}{R}\right) - r\sqrt{R^2 - r^2} \right) \end{aligned} \quad (2.33)$$

(2) 略算法

(2.33)式は純粋な積分によって求めることができた精解であるが、式に asin が入っており力学的な関係を把握することが困難である。そこで、(2.19)式において、円環におけるリング状の線素のひずみの変化を検討することによって、近似解を得ることを考える。ひずみが最大になる条件は、 $r_a = r$ で、かつ円環の内側の線素が回転して外側に達したとき ($\theta = \pi$, $\beta = \pi$ のとき) である。そのときのひずみ ε は、

$$\varepsilon(r_a = r, \theta = \pi, \beta = \pi) = \frac{2r}{R-r} = \frac{2}{\frac{R}{r}-1} \quad (2.34)$$

ひずみの最大値は大半径 R と線半径 r の比 R/r によって定まることがわかる。この関係を図 2.5.6 に示す。

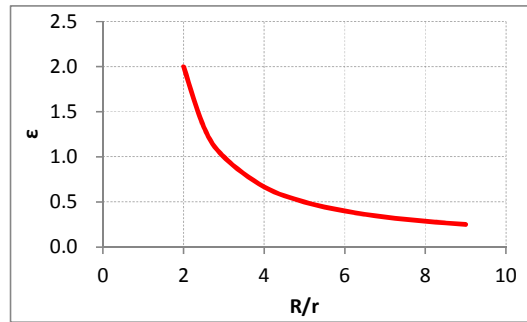


図 2.5.6 最大ひずみと R/r の関係

R/r が大きくなるほど、ひずみ ϵ がゼロに漸近することが分かる。これは R/r が大きくなればなるほど、円環の内部に生じるひずみは小さくなることを示している。

ところで、ひずみの限界値は材料に依存しており、既往の研究^[2,2]及び実際に行った素材試験より、錫では 50% 程度、鉛では 40% 程度で破断することが分かっている。このひずみ量を(2.34)式に当てはめると、錫は $R/r \leq 5$ 、鉛は $R/r \leq 6$ が必要である。

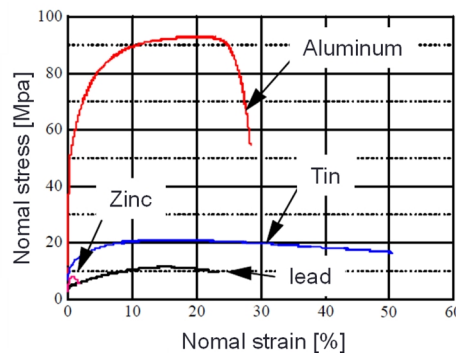


図 2.5.7 金属材料の一軸引張試験^[2,2]

ここでひずみエネルギー U_0 が、 R/r 及び θ によってどの程度変化するのか確認する。この結果を図 2.5.8 に示す。なお、変数 R/r 及び θ の値の範囲は $2 \leq R/r \leq 10$, $0 \leq \theta \leq \pi$ とした。

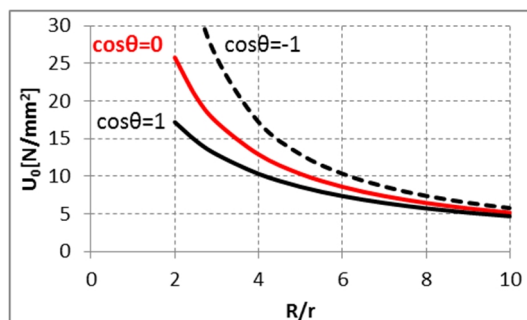


図 2.5.8 R/r 及び θ の変化に伴う U_0 の変化

θ の変化に伴う U_0 の取りうる値の範囲は、 $\cos\theta = 1$ のとき最小値 $4r\sigma_y/(R+r)$ 、 $\cos\theta = -1$ のとき最大値 $4r\sigma_y/(R-r)$ で、 R/r が大きくなるほどそれぞれの値の差は小さくなる傾向がある。同図に $\cos\theta = 0$ をプロットすると、 $\cos\theta = 1$ を代入した際の U_0 と、 $\cos\theta = -1$ を代入した際の U_0 のほぼ中央値となる。このことから、(2.19)式は $\cos\theta = 0$ を用いて略算を行うことが可能であると言える。 $\cos\theta = 0$ を(2.19)式に代入すると(2.35)式が得られる。

$$U_0 = 4\sigma_y \frac{r_a}{R} \quad (2.35)$$

(2.35)式は、ひずみエネルギー U_0 が円環の断面の中心でゼロであり、円環の表面に向かって直線的に大きくなることを示している。円環全体のひずみエネルギーの変化量 U は、(2.35)式を円環の体積で積分することで得られる。

$$\begin{aligned} U &= \iiint_V 4\sigma_y \frac{r_a}{R} dV \\ &= 4\sigma_y \cdot 2\pi R \cdot \iint_S \frac{r_a}{R} dS \\ &= \frac{16}{3} \pi^2 r^3 \sigma_y \end{aligned} \quad (2.36)$$

このひずみエネルギーの変化量は外力によってなされる仕事に等しいと考えると、円環の転動抵抗力 $F_{torus_rotation}$ は円環が1回転するときの全体のひずみエネルギーの変化量 U を、シャフトとシリンダの相対変位 d_{damper} で除して求めることができる。

$$\begin{aligned} F_{torus_rotation} &= U/d_{damper} \\ &= \frac{4}{3r_{roll}} \pi r^3 \sigma_y \end{aligned} \quad (2.37)$$

この式の興味深い点は、転動抵抗力の近似解によって求まる円環の転動抵抗力は、線半径 r とすべり止め材も含めた円環の線半径 r_{roll} 、降伏応力 σ_y によって定まっており、大半径 R は含まれていないということである。このことより、転動抵抗力は線半径 r に大きく依存しており、大半径 R の影響は小さいと言える。

2.5.2. 円環にゴムを用いた場合の転動抵抗力

円環ダンパーは、(2.7)～(2.8)式で述べた通り、円環の転動抵抗力よりも接線転動力（摩擦力）が大きくなければ円環が転動しない。円環にゴムを用いた場合、ゴムの剛性は鋼材と比較して非常に小さいことから、容易に変形する。ゴムは粘弾性体であることから、変形によって生じるひずみの変化に応じて、粘性の性質によってエネルギーが消費される。これが円環にゴムを用いた場合の減衰力となる。

円環がゴムである場合の円環ダンパーの減衰力は、前項で述べた線素の伸縮によって消費される力と、シャフトとシリンダで押しつぶされた事によって生じる圧縮力及び引張力によって消費される力の和であると考えられる。

$$F_{torus} = F_{torus_rotation} + F_{rubber_comp} \quad (2.38)$$

F_{torus}	: 円環ダンパーの減衰力 [N]
$F_{torus_rotation}$: 円環のリング方向の引張による転動抵抗力 [N]
F_{rubber_comp}	: ゴムの圧縮によって付加される転動抵抗力 [N]

(2.38)式の第1項は前項と同様の表現ではあるが、円環の材料が前項では錫や鉛であったが、本項ではゴムを用いており、減衰機構が異なる。そこで本項の(1)では、ゴムの減衰機構に合わせた第1項の式を提案する。

(2.38)式の第2項は、円環の断面内におけるひずみと応力の変化によって消費される力である。円環断面内のひずみと応力の変化は、FEM解析を用いて検討し、この結果を元に、本項(2)において、第2項の式を提案する。

(1) 円環にゴムを用いた場合のリング方向の伸縮による転動抵抗力

ゴムは一般的に弾性材料であるが、粘性減衰やヒステリシスロスによって減衰力が生じる。そこで、円環が1回転する間に生じるひずみエネルギーの変化量に粘性減衰の割合を意味する $\tan\delta$ と、ヒステリシスロス係数 α_i の和を乗じることで、ゴムのリング方向の引張によって生じる転動抵抗力を求めることができると仮定する。このとき、円環がシリンダとシャフトに対して、滑らず転動したときの移動量が $4\pi r$ であることから次式が成り立つ。

$$F_{torus_rotation} = \frac{U}{4\pi r} \cdot (\tan\delta + \alpha_i) \quad (2.39)$$

$F_{torus_rotation}$: 円環のリング方向の伸縮による転動抵抗力 [N]
U	: 円環全体のひずみエネルギーの変化量 [N・mm]
r	: 円環の線半径 [mm]
$\tan\delta$: 損失正接
α_i	: ヒステリシスロス係数

まず、(2.39)式の円環全体のひずみエネルギーの変化量 U について調べる。(2.15)式より、円環のひずみは独立であると考え、円環の任意の断面にリング状の線素を仮定(図 2.5.9 参照)し、円環の回転によって線素がどのように伸縮するかを考察し、これを線径全体に拡張する。

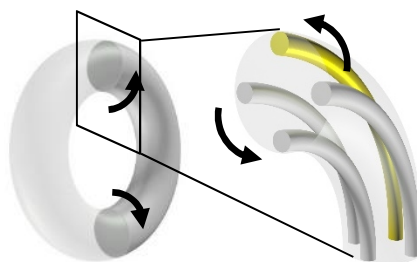


図 2.5.9 円環の任意の断面にリング状の線素を仮定

円環の任意の位置における線素の長さは,

$$c(\theta) = 2\pi(R + r_a \cdot \cos\theta) \quad (2.40)$$

$c(\theta)$: 任意の位置(r_a, θ)での線素の長さ [mm]
 R : 円環の大半径 [mm]
 r_a : 線径中心からの距離 [mm]
 θ : 円環の中心軸周りの位置 [rad]

である。この線素が角度 β だけ回転したときの線素の長さは,

$$c(\theta, \beta) = 2\pi(R + r_a \cdot \cos(\theta + \beta)) \quad (2.41)$$

β : 円環の中心軸周りの回転角 [rad]

である。この時の線素に生じるひずみは次式で表すことができる。

$$\begin{aligned}
 \varepsilon(\beta) &= \frac{2\pi(R + r_a \cdot \cos(\theta + \beta)) - 2\pi(R + r_a \cdot \cos\theta)}{2\pi(R + r_a \cdot \cos\theta)} \\
 &= \frac{r_a\{\cos(\theta + \beta) - \cos\theta\}}{R + r_a \cdot \cos\theta}
 \end{aligned} \quad (2.42)$$

ひずみの最大値 ε_{max} と最小値 ε_{min} は,

$$\varepsilon_{max} = \frac{r_a - r_a \cdot \cos\theta}{R + r_a \cdot \cos\theta} \quad (2.43)$$

$$\varepsilon_{min} = \frac{-r_a - r_a \cdot \cos\theta}{R + r_a \cdot \cos\theta} \quad (2.44)$$

ここで、前項の略算法の考え方と同様に、 $\cos\theta = 0$ が平均値であると仮定すると、(2.43)式及び(2.44)式は次のように表すことができる。

$$\varepsilon_{max} = \frac{r_a}{R} \quad (2.45)$$

$$\varepsilon_{min} = -\frac{r_a}{R} \quad (2.46)$$

円環が1回転するとき、任意の点のひずみエネルギーの変化量 U_0 は、応力をひずみで積分して求めることができる。ひずみは1回転する間に正負が入れ替わることから、ひずみが正のときと、負のときの和で表す。

$$U_0 = \int_0^{\varepsilon_{max}} \sigma d\varepsilon - \int_{\varepsilon_{min}}^0 \sigma d\varepsilon \quad (2.47)$$

σ に ogden モデルを用いると、

$$U_0 = \int_0^{\varepsilon_{max}} \left\{ \sum_{n=1}^N \mu_n \left(\lambda_1^{\alpha_n-1} - \lambda_1^{-\frac{\alpha_n-1}{2}} \right) \right\} d\varepsilon - \int_{\varepsilon_{min}}^0 \left\{ \sum_{n=1}^N \mu_n \left(\lambda_1^{\alpha_n-1} - \lambda_1^{-\frac{\alpha_n-1}{2}} \right) \right\} d\varepsilon \quad (2.48)$$

となる。 $\lambda = \varepsilon + 1$ より、

$$\begin{aligned} U_0 &= \int_0^{\varepsilon_{max}} \left\{ \sum_{n=1}^N \mu_n \left((\varepsilon + 1)^{\alpha_n-1} - (\varepsilon + 1)^{-\frac{\alpha_n-1}{2}} \right) \right\} d\varepsilon \\ &\quad - \int_{\varepsilon_{min}}^0 \left\{ \sum_{n=1}^N \mu_n \left((\varepsilon + 1)^{\alpha_n-1} - (\varepsilon + 1)^{-\frac{\alpha_n-1}{2}} \right) \right\} d\varepsilon \\ &= \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left[(\varepsilon + 1)^{\alpha_n} + 2(\varepsilon + 1)^{-\frac{\alpha_n}{2}} \right]_0^{\frac{r_a}{R}} - \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left[(\varepsilon + 1)^{\alpha_n} + 2(\varepsilon + 1)^{-\frac{\alpha_n}{2}} \right]_{\frac{r_a}{R}}^0 \\ &= \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left\{ \left(1 + \frac{r_a}{R} \right)^{\alpha_n} + 2 \left(1 + \frac{r_a}{R} \right)^{-\frac{\alpha_n}{2}} + \left(1 - \frac{r_a}{R} \right)^{\alpha_n} + 2 \left(1 - \frac{r_a}{R} \right)^{-\frac{\alpha_n}{2}} - 6 \right\} \end{aligned} \quad (2.49)$$

円環全体のひずみエネルギーの変化量 U は(2.49)式を円環全体に積分することで得られる。

$$\begin{aligned}
U &= \iiint_V U_0 dv \\
&= \int_0^{2\pi} R d\phi \int_0^r dr_a \int_0^{2\pi} r U_0 d\theta \\
&= 2\pi R \int_0^r 2\pi r_a U_0 dr_a \\
&= 4\pi^2 R \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \int_0^r \left\{ r_a \left(1 + \frac{r_a}{R}\right)^{\alpha_n} + 2r_a \left(1 + \frac{r_a}{R}\right)^{-\frac{\alpha_n}{2}} + r_a \left(1 - \frac{r_a}{R}\right)^{\alpha_n} \right. \\
&\quad \left. + 2r_a \left(1 - \frac{r_a}{R}\right)^{-\frac{\alpha_n}{2}} - 6r_a \right\} dr_a \\
&= 4\pi^2 R \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left[\frac{(R+r_a)((\alpha_n+1)r_a - R) \left(\frac{R+r_a}{R}\right)^{\alpha_n}}{(\alpha_n+1)(\alpha_n+2)} \right. \\
&\quad - \frac{4(R+r_a)((\alpha_n-2)r_a + 2R) \left(\frac{R+r_a}{R}\right)^{-\frac{\alpha_n}{2}}}{(\alpha_n-4)(\alpha_n-2)} \\
&\quad - \frac{(R-r_a)((\alpha_n+1)r_a + R) \left(\frac{R-r_a}{R}\right)^{\alpha_n}}{(\alpha_n+1)(\alpha_n+2)} \\
&\quad \left. + \frac{4(R-r_a)((\alpha_n-2)r_a - 2R) \left(\frac{R-r_a}{R}\right)^{-\frac{\alpha_n}{2}}}{(\alpha_n-4)(\alpha_n-2)} - 3r_a^2 \right]_0^r \\
&= 4\pi^2 R \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left\{ \frac{(R+r)((\alpha_n+1)r - R) \left(\frac{R+r}{R}\right)^{\alpha_n} + R^2}{(\alpha_n+1)(\alpha_n+2)} \right. \\
&\quad - \frac{4(R+r)((\alpha_n-2)r + 2R) \left(\frac{R+r}{R}\right)^{-\frac{\alpha_n}{2}} - 8R^2}{(\alpha_n-4)(\alpha_n-2)} \\
&\quad - \frac{(R-r)((\alpha_n+1)r + R) \left(\frac{R-r}{R}\right)^{\alpha_n} - R^2}{(\alpha_n+1)(\alpha_n+2)} \\
&\quad \left. + \frac{4(R-r)((\alpha_n-2)r - 2R) \left(\frac{R-r}{R}\right)^{-\frac{\alpha_n}{2}} + 8R^2}{(\alpha_n-4)(\alpha_n-2)} - 3r^2 \right\}
\end{aligned} \tag{2.50}$$

円環が 1 回転するときのシャフトとシリンダの相対変位 d_{damper} と、線半径 r との間には、

$$d_{damper} = 4\pi r \quad (2.51)$$

の関係がある。(2.39)式で示したように、円環の転動抵抗力 $F_{torus_rotation}$ は、円環が 1 回転するときの全体のひずみエネルギーの変化量 U に、損失正接 $\tan\delta$ とヒステリシスロス α_i の和を乗じ、シャフトとシリンダの相対変位 d_{damper} で除して求めることができる。

$$\begin{aligned}
 F_{torus_rotation} &= \frac{U}{4\pi r} \cdot (\tan\delta + \alpha_i) \\
 &= \frac{\pi R}{r} \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left\{ \frac{(R+r)((\alpha_n+1)r-R)\left(\frac{R+r}{R}\right)^{\alpha_n} + R^2}{(\alpha_n+1)(\alpha_n+2)} \right. \\
 &\quad - \frac{4(R+r)((\alpha_n-2)r+2R)\left(\frac{R+r}{R}\right)^{-\frac{\alpha_n}{2}} - 8R^2}{(\alpha_n-4)(\alpha_n-2)} \\
 &\quad - \frac{(R-r)((\alpha_n+1)r+R)\left(\frac{R-r}{R}\right)^{\alpha_n} - R^2}{(\alpha_n+1)(\alpha_n+2)} \\
 &\quad \left. + \frac{4(R-r)((\alpha_n-2)r-2R)\left(\frac{R-r}{R}\right)^{-\frac{\alpha_n}{2}} + 8R^2}{(\alpha_n-4)(\alpha_n-2)} - 3r^2 \right\} \cdot (\tan\delta \\
 &\quad + \alpha_i)
 \end{aligned} \quad (2.52)$$

- $F_{torus_rotation}$: 円環のリング方向の伸縮による転動抵抗力 [N]
 U : 円環全体のひずみエネルギーの変化量 [N・mm]
 r : 円環の線半径 [mm]
 $\tan\delta$: 損失正接
 α_i : ヒステリシスロス係数
 R : 円環の大半径 [mm]
 μ_n : 材料物性値-1 [N/mm²]
 α_n : 材料物性値-2

(2) 円環にゴムを用いた場合のゴムの圧縮によって付加される転動抵抗力

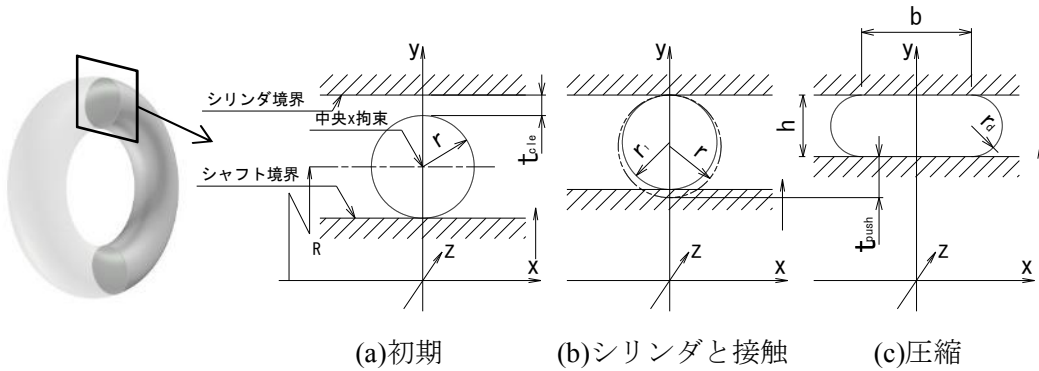


図 2.5.10 円環の断面

図 2.5.10 は円環とシャフト、シリンダの関係を断面で示している。図中(a)は初期状態を示しており、ゴムに応力が生じていない。図中(b)は円環を大きめのシャフトに通した時の状況を示しており、円環の大半径 R が(a)のときよりも大きくなったため、円環の線半径 r が小さくなった状態である。この状態は、シャフトやシリンダと接しているだけで、接触部に圧縮力が働いてはいない。そこで、ここから更に図(c)のようにシャフトの径を大きくして円環を押しつぶす。このとき、円環とシャフト及びシリンダの間に垂直抗力が発生し、接線転動力を得ることができるようになる。円環の線半径を r 、円環のつぶし量を t_{push} とおくと、

$$h = 2r - t_{push} \quad (2.53)$$

ゴムの非圧縮性を仮定すると、円環の体積は等しいことから、

$$2\pi^2 r^2 R = 2\pi \left(R + r + t_{cle} - \frac{h}{2} \right) (bh + \pi r d^2) \quad (2.54)$$

が成り立つ。 h や rd を r と t_{push} に置き換えて b について整理すると、

$$b = \frac{2\pi r^2 R}{(2r - t_{push}) \cdot (2R + 2t_{cle} + t_{push})} - \frac{\pi}{4} (2r - t_{push}) \quad (2.55)$$

で表すことができる。

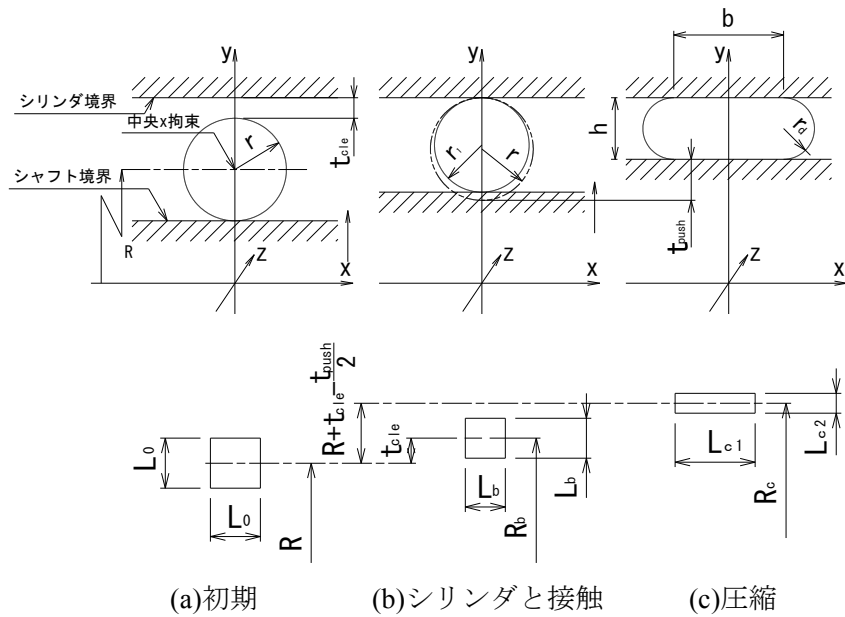


図 2.5.11 円環の圧縮による円環中心のひずみの変化

円環断面内のひずみの変化を検討するため、円環の中心に図 2.5.11 下段のような微小断面の線素を仮定する。(a)は初期状態で、両辺が L_0 の正方形断面、大半径は R である。 R が大きくなると円環が伸び、断面の一边の長さが変化する。断面形状は相似形であるとすると、伸びた後(b)は、両辺の長さは L_b に、大半径は R_b に変化する。体積一定と仮定した場合、

$$V_0 = 2\pi R L_0^2 \quad (2.56)$$

$$V_b = 2\pi R_b L_b^2 \quad (2.57)$$

である。 $V_0 = V_b$ より、 L_b について求めると、

$$L_b = \sqrt{\frac{R}{R + t_{cle}}} L_0 \quad (2.58)$$

となる。この時、断面内に生じるひずみは、

$$\begin{aligned}\varepsilon_b &= \frac{L_b}{L_0} - 1 \\ &= \sqrt{\frac{R}{R + t_{cle}}} - 1\end{aligned}\tag{2.59}$$

で表すことができる。

図 2.5.11 に示すとおり、(b)のように円環が伸びると、円環の線径が縮む。つぶし量 t_{push} は、円環の伸縮が無い時の線半径 r から求めるため、(b)のように円環を伸ばしたと仮定すると、円環とシリンダが接触した状態では、 $t_{push} > 0$ である。シリンダ側に隙間があるとき t_{cle} は正、シャフト側に隙間があるときを負とすると、円環と接する時の $t_{push(b)}$ の値は、

$$t_{push(b)} = 2r \left(1 - \sqrt{\frac{R}{R + t_{cle}}} \right)\tag{2.60}$$

である。実際に円環がつぶされる量（実質つぶし量） t_{r_push} は、 t_{push} から $t_{push(b)}$ を減じて求めることができる。

$$\begin{aligned}t_{r_push} &= t_{push} - t_{push(b)} \\ &= t_{push} - 2r \left(1 - \sqrt{\frac{R}{R + t_{cle}}} \right)\end{aligned}\tag{2.61}$$

図 2.5.10(c)における圧縮ひずみ（図における縦方向のひずみ） ε_{min} は、実質つぶし量 t_{r_push} を円環の直径 r で除して求めることができると考えられるが、円環の中心を通る縦方向のひずみが一定ではないことが考えられることから、ひずみが一定分布と仮定した式に対して、係数 β を乗じる。

$$\begin{aligned}
\varepsilon_{min} &= \beta \cdot \left(\frac{L_{c2}}{L_0} - 1 \right) \\
&= -\beta \cdot \frac{t_{r_push}}{2r} \\
&= -\beta \left(\frac{t_{push}}{2r} + \sqrt{\frac{R}{R + t_{cle}} - 1} \right)
\end{aligned} \tag{2.62}$$

図 2.5.11(c)における引張ひずみ（図における横方向のひずみ） ε_{max} は、体積一定を仮定した場合、

$$2\pi RL_0^2 = 2\pi R_c L_{c1} L_{c2} \tag{2.63}$$

と表すことができる。なお、

$$\begin{aligned}
R_c &= R + r + t_{cle} - \frac{h}{2} \\
&= R + t_{cle} + \frac{t_{push}}{2}
\end{aligned} \tag{2.64}$$

である。 L_{c1} についてまとめると、

$$L_{c1} = \frac{RL_0^2}{L_{c2} \left(R + t_{cle} + \frac{t_{push}}{2} \right)} \tag{2.65}$$

となる。引張ひずみ ε_{max} は、

$$\begin{aligned}
\varepsilon_{max} &= \frac{L_{c1}}{L_0} - 1 \\
&= \frac{RL_0}{L_{c2} \cdot \left(R + t_{cle} + \frac{t_{push}}{2} \right)} - 1
\end{aligned} \tag{2.66}$$

(2.62)式及び(2.65)式を用いて表すと、

$$\varepsilon_{max} = \frac{R}{\left(1 - \beta \left(\frac{t_{push}}{2r} + \sqrt{\frac{R}{R + t_{cle}} - 1} \right)\right) \cdot \left(R + t_{cle} + \frac{t_{push}}{2}\right)} - 1 \quad (2.67)$$

ここで、円環内部のひずみの分布を調べるため、有限要素プログラムを用いて検討する。有限要素プログラムには MSC Software Corporation 製の一般弾塑性プログラム MARC を用いた。有限要素プログラムの詳細を表 2.5.1 に示す。解析は材料非線形解析とし、軸対称モデル、平面ひずみ四辺形要素を用いた。解析に採用した要素の詳細を表 2.5.2 に示す。

表 2.5.1 有限要素プログラム

名称	MARC
販売元	MSC Software Corporation
解析範囲	線形解析, 非線形解析, 接触解析, 動解析, 熱伝導解析, 流体解析等
バージョン	MARC2014.r2

表 2.5.2 解析要素

解析条件	非線形解析
材料	弾塑性モデル
構造体	軸対称構造体
要素	平面ひずみ要素
1 要素の節点数	4 節点

1) 解析条件

解析に用いたモデルの寸法を表 2.5.3 及び図 2.5.12 に、円環の材料データを表 2.5.4 に、解析モデルの境界条件を図 2.5.13 に、解析モデルを図 2.5.14 に示す。

表 2.5.3 解析モデルの寸法

記号	材料	R[mm]	r[mm]	備考
R12.5-r2.5	ウレタン ゴム 90°	12.5	2.5	

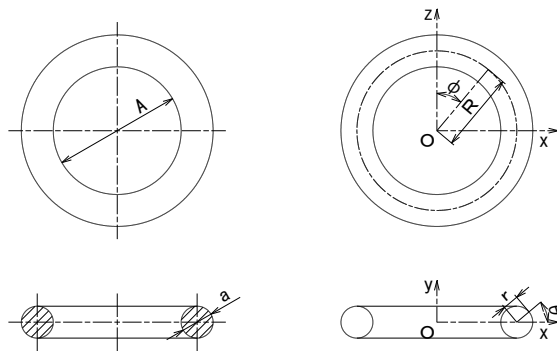


図 2.5.12 円環の主要な寸法

表 2.5.4 材料データ

n	μ_n [N/mm ²]	α_n
1	35.17	0.2173
2	0.3443	2.847
3	-8.332E-07	-4.985

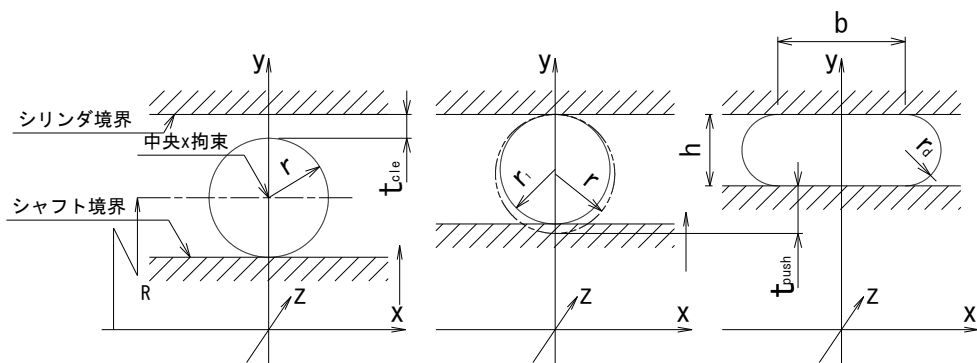


図 2.5.13 要素の境界条件

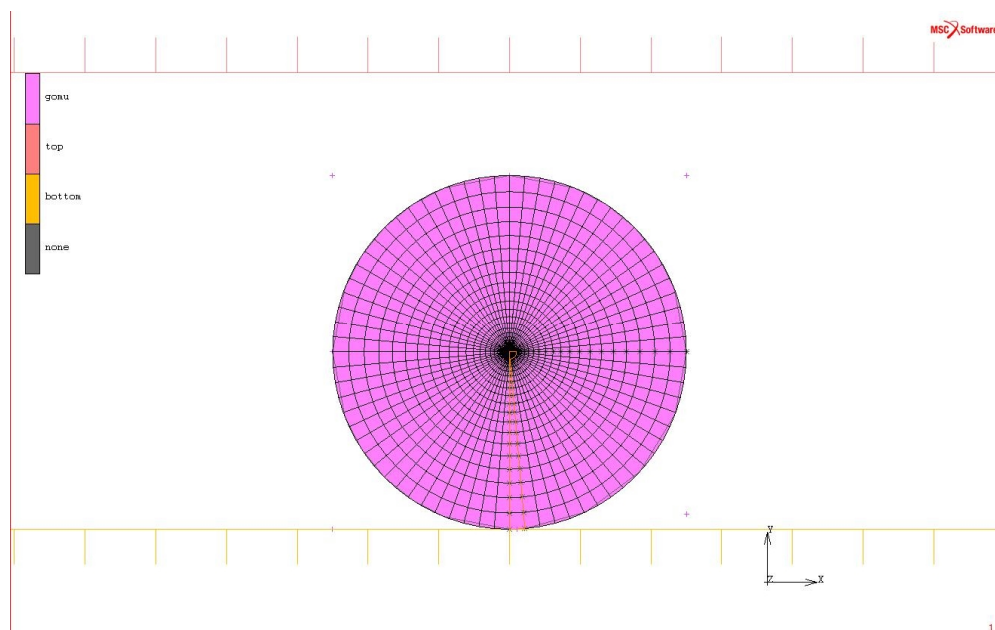


図 2.5.14 解析モデル

解析モデルは、試験に用いた円環と同形状の R12.5-r2.5 である。要素モデルの境界条件は図 2.5.13 に示す通りである。図は円環の素線の断面を示している。円環断面の中央を x 方向に拘束し、応力の誤差で x 方向に移動することを防止している。シャフト側の境界面の初期位置は、円環の内径と等しい y 座標である。シリンダ側の y 座標はシャフト側から 6.45mm 離れた位置にあり、円環との隙間は 1.45mm である。解析開始とともに、シャフト側の境界面が徐々にシリンダ側に移動する。円環がシリンダと接触するまでは、円環はシャフトとの接触によって徐々に伸びる。やがて円環がシリンダと接触すると、シャフトとシリンダに押しつぶされ、断面は扁平に変形する。本検討では、試験条件と等しい、つぶし量 t_{push} が 2.85mm の時のひずみを調べる。

2) 解析結果

解析の結果を図 2.5.15～図 2.5.18 に示す。なお、解析結果のひずみは真ひずみである。

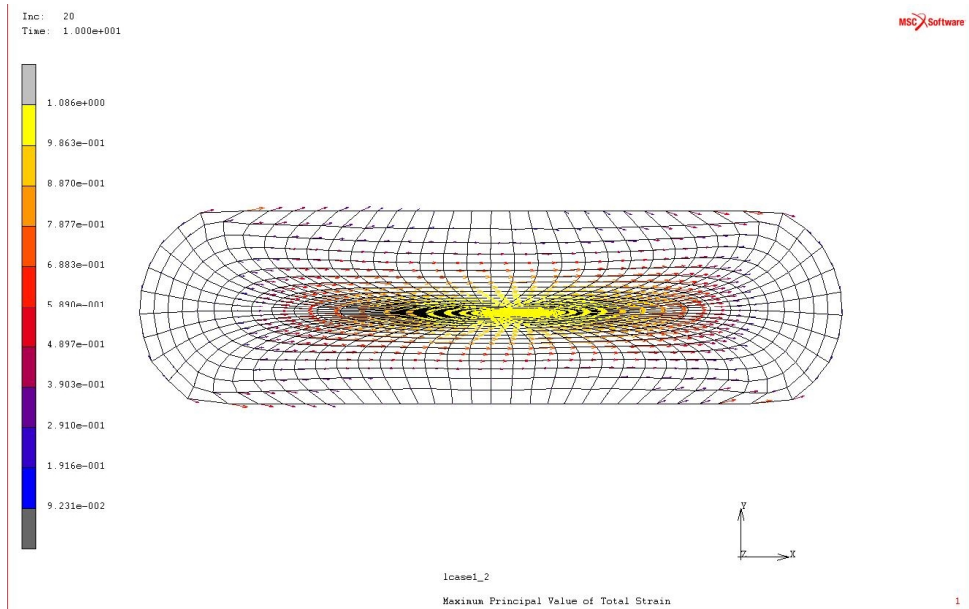


図 2.5.15 解析結果（最大主ひずみ）

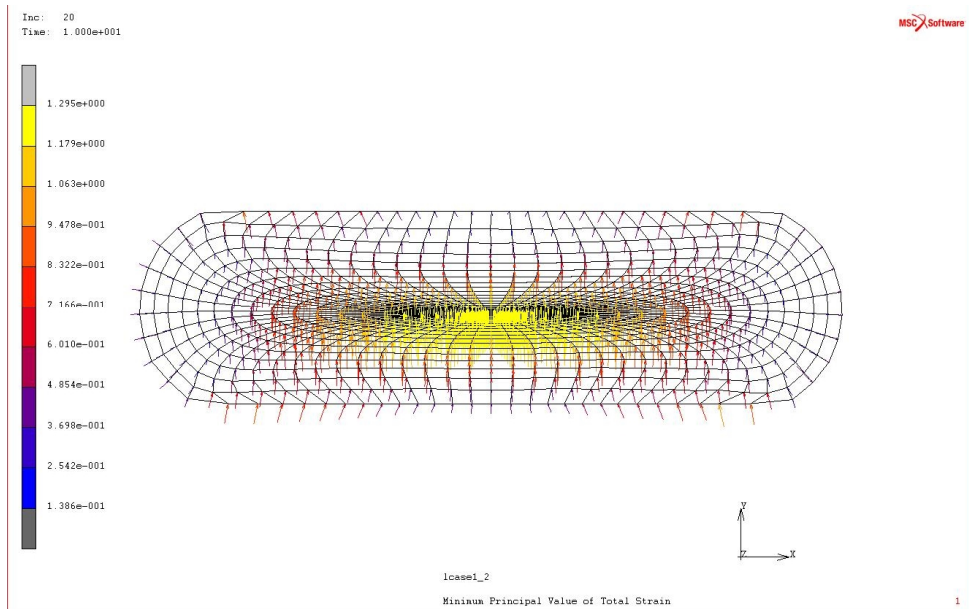
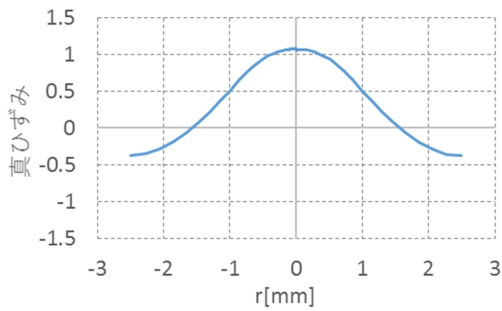
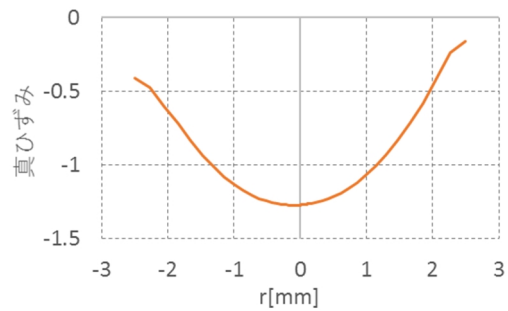


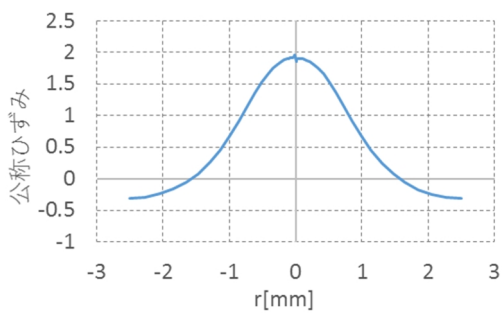
図 2.5.16 解析結果（最小主ひずみ）



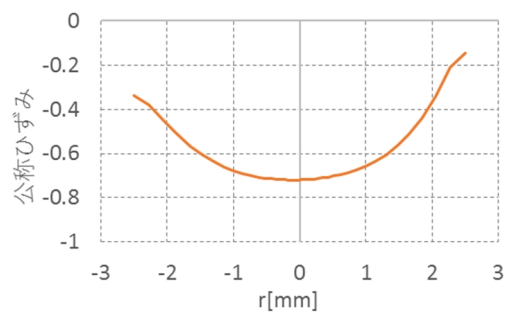
a-1)最大主ひずみ (真ひずみ)



b-1)最小主ひずみ (真ひずみ)

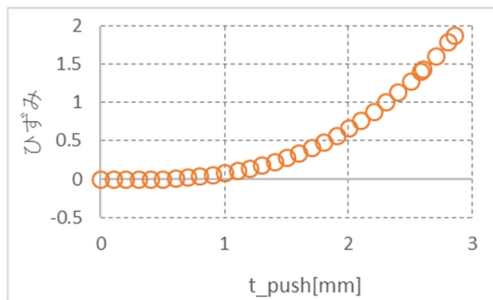


a-2)最大主ひずみ (公称ひずみ)

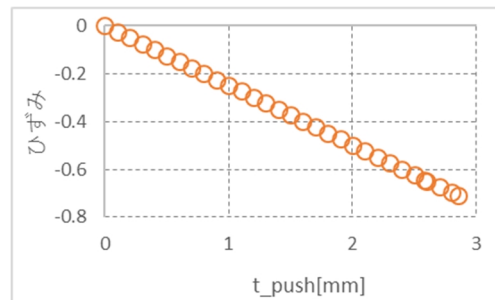


b-2)最小主ひずみ (公称ひずみ)

図 2.5.17 最大主ひずみと最小主ひずみの分布



a)最大主ひずみ (公称ひずみ)



b)最小主ひずみ (公称ひずみ)

図 2.5.18 つぶし量 (t_{push}) と主ひずみの関係

図 2.5.15 より、最大主ひずみは横向きに生じ、最小主ひずみは縦向きに生じる事が分かる。円環の中心を通るひずみの分布を確認するため、中心を通る横方向のひずみ分布 (図 2.5.17 a) と、中心を通る縦方向のひずみ分布 (図 2.5.17 b) を示す。なお、図に示す r は変形前の値である。ひずみ分布は中央が凸となる曲線であることが分かる。ゴムのヒステリシスロスに大きな影響を与えると考えられる最小主ひずみの値を見てみると、半径 r と最大ひずみを長辺、短辺とする楕円であることが分かる (図 2.5.19 参照)。

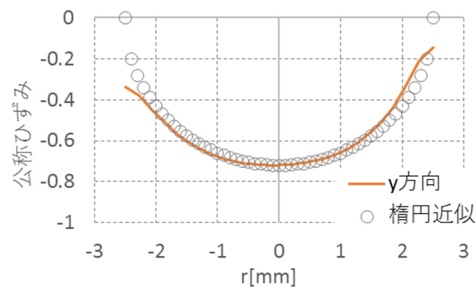


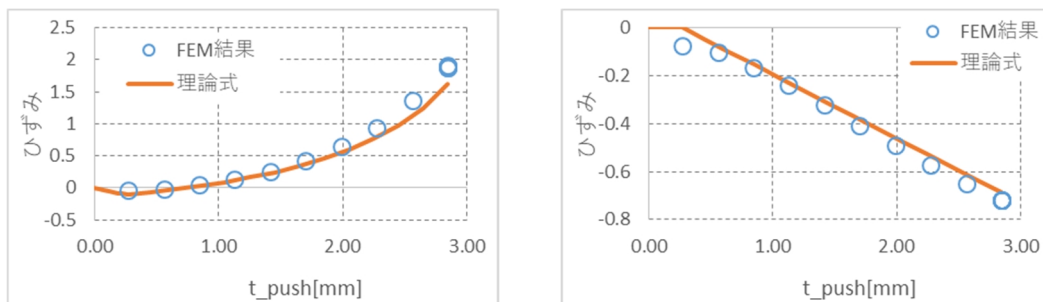
図 2.5.19 最小ひずみと楕円分布

この結果より，円環の中心を通る縦方向のひずみを，圧縮方向の楕円分布と仮定し，円環の中心を通る横方向のひずみを，引張方向の楕円分布と仮定する。ひずみの分布が楕円であることから，(2.62)式における係数 β は $4/3$ と求めることができる。

$$\varepsilon_{min} = -\frac{4}{3} \left(\frac{t_{push}}{2r} + \sqrt{\frac{R}{R+t_{cle}} - 1} \right) \quad (2.68)$$

$$\varepsilon_{max} = \frac{R}{\left(1 - \frac{4}{3} \left(\frac{t_{push}}{2r} + \sqrt{\frac{R}{R+t_{cle}} - 1} \right) \right) \cdot \left(R + t_{cle} + \frac{t_{push}}{2} \right)} - 1 \quad (2.69)$$

(2.68)式と(2.69)式を計算した結果と，FEMの結果を重ねたグラフを図 2.5.20 に示す。



a)最大主ひずみ (公称ひずみ)

b)最小主ひずみ (公称ひずみ)

図 2.5.20 理論式と FEM の比較

理論式と FEM の解析結果はほぼ一致しており，理論式の妥当性が確認できた。

以上の結果より，今後の検討において，円環断面中心の圧縮ひずみには(2.68)式を，引張ひずみには(2.69)式を用いる。

円環が 1 回転するとき，任意の点の円環断面における中心を通る直線方向のひずみエネルギーの変化は，応力をひずみで積分して求めることができる。円環断面におけるひずみエネルギーの変化は最大主応力と最小主応力の和から求めることができる。最大主応力と最小主応力の方向は直交することから，それぞれの方向が最大ひずみと最小ひずみを経験すると考えると，1 方向の 2 倍と考えることができる。また，円環が 1 回転する間に，任意の点は最大主応力と最小主応力を 2 回経験することから，更に 2 を乗じる。

$$U_0 = 4 \int_{\varepsilon_{min}}^{\varepsilon_{max}} \sigma d\varepsilon \quad (2.70)$$

σ に ogden モデル (4 章参照) を用いると，

$$U_0 = 4 \int_{\varepsilon_{min}}^{\varepsilon_{max}} \left\{ \sum_{n=1}^N \mu_n \left(\lambda_1^{\alpha_n-1} - \lambda_1^{-\frac{\alpha_n-1}{2}} \right) \right\} d\varepsilon \quad (2.71)$$

となる。ogden モデルのひずみエネルギー関数 (4.15 式) と， $\lambda = \varepsilon + 1$ より，

$$\begin{aligned} U_0 &= 4 \int_{\varepsilon_{min}}^{\varepsilon_{max}} \left\{ \sum_{n=1}^N \mu_n \left((\varepsilon + 1)^{\alpha_n-1} - (\varepsilon + 1)^{-\frac{\alpha_n-1}{2}} \right) \right\} d\varepsilon \\ &= 4 \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left[(\varepsilon + 1)^{\alpha_n} + 2(\varepsilon + 1)^{-\frac{\alpha_n}{2}} - 3 \right]_{\varepsilon_{min}}^{\varepsilon_{max}} \end{aligned} \quad (2.72)$$

円環全体のひずみエネルギー U は(2.72)式を円環全体に積分することで得られる。

U_0 が楕円分布であることを考慮して円環全体で積分すると，

$$\begin{aligned}
U &= \iiint_V U_0 \sqrt{1 - \frac{r_a^2}{r^2}} dv \\
&= U_0 \int_0^{2\pi} R d\phi \int_0^r dr_a \int_0^{2\pi} r \sqrt{1 - \frac{r_a^2}{r^2}} d\theta \\
&= \frac{4}{3} \pi^2 r^2 R U_0 \\
&= \frac{16}{3} \pi^2 r^2 R \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left[(\varepsilon + 1)^{\alpha_n} + 2(\varepsilon + 1)^{-\frac{\alpha_n}{2}} + 3 \right]_{\varepsilon_{min}}^{\varepsilon_{max}}
\end{aligned} \tag{2.73}$$

この時に生じる減衰力は、損失正接 $\tan\delta$ とヒステリシスロス α_i の和を乗じることで求めることができる。

$$U = \frac{16}{3} \pi^2 r^2 R (\tan\delta + \alpha_i) \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left[(\varepsilon + 1)^{\alpha_n} + 2(\varepsilon + 1)^{-\frac{\alpha_n}{2}} + 3 \right]_{\varepsilon_{min}}^{\varepsilon_{max}} \tag{2.74}$$

円環が1回転するときのシャフトとシリンダの相対変位 d_{damper} と、線半径 r との間には、

$$d_{damper} = 4\pi r \tag{2.75}$$

の関係がある。円環のゴムの圧縮によって付加される転動抵抗力 F_{torus_comp} は、円環が1回転するときの全体のひずみエネルギーの変化量 U を、シャフトとシリンダの相対変位 d_{damper} で除して求めることができる。

$$F_{rubber_comp} = U/d_{damper} \quad (2.76)$$

$$= \frac{4}{3} \pi r R (\tan \delta + \alpha_i) \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left[(\varepsilon + 1)^{\alpha_n} + 2(\varepsilon + 1)^{-\frac{\alpha_n}{2}} + 3 \right]_{\varepsilon_{min}}^{\varepsilon_{max}}$$

- F_{rubber_comp} : ゴムの圧縮によって付加される転動抵抗力 [N]
 U : ゴムの粘性によって消費されるエネルギー [N・mm]
 d_{damper} : 円環が1回転するときのシャフトとシリンダの相対変位 [mm]
 r : 円環の線半径 [mm]
 R : 円環の大半径 [mm]
 $\tan \delta$: 損失正接
 α_i : ヒステリシスロス係数
 μ_n : 材料物性値-1 [N/mm²]
 α_n : 材料物性値-2
 ε_{max} : 引張ひずみ (2.69)式
 ε_{min} : 圧縮ひずみ (2.68)式

(3) ひずみ速度と温度の変化に対する補正係数 K_T

ゴムの温度による応力の変化は、ゴムの温度による弾性率の変化と比例していることが6章の3節5項より、明らかになっている。また、ひずみ速度と温度の変化は既往の研究によって明らかにされている温度と時間の関係^[2.2]を用いることにより、表すことができる。

本項では、ゴムに生じるひずみ速度と温度の変化によって生じる応力の変化について、係数 K_T を用いて補正する方法を提案する。

1) 補正係数 K_T の定義

応力に乗ずる補正係数 K_T は、基準となる温度、速度における弾性率と、求めたい温度、速度における弾性率の比で表すことができる。

$$K_T = \frac{E}{E_{\text{stand}}} \quad (2.77)$$

ここで、 K_T は応力に乗ずる補正係数、 E は求めたい条件での弾性率、 E_{stand} は基準となる温度、速度における弾性率である。

弾性率の一般化 Maxwell モデルについて、4.2.4 項で詳細を示している。ここでは式のみを示す。

$$E = E_{\infty} + \sum_{j=1}^N E_j e^{-\frac{t}{\tau_j}} \quad (2.78)$$

(2.77)式に(2.78)式を代入すると次式が得られる。

$$K_T = \frac{E_{\infty} + \sum_{j=1}^N E_j e^{-\frac{t}{\tau_j}}}{E_{\infty} + \sum_{j=1}^N E_j e^{-\frac{t'}{\tau_j}}} \quad (2.79)$$

E	: 全体の弾性率
E_{∞}	: ダッシュポットをもたない要素の弾性率
E_j	: i 番目の Maxwell モデルにおける弾性率
t	: 任意の温度における時間
t'	: 基準温度における時間
τ_j	: j 番目の緩和時間 $(= \frac{\eta}{E})$

E_j , τ_j の各係数はゴムの種類によって変化する。これらの係数は試験を元に4.4.2項で求め、値を示している。従って、(2.78)は時間 t が定まれば弾性率 E を求めることができる。ゴムにおいて、時間 t は温度と密接な関係がある。4.4.2項で示したひずみ速度と温度の関係を再掲する。

$$\log \alpha_T = \log \frac{t}{t'} = \log \frac{\omega'}{\omega} = \frac{C_1(T - T_R)}{C_2 + (T - T_R)} \quad (2.80)$$

これらの式を t についてまとめると次式が得られる。

$$t = t' \cdot \exp \left\{ \frac{C_1(T - T_R)}{C_2 + (T - T_R)} \right\}$$

もしくは

$$\omega = \omega' \cdot \exp \left\{ -\frac{C_1(T - T_R)}{C_2 + (T - T_R)} \right\} \quad (2.81)$$

α_T	: 時間-温度換算因子
t	: 任意の温度 T [K]における時間
t'	: 基準温度 T_R [K]における時間
ω	: 任意の温度 T [K]における角速度
ω'	: 基準温度 T_R [K]における角速度
C_1	: 係数 (温度が $T_g + 50$ の時, $C_1 = 8.86$)
C_2	: 係数 (温度が $T_g + 50$ の時, $C_2 = 101.6$)
T	: 絶対温度 [K]
T_R	: 基準温度 [K] ($T_R = T_g + 50$)
T_g	: ガラス転移温度 [K]
$\exp\{A\}=e^A$	

(2.81)式によって得られた時間 t と基準となる時間 t' を用いれば、(2.79)式の K_T を求めることができる。

例えば、周期 t_1 、温度 T_1 における補正係数 K_T は、基準となる時間 $t' = t_1$ 、任意の温度 $T = T_1$ を(2.81)式に代入して、温度 T_1 における時間 t を求め、基準となる時間 $t' = t_1$ と、(2.81)式より求めた時間 t を(2.79)式に代入して求めることができる。

2) 補正係数 K_T のまとめ

周期 t_1 、温度 T_1 における応力 σ は補正係数 K_T を用いて表すことができる。

$$\sigma = K_T \cdot \sigma_{T_R} \quad (2.82)$$

$$K_T = \frac{E_\infty + \sum_{j=1}^N E_j e^{-\frac{t}{\tau_j}}}{E_\infty + \sum_{j=1}^N E_j e^{-\frac{t'}{\tau_j}}} \quad (2.79)$$

$$t = t' \cdot \exp\left\{\frac{C_1(T - T_R)}{C_2 + (T - T_R)}\right\}$$

もしくは

$$\omega = \omega' \cdot \exp\left\{-\frac{C_1(T - T_R)}{C_2 + (T - T_R)}\right\} \quad (2.81)$$

σ	: 周期 t_1 、温度 T_1 における応力 [MPa]
K_T	: 補正係数
σ_{T_R}	: 周期 t_1 、基準温度 T_R における応力 [MPa]
E_j	: i 番目の Maxwell モデルにおける弾性率
t	: 任意の温度における時間
t'	: 基準温度における時間
τ_j	: j 番目の緩和時間 $\left(= \frac{\eta}{E}\right)$
t	: 任意の温度 T [K]における時間
t'	: 基準温度 T_R [K]における時間
ω	: 任意の温度 T [K]における角速度
ω'	: 基準温度 T_R [K]における角速度
C_1	: 係数 (温度が $T_g + 50$ の時, $C_1 = 8.86$)
C_2	: 係数 (温度が $T_g + 50$ の時, $C_2 = 101.6$)
T	: 任意の温度 [K]
T_R	: 基準温度 [K] ($T_R = T_g + 50$)
T_g	: ガラス転移温度 [K] (表 4.4.4 参照)
$\exp\{A\}=e^A$	
$t' = t_1$	
$T = T_1$	

(4) まとめ（円環にゴムを用いた場合の転動抵抗力）

円環にゴムを用いた場合の円環ダンパーの減衰力は、(2.83)式で表すことができる。

$$\begin{aligned}
 F_{torus} &= F_{torus_rotation} + F_{rubber_comp} \\
 &= \frac{\pi R}{r} \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left\{ \frac{(R+r)((\alpha_n+1)r-R)\left(\frac{R+r}{R}\right)^{\alpha_n} + R^2}{(\alpha_n+1)(\alpha_n+2)} \right. \\
 &\quad - \frac{4(R+r)((\alpha_n-2)r+2R)\left(\frac{R+r}{R}\right)^{-\frac{\alpha_n}{2}} - 8R^2}{(\alpha_n-4)(\alpha_n-2)} \\
 &\quad - \frac{(R-r)((\alpha_n+1)r+R)\left(\frac{R-r}{R}\right)^{\alpha_n} - R^2}{(\alpha_n+1)(\alpha_n+2)} \\
 &\quad \left. + \frac{4(R-r)((\alpha_n-2)r-2R)\left(\frac{R-r}{R}\right)^{-\frac{\alpha_n}{2}} + 8R^2}{(\alpha_n-4)(\alpha_n-2)} - 3r^2 \right\} \cdot K_T \\
 &\quad \cdot (\tan\delta + \alpha_i) \\
 &\quad + \frac{4}{3} \pi r R K_T (\tan\delta + \alpha_i) \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left[(\varepsilon+1)^{\alpha_n} + 2(\varepsilon+1)^{-\frac{\alpha_n}{2}} + 3 \right]_{\varepsilon_{min}}^{\varepsilon_{max}}
 \end{aligned} \tag{2.83}$$

F_{torus}	: 円環ダンパーの減衰力 [N]
$F_{torus_rotation}$: 円環のリング方向の引張による転動抵抗力 [N]
F_{rubber_comp}	: ゴムの圧縮によって付加される転動抵抗力 [N]
R	: 円環の大半径 [mm]
r	: 円環の線半径 [mm]
μ_n	: 材料物性値-1 [N/mm ²]
α_n	: 材料物性値-2
K_T	: 補正係数 (2.79)式
$\tan\delta$: 損失正接
α_i	: ヒステリシスロス係数
ε_{max}	: 引張ひずみ (2.69)式
ε_{min}	: 圧縮ひずみ (2.68)式

2.5.3. 接触部にゴムを介在させる場合に付加される転動抵抗力

円環に錫や鉛を用いた場合、転動抵抗力よりも接線転動力（摩擦力）が大きくなることがある。これを回避する手段としてすべり止めを用いる方法が考えられる。本研究ではすべり止めに耐候性に優れた天然ゴムを用いている。すべり止めを用いた円環ダンパーの模式図を図 2.5.21 に示す。

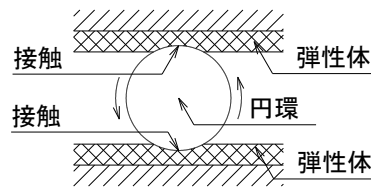


図 2.5.21 シャフトやシリンダにゴム板を貼付した円環ダンパーの模式図

シャフトやシリンダから円環に対して垂直力を加えると、ヤング率の小さなゴムが先行して変形する。シャフトとシリンダの間に相対変位が生じると、円環の転動に併せてシャフトやシリンダの接触部が移動する。これはゴムの変形部が移動することを意味している。この時のゴムと円環の関係を図 2.5.22 に示す。

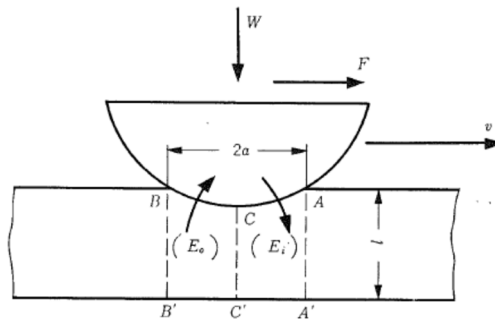


図 2.5.22 ゴム板と円環の関係^[2.4]

円環の転動と共にゴムの変形部が移動するという事は、円環の転動する前方ではゴムの圧縮に伴いゴムにエネルギーが蓄積されており、円環の転動する後方ではゴムの圧縮が開放されてエネルギーがゴムから戻ってきている。理想的な弾性材料であれば、蓄積されるエネルギーと戻ってくるエネルギーは釣り合うため、ゴムの変形に伴う付加的な転動抵抗力はない。しかし、ゴムにもヒステリシスロスが存在する。図 2.5.23 に既往の研究^[2.5]によって報告されている天然ゴムの圧縮試験の結果を示す。

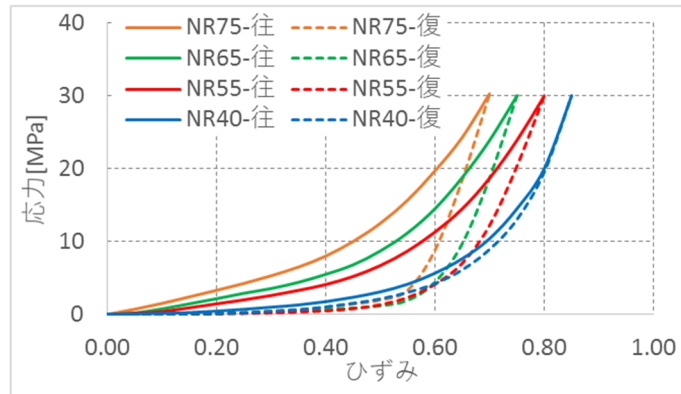


図 2.5.23 天然ゴムのヒステリシスロス^[2.5]

図の凡例において、「NR」は天然ゴムを示しており、続く数字は硬度を示している。ハイフンの後の「往」は加力される過程を示し、「復」は除荷される過程を示している。図より硬度が高いほど載荷時と除荷時の応力の差が大きいことが分かる。変形に必要な単位体積当たりのひずみエネルギーを W_{if} 、蓄積された単位体積当たりのひずみエネルギーを W_{ir} とおくと、ヒステリシスロス係数 α_i は変形に必要なひずみエネルギーと蓄積されたひずみエネルギーの比で表すことができる。

$$\alpha_i = \frac{(W_{if} - W_{ir})}{W_{if}} \quad (2.84)$$

ゴムのひずみエネルギー関数を U とおくと、転動の際にゴムによって付加される転動抵抗は、 U を単位移動距離 $4a$ で除して求めることができる。

$$F_{rubberhystloss} = \alpha_i \cdot \frac{U}{4a} \quad (2.85)$$

- $F_{rubberhystloss}$: ゴムによって付加される転動抵抗力 [N]
 α_i : ゴムのヒステリシスロス係数
 U : ゴムのひずみエネルギー関数 [N・mm]
 a : 接触部長さの 1/2 [mm]

円環とシャフト及びシリンダの接触部は、平面に円柱が接触している状態と同様と考えることができる。弾性材料の平面と円柱の接触問題はヘルツによって式が示されている。接触部の長さ a と円環に対するシャフト側の垂直力とシリンダ側の垂直力の平均値 W の関係は(2.86)式^[2.6]で表すことができる。

$$2a = 2 \sqrt{\frac{8W}{\pi \sum \rho l_{eff}} \cdot 0.5 \left\{ \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right\}} \quad (2.86)$$

- W : シャフト側とシリンダ側の垂直力の平均値 [N]
 ρ : 曲率 ($\rho = \rho_1 + \rho_2$) [mm^{-1}]
 l_{eff} : シャフト側とシリンダ側の接触長さの平均 [mm]
 a : 接触幅の 1/2 [mm]
 ν_1, ν_2 : 接触する材料のポアソン比^{[2.7][2.8][2.9]}
 (錫=0.33, 鉛=0.44, ゴム=0.49)
 E_1, E_2 : 接触する材料のヤング率 [MPa]^{[2.7][2.8][2.9]}
 (錫=41-53GPa, 鉛=16-18GPa, ゴム=10MPa)

この式をシャフト側とシリンダ側の垂直力の平均値 W についてまとめると、

$$W = \frac{\pi \sum \rho l_{eff} \cdot a^2}{4 \left\{ \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right\}} \quad (2.87)$$

となる。金属とゴムの接触を検討する場合、金属のヤング率はゴムより 1000 倍程度異なるため、弾性変形のほとんどはゴムに集中する。 $1 - \nu_1^2/E_1$ をゴムの項とすると、 $1 - \nu_2^2/E_2$ の項は 1/1000 以下であり、後半の項を削除しても計算結果に影響は殆ど無い。

円環ダンパーでは $\sum \rho=1/r$ とすることができ、 l_{eff} に $2\pi R$ を用いると(2.87)式は次式のように表すことができる。

$$W = \frac{\pi^2 R E_1 \cdot a^2}{2r(1 - \nu_1^2)} \quad (2.88)$$

接触部の長さ a は、円環のゴムシートへのめり込み深さを t_{push} とおくと、幾何学的な関係より次式で表すことができる。

$$a = \sqrt{2rt_{push} - t_{push}^2} \quad (2.89)$$

ところで、円環ダンパーのシャフトやシリンダに貼付するゴムシートの厚みは有限で、本研究では2~4[mm]のシートを貼付している。一方、(2.88)式はゴムの厚みを無限と仮定している。ゴムの厚みが小さい場合、応力の分布に差異が生じることが考えられることから、(2.88)式に係数 β を乗じる。係数 β の詳細は5章で検討する。

$$W = \beta \cdot \frac{\pi^2 R E_1 \cdot a^2}{2r(1 - \nu_1^2)} \quad (2.90)$$

W	: シャフト側とシリンダ側の垂直力の平均値 [N]
β	: ゴムの厚さとめり込み深さに応じて乗じる係数
R	: 円環の大半径 [mm]
E_1	: ゴムのヤング率 [MPa] ^[2.7] (=10MPa)
a	: 接触幅の 1/2 [mm]
r	: 円環の線半径 [mm]
ν_1	: ゴム料のポアソン比 ^[2.7] (=0.49)

円環とゴムの接触面における応力分布は楕円分布になる。このとき、最大値応力 σ_{max} とシャフト側とシリンダ側の垂直力の平均値 W の間には次式の関係がある。

$$\sigma_{max} = \frac{4W}{\pi A} = \frac{W}{\pi^2 a R} \quad (2.91)$$

このときに生じるひずみは,

$$\varepsilon_{max} = \frac{\sigma_{max}}{E_1} = \frac{W}{\pi^2 a R E_1} \quad (2.92)$$

最大値応力 σ_{max} におけるひずみエネルギー U_0 は,

$$\begin{aligned} U_0 &= \sigma_{max} \cdot \varepsilon_{max} \\ &= \left(\frac{W}{\pi^2 a R} \right)^2 \cdot \frac{1}{E_1} \\ &= \frac{\beta^2 a E_1}{4r^2(1 - \nu_1^2)^2} \end{aligned} \quad (2.93)$$

接触部の応力は U_0 と a を頂点とする楕円分布であることから,

$$\begin{aligned} \left(\frac{x}{a} \right)^2 + \left(\frac{y}{U_0} \right)^2 &= 1 \\ y &= \frac{U_0}{a} \sqrt{a^2 - x^2} \end{aligned} \quad (2.94)$$

が成り立つ。ゴム全体のひずみエネルギーは y を $-a$ から a まで積分し、ゴムの接触長さ $2\pi R$ と接触面の数 (=2, シャフトとシリンダの2面) を乗じて求めることができる。

$$\begin{aligned} U &= 2 \cdot 2\pi R \int_{-a}^a y \, dx \\ &= \frac{8\pi R}{a} U_0 \int_0^a \sqrt{a^2 - x^2} \, dx \\ &= \frac{4\pi R}{a} U_0 \left[x\sqrt{a^2 - x^2} + a^2 \tan^{-1} \left(\frac{x}{\sqrt{a^2 - x^2}} \right) \right]_0^a \\ &= 2\pi^2 a R U_0 \\ &= \frac{\beta^2 \pi^2 a^2 R E_1}{2(1 - \nu_1^2)^2} \end{aligned} \quad (2.95)$$

(2.85)式に(2.95)式を代入すると次式が得られる。

$$\begin{aligned}
 F_{rubberhysloss} &= \alpha_i \cdot \frac{U}{4a} \\
 &= \alpha_i \cdot \beta^2 \cdot \frac{\pi^2 a R E_1}{8(1 - \nu_1^2)^2} \\
 &= \alpha_i \cdot \beta^2 \cdot \frac{\pi^2 R E_1 \sqrt{2rt_{push} - t_{push}^2}}{8(1 - \nu_1^2)^2}
 \end{aligned}
 \tag{2.96}$$

- $F_{rubberhysloss}$: ゴムによって付加される転動抵抗力 [N]
 α_i : ゴムのヒステリシスロス係数
 β : ゴムの厚さとめり込み深さに応じて乗じる係数
 R : 円環の大半径 [mm]
 E_1 : ゴムのヤング率 [MPa]^[2.7]
 (=10MPa)
 r : 円環の線半径 [mm]
 t_{push} : ゴムのめり込み深さ [mm]
 ν_1 : ゴム料のポアソン比^[2.7]
 (=0.49)

$$F_{torus} = F_{torus_rotation} + F_{rubberhysloss}$$

$$= \frac{2\pi R\sigma_y}{r_{roll}} \left(R^2 \text{asin} \left(\frac{r}{R} \right) - r\sqrt{R^2 - r^2} \right) + \alpha_i \cdot \beta^2 \cdot \frac{\pi^2 R E_1 \sqrt{2rt_{push} - t_{push}^2}}{8(1 - \nu_1^2)^2} \quad (2.97)$$

F_{torus}	: 円環の転動によって生じる抵抗力の総和 [N]
$F_{torus_rotation}$: 円環の転動抵抗力 [N]
$F_{rubberhysloss}$: ゴムによって付加される転動抵抗力 [N]
R	: 円環の大半径 [mm]
σ_y	: ひずみ速度・温度依存性を考慮した降伏応力 [MPa]
r_{roll}	: すべり止め材も含めた線半径 [mm]
r	: 円環の線半径 [mm]
α_i	: ゴムのヒステリシスロス係数
β	: ゴムの厚さとめり込み深さに応じて乗じる係数
E_1	: ゴムのヤング率 [MPa] ^[2.7] (=10MPa)
t_{push}	: ゴムのめり込み深さ [mm]
ν_1	: ゴムのポアソン比 ^[2.7] (=0.49)

2.5.4. 接触部に噛み合いを用いる場合に付加される転動抵抗力

円環に錫や鉛を用いた場合、転動抵抗力よりも接線転動力（摩擦力）が大きくなることがある。これを回避する手段として噛み合いを用いる方法が考えられる。歯車やねじの場合、接触する2つの物体に予め噛み合いの溝が設けられているが、円環ダンパーの噛み合いでは円環に溝を予め設けていない。噛み合い型の円環には錫や鉛を用いており、これらの材料はシャフトやシリンダに用いている鋼製のねじと比較して、引張強さが10倍以上小さい。このため、円環にねじを押しつけると、円環が局所的に塑性変形し、容易に溝を形成することができる。本報で報告する円環ダンパーはこの噛み合いを利用している。噛み合いを用いた円環ダンパーの模式図を図 2.5.24 に示す。

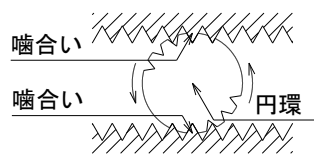


図 2.5.24 噛み合いを用いた接触部の接線転動力伝達機構

噛合いを形成しながら転動する場合、円環が転動する際に生じる力は、円環の転動抵抗力と円環の局所的な塑性変形に伴う抵抗力の総和になる。この関係を(2.98)式に示す。

$$F_{torus} = F_{torus_rotation} + F_{plastic_deformation} \quad (2.98)$$

F_{torus} : 円環の転動によって生じる抵抗力の総和 [N]
 $F_{torus_rotation}$: 円環の転動抵抗力 [N]
 $F_{plastic_deformation}$: 円環の塑性変形によって付加される
 転動抵抗力 [N]

円環の塑性変形によって付加される転動抵抗力 $F_{plastic_deformation}$ は、円環がねじによって押し込まれる（塑性変形する）時の力（垂直抗力）と円環の中心からの距離の積を、円環とねじの接触部から円環中心までの距離で除したもので表すことができる。

$$F_{plastic_deformation} = \frac{\sum N_i L_i}{D} \quad (2.99)$$

$F_{plastic_deformation}$: 円環の塑性変形によって付加される
 転動抵抗力 [N]
 N_i : i 番目のねじに生じている垂直抗力 [N]
 L_i : i 番目のねじの頂点から円環中心
 までの水平距離 [mm]
 D : ねじの隙間 [mm]

円環は塑性材料であることから、ねじが円環にめり込むことによって生じる垂直抗力は、めり込みによって生じるくぼみの表面積に比例する。この原理は硬さを図る際に用いられており、例えば、ビッカース硬さ試験^[2.10]などが参考になる。ビッカース硬さ試験における硬さと試験力の関係は次の式^[2.10]で示される。

$$HV = \frac{F}{GA} \quad (2.100)$$

HV : ビッカース硬さ
 F : 試験力 [N]
 G : 重力加速度 (=9.80665) [m/s²]
 A : くぼみの表面積 [mm²]

なお、(2.99)式における N_i と(2.100)式における F は同じ力を指している。この関係式より、円環の材料のビッカース硬さ HV とくぼみの表面積が分かれば、ねじが円環にめり込む抵抗力を求めることができる。円環とねじのめり込みは圧子角度が異なることから HV と誤差が生じることが考えられる。そこで HV を H_{torus} に置き換えて示すこととするが、(2.100)式の関係が成り立つことに変わりはない。これらの関係を(2.98)式に代入してまとめると次のようにまとめることができる。

$$F_{torus} = F_{torus_rotation} + F_{plastic_deformation}$$

$$= \frac{2\pi R \sigma_y}{r_{roll}} \left(R^2 \arcsin\left(\frac{r}{R}\right) - r \sqrt{R^2 - r^2} \right) + \frac{H_{torus} \cdot G}{D} \sum A_i L_i \quad (2.101)$$

F_{torus}	: 円環の回転によって生じる抵抗力の総和 [N]
$F_{torus_rotation}$: 円環の回転抵抗力 [N]
$F_{plastic_deformation}$: 円環の塑性変形によって付加される 回転抵抗力 [N]
R	: 円環の大半径 [mm]
σ_y	: ひずみ速度・温度依存性を考慮した降伏応力 [MPa]
r_{roll}	: すべり止め材も含めた線半径 [mm]
r	: 円環の線半径 [mm]
H_{torus}	: 円環とねじの関係における硬さ
G	: 重力加速度 [m/s ²]
D	: ねじの隙間 [mm]
A_i	: i 番目のくぼみ表面積 [mm ²]
L_i	: i 番目のねじの頂点から円環中心 までの水平距離 [mm]

くぼみの表面積 A_i はねじの形状と円環の形状の幾何学的な関係から求めることができる。まず初めに、円環表面の任意の座標について検討する。円環の回転する方向を x 軸とおいた場合の xz 平面の任意の座標について考える。円環の大円の半径を R 、線径中心からの距離を r 、線径中心と円環の最も外側の点とを結んだ直線からの角度を p とおくと、 x, z 座標は、

$$x = r \cdot \sin p \quad (2.102)$$

$$z = R + r \cdot \cos p \quad (2.103)$$

で表すことができる。同様に xy 平面について検討する。

$$y = R + r \cdot \cos p \quad (2.104)$$

円環は(2.102)式～(2.104)式を x 軸周りに回転させたものである。 z 軸からの角度を t とおくと、

$$x = r \cdot \sin p \quad (2.105)$$

$$y = (R + r \cdot \cos p) \sin t \quad (2.106)$$

$$= R \sin t + r \cdot \cos p \sin t$$

$$z = (R + r \cdot \cos p) \cos t \quad (2.107)$$

$$= R \cos t + r \cdot \cos p \cos t$$

円環の座標は(2.105)式～(2.107)式で表すことができる。この3式から p, t を消去すると、

$$x^2 + \left(\sqrt{y^2 + z^2} - R \right)^2 = r^2 \quad (2.108)$$

R : 円環の大半径 [mm]

r : 円環の線半径 [mm]

が得られる。(2.108)式より円環表面の座標は、円環の大円の半径を R と、線径中心からの距離を r によって定めることができると言える。

次に、ねじ表面の任意の座標について検討する。円環と同様、円環が転動する方向を x 軸と置いた場合について考える。ねじの外径を d 、任意の位置での直径を d_x 、ねじのピッチを s 、ねじの山の角度を β 、 x 軸からねじの軸心までの距離を h 、ねじの軸心が $z = 0$ を通ると仮定し、ねじ断面 (yz 平面) における中心と $z = d/2$ を通る直線からの角度を α とおくと、 y, z 座標は、

$$y = \frac{d_x}{2} \cos \alpha \quad (2.109)$$

$$z = R + \frac{d_x}{2} \sin \alpha \quad (2.110)$$

(2.109)式と(2.110)式から α を消すと、次式が得られる。

$$(y-h)^2 + z^2 = \left(\frac{d_x}{2}\right)^2 \quad (2.111)$$

x の関数はねじの山と谷において急に変化する。そこで、谷から山の範囲と、山から谷の範囲の二つの範囲に分けて考える。

$$n \cdot s + b \leq x < \frac{2n+1}{2}s + b \text{ のとき} \quad (2.112)$$

$$d_x = -(x+b)\cos\beta + \frac{d}{2} + n \cdot s \cdot \cos\beta$$

$$\frac{2n+1}{2} \cdot s + b \leq x < (n+1)s + b \text{ のとき} \quad (2.113)$$

$$d_x = (x+b)\cos\beta + \frac{d}{2} - (n+1)s \cdot \cos\beta$$

なお、 n は x/s の商で、整数ある。(2.111)式に(2.112)式と(2.113)式を代入してまとめると、ねじ表面の座標を求めることができる。

$$n \cdot s + b \leq x < \frac{2n+1}{2}s + b \text{ のとき} \quad (2.114)$$

$$(y-h)^2 + z^2 = \frac{1}{4} \left\{ -(x+b)\cos\beta + \frac{d}{2} + n \cdot s \cdot \cos\beta \right\}^2$$

$$\frac{2n+1}{2} \cdot s + b \leq x < (n+1)s + b \text{ のとき} \quad (2.115)$$

$$(y-h)^2 + z^2 = \frac{1}{4} \left\{ (x+b)\cos\beta + \frac{d}{2} - (n+1)s \cdot \cos\beta \right\}^2$$

h	: x 軸からねじの軸心までの距離 [mm]
b	: y 軸からねじの始点までの距離 [mm]
β	: ねじの山の角度
d	: ねじの外径 [mm]
n	: x/s の商
s	: ねじのピッチ [mm]

くぼみ表面積 A_i は、円環の表面の座標を示す(2.108)式と、ねじの表面の座標を示す(2.114)式及び(2.115)式の交わる曲線に囲まれたねじの表面積である。

2.5.5. 力学モデルのまとめ

円環ダンパーの力学モデルは、円環にゴムを用いる場合と、円環に金属材料を用いる場合に大きく分けることができる。さらに、円環に金属を用いる場合、円環とシャフトやシリンダの間の接線抵抗力（摩擦力）が不足することがあるため、接線抵抗力を大きくするためにゴムを介在させる方法や、噛合いを利用する方法が考えられる（図 2.5.25 参照）。本節ではこれらの力学モデルについて幾何学的な関係から検討を行い、理論式を構築した。構築した理論式を以下にまとめる。

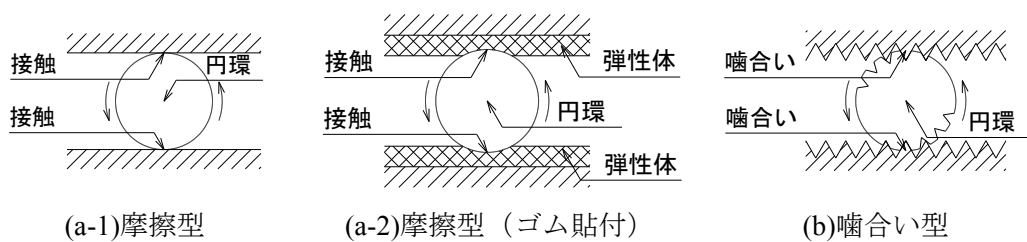


図 2.5.25 接触部の接線転動力伝達機構

円環を確実に回転させるためには、常に接線転動力が転動抵抗力を上回っている必要がある。また、円環のせん断抵抗力が転動抵抗力よりも大きくなってはならない。円環の転動抵抗力を $F_{torus_rotation}$ 、円環とシャフトの接触部における接線転動力を $F_{contact1}$ 、円環とシリンダの接触部における接線転動力を $F_{contact2}$ 、円環のせん断抵抗力を F_{shear} とおくと、

$$F_{torus_rotation} < F_{contact1} \quad (2.7)$$

かつ

$$F_{torus_rotation} < F_{contact2} \quad (2.8)$$

かつ

$$F_{torus} < F_{shear} \quad (2.9)$$

上の式が成り立つ場合、円環が回転する。この時の円環の回転によって生じる抵抗力の総和 F_{torus} は円環の材料や接触部の条件に応じて、(1)～(4)の式で示すことができる。

(1) 円環にゴムを用いる場合

$$F_{torus} = F_{torus_rotation} + F_{rubber_comp}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\pi R}{r} \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left\{ \frac{(R+r)((\alpha_n+1)r-R)\left(\frac{R+r}{R}\right)^{\alpha_n} + R^2}{(\alpha_n+1)(\alpha_n+2)} \right. \\
 &\quad - \frac{4(R+r)((\alpha_n-2)r+2R)\left(\frac{R+r}{R}\right)^{-\frac{\alpha_n}{2}} - 8R^2}{(\alpha_n-4)(\alpha_n-2)} \\
 &\quad - \frac{(R-r)((\alpha_n+1)r+R)\left(\frac{R-r}{R}\right)^{\alpha_n} - R^2}{(\alpha_n+1)(\alpha_n+2)} \\
 &\quad \left. + \frac{4(R-r)((\alpha_n-2)r-2R)\left(\frac{R-r}{R}\right)^{-\frac{\alpha_n}{2}} + 8R^2}{(\alpha_n-4)(\alpha_n-2)} - 3r^2 \right\} \cdot K_T \\
 &\quad \cdot (\tan\delta + \alpha_i) \\
 &\quad + \frac{4}{3} \pi r R (\tan\delta + \alpha_i) \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left[(\varepsilon+1)^{\alpha_n} + 2(\varepsilon+1)^{-\frac{\alpha_n}{2}} + 3 \right]_{\varepsilon_{min}}^{\varepsilon_{max}}
 \end{aligned} \tag{2.83}$$

F_{torus}	: 円環ダンパーの減衰力 [N]
$F_{torus_rotation}$: 円環のリング方向の引張による転動抵抗力 [N]
F_{rubber_comp}	: ゴムの圧縮によって付加される転動抵抗力 [N]
R	: 円環の大半径 [mm]
r	: 円環の線半径 [mm]
μ_n	: 材料物性値-1 [N/mm ²]
α_n	: 材料物性値-2
K_T	: 補正係数 (2.79)式
$\tan\delta$: 損失正接
α_i	: ヒステリシスロス係数
ε_{max}	: 引張ひずみ (2.69)式
ε_{min}	: 圧縮ひずみ (2.68)式

(2) 円環に金属材料を用いる場合

精算式

$$F_{torus_rotation} = \frac{2\pi R\sigma_y}{r_{roll}} \left(R^2 \operatorname{asin} \left(\frac{r}{R} \right) - r\sqrt{R^2 - r^2} \right) \quad (2.33)$$

略算式

$$F_{torus_rotation} = \frac{4}{3r_{roll}} \pi r^3 \sigma_y \quad (2.37)$$

$F_{torus_rotation}$: 円環の転動抵抗力 [N]
R	: 円環の大半径 [mm]
σ_y	: ひずみ速度・温度依存性を考慮した降伏応力 [MPa]
r_{roll}	: すべり止め材も含めた線半径 [mm]
r	: 円環の線半径 [mm]

(3) 円環に金属材料を用い、接触部にゴムを介在させる場合

$$F_{torus} = F_{torus_rotation} + F_{rubberhysloss}$$

$$= \frac{2\pi R\sigma_y}{r_{roll}} \left(R^2 \operatorname{asin} \left(\frac{r}{R} \right) - r\sqrt{R^2 - r^2} \right) + \alpha_i \cdot \beta^2 \cdot \frac{\pi^2 R E_1 \sqrt{2rt_{push} - t_{push}^2}}{8(1 - \nu_1^2)^2} \quad (2.97)$$

F_{torus}	: 円環の転動によって生じる抵抗力の総和 [N]
$F_{torus_rotation}$: 円環の転動抵抗力 [N]
$F_{rubberhysloss}$: ゴムによって付加される転動抵抗力 [N]
R	: 円環の大半径 [mm]
σ_y	: ひずみ速度・温度依存性を考慮した降伏応力 [MPa]
r_{roll}	: すべり止め材も含めた線半径 [mm]
r	: 円環の線半径 [mm]
α_i	: ゴムのヒステリシスロス係数
β	: ゴムの厚さとめり込み深さに応じて乗じる係数
E_1	: ゴムのヤング率 [MPa] ^[2.7] (=10MPa)
t_{push}	: ゴムのめり込み深さ [mm]
ν_1	: ゴムのポアソン比 ^[2.7] (=0.49)

(4) 円環に金属材料を用い、接触部に噛合いを用いる場合

$$F_{torus} = F_{torus_rotation} + F_{plastic_deformation}$$
$$= \frac{2\pi R\sigma_y}{r_{roll}} \left(R^2 \arcsin\left(\frac{r}{R}\right) - r\sqrt{R^2 - r^2} \right) + \frac{H_{torus} \cdot G}{D} \sum A_i L_i \quad (2.101)$$

F_{torus}	: 円環の回転によって生じる抵抗力の総和 [N]
$F_{torus_rotation}$: 円環の回転抵抗力 [N]
$F_{plastic_deformation}$: ゴムによって付加される回転抵抗力 [N]
R	: 円環の大半径 [mm]
σ_y	: ひずみ速度・温度依存性を考慮した降伏応力 [MPa]
r_{roll}	: すべり止め材も含めた線半径 [mm]
r	: 円環の線半径 [mm]
H_{torus}	: 円環とねじの関係における硬さ
G	: 重力加速度 [m/s ²]
D	: ねじの隙間 [mm]
A_i	: i 番目のくぼみ表面積 [mm ²]
L_i	: i 番目のねじの頂点から円環中心 までの水平距離 [mm]

2.6. まとめ

本章では円環を用いたダンパーの原理と構成を示し、構成によって異なる力学モデルについてそれぞれ述べた。得られた主要な内容は以下の通りである。

2.2 節では円環ダンパーの原理と構成について、2.3 節では円環ダンパーの特徴について示した。円環ダンパーは円環が転動するときを生じる中心軸を中心に内側と外側が順次入れ替わる現象を主な減衰機構として用いたダンパーである。円環という単純な材料をシャフト、シリンダという単純な構成で転動させるダンパーであることから、①製作が容易でコストが安い、②減衰力を任意に設定できるという、既往のダンパーよりも優れた特徴を有している。円環ダンパーの構成として、本研究では標準的なパイプ状の部材を用いたものと、シャフトやシリンダにねじを用いたものを提案した。また、円環ダンパーは無限転動機構であるため、長いストロークに対応できる大きな可能性を有している。

2.5 節では円環ダンパーの力学モデルについて示した。円環ダンパーの力学モデルは、円環にゴムを用いる場合と、円環に金属材料を用いる場合に大きく分けることができる。さらに円環に金属を用いる場合、円環とシャフトやシリンダの間の接線抵抗力（摩擦力）が不足することがあるため、接線抵抗力を大きくするためにゴムを介在させる方法や、噛合いを利用する方法が考えられる。2.5 節ではこれらの力学モデルについて幾何学的な関係から検討を行い、新しい理論式を構築した。これらの理論式の導出過程は各項に示している他、2.5.5 項に結論だけを抜粋してまとめた。

ここで提案した理論式と試験値の整合性や、数値解析値との整合性に関しては、3 章から 6 章において検討する。

参考文献

- [2.1] 本多元貴，円環の回転を利用したダンパーのエネルギー吸収材料に関する基礎的研究，東京大学 2014 年度修士論文，2015 年 1 月
- [2.2] 鈴木亨ら，錫プラグ入り積層ゴム免震装置（S n R B）の開発，三井住友建設技術研究所報告，第 3 号，pp165-172，2005
- [2.3] Mech D&A Nexs vol.2005-3，【特集】粘弾性材料解析における諸問題，メカニカルデザイン，2005
- [2.4] 田中久一郎，摩擦のおはなし，一般財団法人日本規格協会，p68，1985 年 3 月
- [2.5] 丸山健司，力学試験と熱分析による緩衝ゴムの性能評価及び材料設計についての検討，東京都市大学，修士論文，p6，2007 年 3 月
- [2.6] J.ブレンドライン/P.エッシュマン/L.ハスバルゲン/K.ワイガンド，転がり軸受実用ハンドブック，pp96-114，株式会社工業調査会，1996 年
- [2.7] 丸山健司，力学試験と熱分析による緩衝ゴムの性能評価及び材料設計についての検討，東京都市大学，修士論文，p6，2007 年 3 月
- [2.8] 構造解析のための有限要素法実践ハンドブック，非線形 CAE 協会，p250，2006 年
- [2.9] 鉛ハンドブック 改訂版，p65，日本鋳業協会 鉛亜鉛需要開発センター，1992 年
- [2.10] JIS Z 2244 : 2009 ビッカース硬さ試験-試験方法，日本工業規格，2009

3 章 錫・鉛の性質

3章 錫・鉛の性質

3.1. はじめに

金属は大きく3種類に分類できる。これは「ベースメタル」、「プレシャスメタル」、「レアメタル」である。ベースメタルは鉄や銅、アルミニウム、亜鉛、錫、鉛などで、比較的埋蔵量が多く、産業用金属材料として用いられるほか、日用品に至るまで幅広く利用されている。プレシャスメタルは貴金属を指しており、金、銀、プラチナなどで、比較的埋蔵量が少なく、宝飾品に用いられるほか、産業用にも利用されている。レアメタルは名前が示す通り希少金属で、希土類元素を含む47元素の総称である。

本研究に用いる錫や鉛はベースメタルに分類されるごく一般的な金属であり、豊富な埋蔵量があるように思えるが、希少であると感じている金属よりも埋蔵量が少ないこともある。表 3.1.1 は地表から16kmまでの元素の質量百分率を示した数で、一般的に「クラーク数」と呼ばれている。

表 3.1.1 主な元素のクラーク数^[3.1]

順位	元素	クラーク数	順位	元素	クラーク数
1	O	49.5	24	Ni	0.010
2	Si	25.8	25	Zn	8×10^{-3}
3	Al	7.56	26	Cu	7×10^{-3}
4	Fe	4.70	27	W	6×10^{-3}
5	Ca	3.39	<u>31</u>	<u>Sn</u>	<u>4×10^{-3}</u>
6	Na	2.63	<u>36</u>	<u>Pb</u>	<u>1.5×10^{-3}</u>
7	K	2.40	37	Mo	1.3×10^{-3}
8	Mg	1.93	53	U	4×10^{-4}
10	Ti	0.46	65	Hg	2×10^{-5}
12	Mn	0.09	69	Ag	1×10^{-5}
21	Cr	0.02	74	Pt	5×10^{-7}
23	V	0.015	75	Au	5×10^{-7}

表より、元素の多い順に、酸素、ケイ素、アルミニウム、鉄、カルシウム、ナトリウム、カリウム、マグネシウムであり、この8元素で約98%を占めている。錫や鉛をはじめとするこれ以外の元素はすべてを合わせても2%程度しかなく、存在量はわずかである。錫は31番目：0.004%であり、鉛は36番目：0.0015%である。一般的に希少と思われるチタニウム (Ti) やクローム (Cr)、バナジウム (V)、ニッケル (Ni)、タングス

テン (W) よりも少ない。これは産出のしやすさによる影響が大きい。錫や鉛は比較的算出しやすく、精錬も容易であることから、希少性を感じにくいと思われる。

本研究に用いる錫や鉛はごく一般的な金属であるが、その用途は一般的にあまり知られていない。錫は「はんだ」や「ぶりき」に用いられており、これらで国内消費量の70～80%^[3.1]を占める。鉛は蓄電池に多く用いられており、その割合は国内消費量の85%^[3.2]に達している。

錫や鉛について周期表 (図 3.1.1) を見ると、炭素族の列に縦に並んでいる。原子番号50番が錫、82番が鉛である。同じ炭素族に並んでいることから、錫と鉛は似た性質を有している。例えば、金属の中では融点が高い (錫: 232°C, 鉛 328°C)、金属の中では引張強さが小さい (錫: 17.0MPa, 鉛: 17.6MPa)、延性に富むなどである。

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	1 H 水素																	2 He ヘリウム
2	3 Li リチウム	4 Be ベリリウム											5 B ホウ素	6 C 炭素	7 N 窒素	8 O 酸素	9 F フッ素	10 Ne ネオン
3	11 Na ナトリウム	12 Mg マグネシウム											13 Al アルミニウム	14 Si ケイ素	15 P リン	16 S 硫黄	17 Cl 塩素	18 Ar アルゴン
4	19 K カリウム	20 Ca カルシウム	21 Sc スカンジウム	22 Ti チタン	23 V バナジウム	24 Cr クロム	25 Mn マンガン	26 Fe 鉄	27 Co コバルト	28 Ni ニッケル	29 Cu 銅	30 Zn 亜鉛	31 Ga ガリウム	32 Ge ゲルマニウム	33 As ヒ素	34 Se セレン	35 Br 臭素	36 Kr クリプトン
5	37 Rb ルビジウム	38 Sr ストロンチウム	39 Y イットリウム	40 Zr ジルコニウム	41 Nb ニオブ	42 Mo モリブデン	43 Tc テクネチウム	44 Ru ルテチウム	45 Rh ロジウム	46 Pd パラジウム	47 Ag 銀	48 Cd カドミウム	49 In インジウム	50 Sn スズ	51 Sb アンチモン	52 Te テルル	53 I ヨウ素	54 Xe キセノン
6	55 Cs セシウム	56 Ba バリウム	57-71 ラランタイド	72 Hf ハフニウム	73 Ta タンタル	74 W tungsten	75 Re レニウム	76 Os オスマニウム	77 Ir イリジウム	78 Pt 白金	79 Au 金	80 Hg 水銀	81 Tl タリウム	82 Pb 鉛	83 Bi ビスマス	84 Po ポロニウム	85 At アスタチン	86 Rn ラドン
7	87 Fr フランシウム	88 Ra ラジウム	89-103 アクチノイド	104 Rf ラファエル	105 Db ドブニウム	106 Sg シーボグム	107 Bh ブヘリウム	108 Hs ヘンリヒウム	109 Mt ミーテネウム									

図 3.1.1 周期表

3章及び5章では錫や鉛の特徴である高い塑性変形能力や低い降伏点などを生かす得る円環を作成し、円環に連続的な塑性変形を与えることによって、エネルギーを吸収し、減衰力を発揮することを考えている。錫や鉛を用いた円環ダンパーに関しては5章で詳細を述べる。

本章では錫や鉛の性質を既往の研究や書籍より明らかにした上で、材料試験を通してその性能の確認を行っている。以下に本章の各節における内容を記す。

3.2節では錫の歴史や用途, 需要, 特性について調査する。

3.3節では鉛の歴史や用途, 需要, 特性について調査する。

3.4節では錫と鉛の性質についてまとめる。

3.2. 錫

3.2.1. 錫の歴史

錫は銅との合金である「青銅」として非常に古くから用いられており、その始まりは紀元前 3000 年頃からである。錫は人類が使用した最古の金属の一つであり、使用の過程には長い歴史がある。錫が人類にとって最古の金属である理由は、引張強さが低く、かつ融点が低いことから加工しやすかったためと考えられる。紀元前 1600 年頃には中国でも青銅器に多くの錫を使用していた。日本では弥生時代（紀元前 5～3 世紀頃）になって青銅器が使われ始めた。青銅器は銅（Cu）と錫（Zn）の含有割合によって用途が異なっており、砲金では錫の含有率 10%程度、寺院の鐘では錫の含有率 15～25%程度、鏡では錫の含有率 30%程度であった。

青銅以外では、めっきとして多く用いられた。鉄に錫めっきしたものは「ぶりき」と呼ばれており、金属製の食器などの防錆材として用いられた。ぶりきの歴史も古く、紀元前 320 年頃に存在したいわれている。以降、錫めっきは多用され、17 世紀初めに造られたドイツの錫めっき工場には 8 万人もの工員が働いていた。以降、錫は鉄よりもイオン化傾向が小さく液体であっても溶出しにくいことから、食品の保存に用いる缶（缶詰）に多く利用されている。

近年では、錫（Sn）と鉛（Pb）の合金である「はんだ」（Sn：63%，Pb：37%，融点：184℃）がエレクトロニクス分野に多く用いられてきた。しかし、EU において 2006 年 7 月から鉛を用いたはんだの使用が全面禁止となり、自動車などの一部用途（エンジン等の接合部）を除いて、いわゆる鉛フリーはんだが使用されるようになってきている。鉛フリーはんだでは Sn-Ag-Cu 系（Sn：96.5%）を主体に、Sn-Zn 系（Sn：91.0%）、Sn-Sb 系（Sn：99.0%）などが使用されている。その他に、青銅鋳物や軸受合金などに用いられている。

国内の使用割合^[3.2]は、はんだ 50～60%，ぶりき 20%，その他 20～30%程度である。

表 3.2.1 錫の歴史^[3.3]

紀元前 3000 年頃	メソポタミア，エジプトなどで青銅器時代
紀元前 1600 年頃	北欧，中国で青銅器を使用
紀元前 1800～1500 年頃	エジプト王朝で錫の酒器を使用
紀元前 5～3 世紀頃	日本の弥生時代。青銅器を使用
紀元前 320 年頃	錫を防錆材として使用（ぶりき）
9 世紀	遣隋使より錫が渡来。正倉院に錫器が収蔵
中世	錫鉱床発見。錫の生産が始まる

3.2.2. 錫の生産量と需要

近年における世界の錫地金の需給と鉱石生産量を図 3.2.1 に示す。2014 年の錫地金生産量は 38.6 万 ton，錫地金消費量は 38.2 万 ton，鉱石生産量は 34.9 万 ton であった。錫地金の需給は多少の凹凸はあるものの微増の傾向である。一方，錫鉱石は鉱床が限定した範囲に集まっているため，生産国が少ない。近年における錫鉱石の生産国を図 3.2.2 に示す。鉱石生産量では中国とインドネシアの 2 カ国で世界全体の約 70%を占めている。

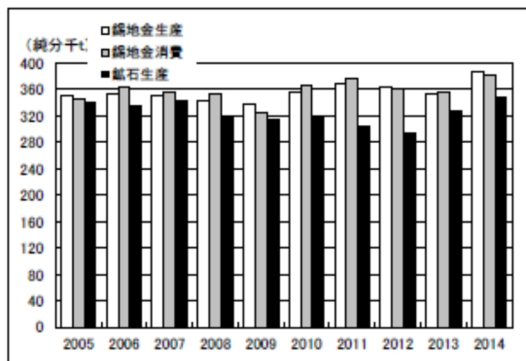


図 3.2.1 世界の錫需給と鉱石生産量^[3,2]

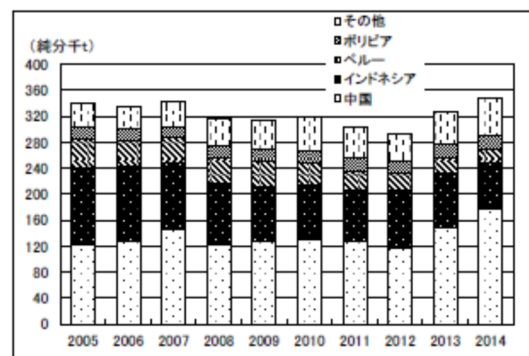


図 3.2.2 錫鉱石生産国^[3,2]

国内の供給動向を図 3.2.3 に示す。2014 年の錫の供給量は 2.9 万 ton であった。錫の供給量は 2006 年の 4.1 万 ton をピークに，2010 年以降は 3 万 ton 程度で推移している。これは錫の主要な需要分野であるはんだを用いる国内エレクトロニクス産業の不調や電子部品の小型化の影響もあるが，はんだメーカー自身がユーザーと共に海外生産にシフトした影響が大きい。なお，錫はリサイクルが可能であり，国内における錫のリサイクル量は 2014 年が 0.2 万 ton であり，リサイクル率は 9%であった。

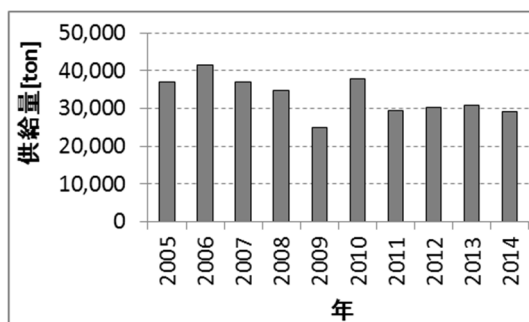


図 3.2.3 国内の錫供給量^[3,2]

錫地金のLME価格を見ると、2011年につけた32,480ドル/tonが近年の最高値であり、その後は20,000～25,000ドル/ton程度で推移している。鋼材と比較すると、重量単価は30倍程度である。

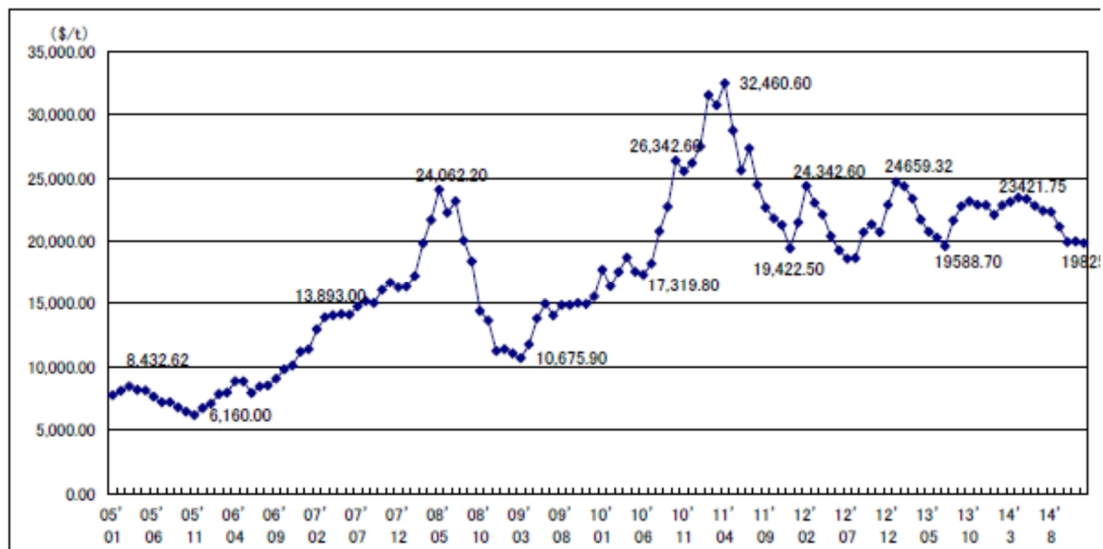


図 3.2.4 錫地金のLME価格 (monthly average) ^[3.2]

3.2.3. 錫の特性

(1) 錫の精錬

錫は一般的に限定した鉱床に存在し、約 75%が錫石 (SnO₂) で産出^[3.4]される。この錫石には WO₃, S, Cu, Pb, Fe 等を含む為、不純物を溶解前にできるだけ除去する必要がある。錫は表 3.2.2 に示すとおりイオン化傾向が比較的高い金属であるため、溶錬のときにスラグに混入しやすい。また、鉄との分離が難しい。そこで、2 段階に分けて還元溶錬を行う。

第 1 段階の溶錬では、電気炉、または反射炉を用いて歩留まりを無視して品位の高い粗錫 (Sn : 90%) を得る。このときに生じるスラグには錫が 10~15%含まれている。そこで、第 2 段階の溶錬として、スラグにコークスや石灰石を加え、強く還元することで粗錫 (Sn : 90%) を得る。粗錫 (Sn : 90%) は小型反射炉、もしくは電気精錬で不純物を除去し、純度の高い錫 (Sn : 99.9%以上) とする。^[3.5]

表 3.2.2 元素のイオン化傾向

K	Ca	Na	Mg	Al	Zn	Fe	Ni	<u>Sn</u>	Pb	H	Cu	Hg	Ag	Pt	Au
カリウム	カルシウム	ナトリウム	マグネシウム	アルミニウム	亜鉛	鉄	ニッケル	<u>錫</u>	鉛	水素	銅	水銀	銀	白金	金
大 (卑) ← イオン化傾向 → 小 (貴)															

(2) 錫の同素体

錫には低温側から3種類の同素体がある。同素体には α 、 β 、 γ の記号が付けられ、それぞれ、 α 錫、 β 錫、 γ 錫と呼ばれる。常温では β 錫である。 β 錫と γ 錫の変態温度は諸説がある。大澤直^[3.6]によると 161°C (434K)とされているが、Grigoriy Nechaevら^[3.7]は 173°C (446.1K)としている。一方の α 錫と β 錫の変態温度はRainer Pottgen^[3.8]によると 13.2°C (286.4K)である。

結晶構造を見ると、 α 錫は立方結晶構造（ダイヤモンド構造）、 β 錫は正方結晶構造、 γ 錫は直方結晶（斜方結晶）構造である。

α 錫の結晶構造を図3.2.5に示す。立方結晶は図における3つの軸 $a=b=c$ が等辺で、かつ3軸が直角となる最も対称性の高い結晶構造である。ダイヤモンドもこの構造に属することから、ダイヤモンド構造とも呼ばれる。

β 錫の結晶構造を図3.2.6に示す。正方結晶は図における a 、 b 、 c の内2辺が等辺（図では $a=b$ ）で、かつ3軸が直角となる結晶構造である。

γ 錫は直方結晶（斜方結晶）構造である。直方結晶は3つの軸 a 、 b 、 c がすべて不等辺で、かつ3軸が直角となる結晶構造である。

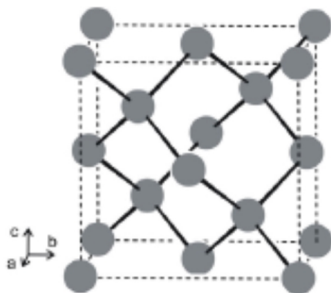


図 3.2.5 α 錫（立方結晶構造）^[3.8]

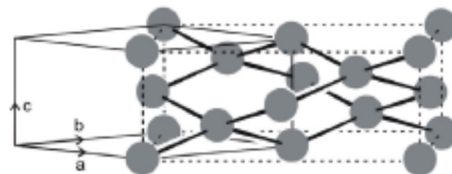


図 3.2.6 β 錫（正方結晶構造）^[3.8]

(3) 錫の機械的性質

錫の機械的性質を表 3.2.3 及び表 3.2.4 に示す。

表 3.2.3 錫の機械的性質-1^{[3.9][3.10]}

融点 [°C]	232
再結晶温度 [°C]	-7~25
引張強さ [MPa]	17
硬さ [HB]	5.3

表 3.2.4 錫の機械的性質-2^{[3.7][3.8][3.11]}

	α 錫	β 錫	γ 錫
温度 [°C]	-273~13.2	13.2~161(173)	161(173)~232
密度 [g/cm ³]	5.77	7.29	6.52
電気抵抗 [$\mu \Omega$]	300	11	—
熱膨張係数 [ppm/K]	4.7	20	—
外見	灰色	銀白色	銀白色

錫は常温では β 錫で安定しており、軟質で延性に富む金属である。錫の融点は 232°C で、金属の中では比較的低い温度で熔融する。錫の再結晶温度は-7~25°Cとされており、非常に低い温度で再結晶が生じる。一般的に再結晶温度は金属の融点と関係があり、その関係は次の式で表せる。

$$\frac{T_r}{T_m} \approx 0.4 \quad (3.1)$$

T_m : 融点 [K]

T_r : 再結晶温度 [K]

金属を塑性変形させた場合、ひずみが蓄積することによって加工硬化が生じ、変形を繰り返すと応力が上昇する一方、変形性能は低下しやがて破断する。しかし錫は常温で再結晶が生じるため、ひずみの蓄積を更新することが可能であり、通常金属に生じるひずみの蓄積による問題が生じにくい。錫は本研究のような繰り返し変形を生じる部材に用いるのに適した部材と言える。

一方、錫には3種類の同素体を有するという問題がある。錫は低温では α 錫に変態し、

もろい金属に変化する。同時に密度が β 錫の 7.29 から α 錫の 5.77 に変化する。このときの体積変化は 26%程度あり、もろさと協調して指で触っただけでもぼろぼろと崩壊してしまう。このような現象は古くから発生しており、家庭用の錫食器や博物館にある錫製のメダル、貨幣等が厳しい冬の間には被害を受けていた。錫の製品が次々に流行病にかかったように被害を受けることから、「錫ペスト」と呼ばれていた。 β 錫と α 錫の変態温度は 13.2°Cであることから、気温の下がる冬では α 錫に変態することが多く発生すると思われがちである。しかし、 β 錫から α 錫に変態するには時間的な遅れがあり、実際は約-10°Cで始まり、-45°Cで変態速度が最大^[3.6]になる。また、-45°Cの最大速度であっても変態が 1mm 進行するのに約 500 時間を要する。つまり、 α 錫への変態は非常に生じにくいものであると言える。ただし、温度が低くなることが予測される場所で用いる場合は、 α 錫が生じる可能性を考える必要があると言える。

(4) 錫の力学的性質

1) 試験体

錫の力学的性質を引張試験によって求めた。金属の引張試験は JIS Z 2241 : 2011 金属材料引張試験方法^[3,12]に示されている。試験片の形状は4号試験片に準じて作成した。試験片の平行部は直径 14mm, 長さ 100mm で, 試験機に取り付けるつかみ部は直径 20mm, 長さ 100mm である。平行部とつかみ部の間は R15 で緩やかに繋いだ。なお, 標点間距離は 50mm に設定し, 試験機に付随する伸び計を用いて計測した。また, 試験前に平行部の直径を直交する二方向から計測した。引張試験片の形状を図 3.2.7 に, 平行部の直径の平均値を表 3.2.5 に示す。なお, 試験片には円環の素材と同じ純度 99.997%の錫を用いた。

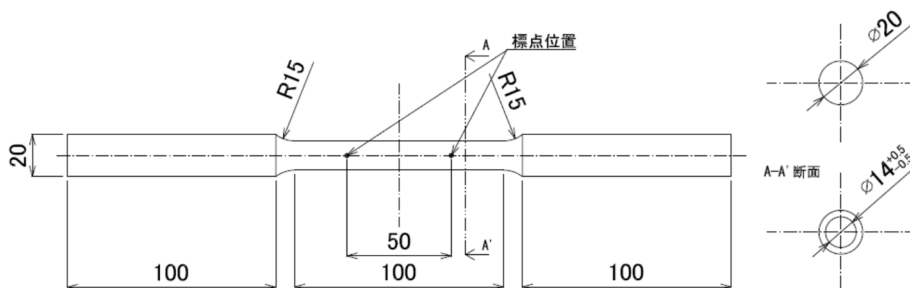


図 3.2.7 引張試験片

表 3.2.5 平行部の直径

試験体名	材質	引張速度 [mm/min]	平行部直径 [mm]
Sn-1	錫 99.997%	1	14.009
Sn-2		10	14.015
Sn-3		100	14.018

2) 試験機

試験は Zwick 社製の Roell Z250 試験機を用いて行った。試験機の諸元を表 3.2.6 に, 試験機の参考図を図 3.2.8 に示す。荷重は試験機に付随する荷重計を用い, 試験体の伸びは試験機に付随する伸び計を用いた。

表 3.2.6 試験機の諸元

製造元	Zwick
型番	Roell Z250
最大引張荷重 [kN]	250
引張速度 [mm/min]	0.00005~600

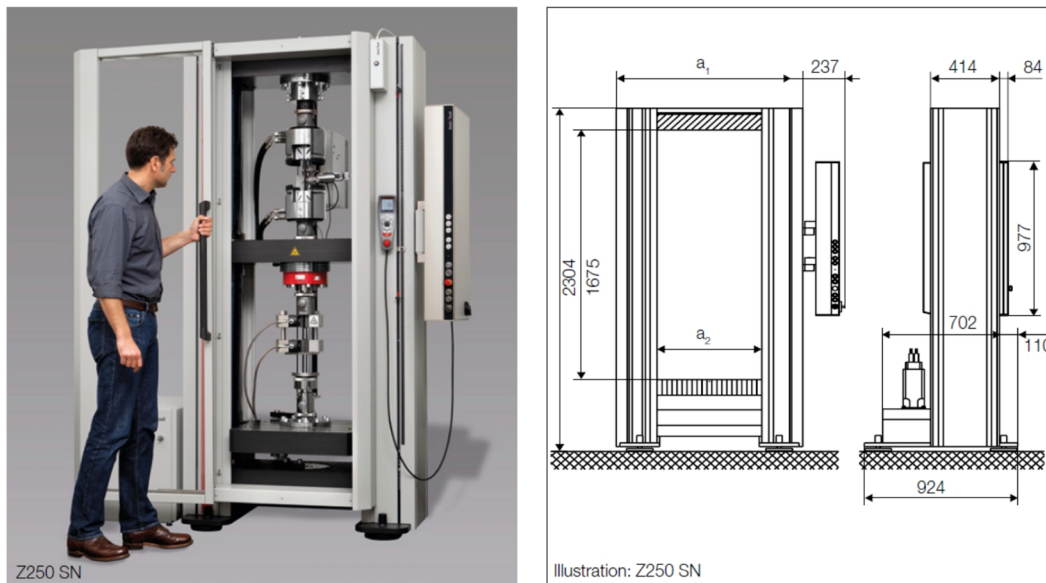


図 3.2.8 試験機の参考図^[3.13]

3) 試験条件

試験条件を表 3.2.7 に示す。試験は温度管理された試験室で行った。室温は 22.5℃で、試験速度は 1mm/min, 10mm/min, 100mm/min の 3 条件とした。载荷は一軸単調引張試験とした。

表 3.2.7 試験条件

温度 [℃]	22.5℃ (室温)
速度 [mm/min]	1, 10, 100

4) 試験結果

試験結果を図 3.2.9 に示す。図における荷重-変形関係は試験機から読み取った荷重の値と、試験機の伸び計の値を用いた。応力とひずみはそれぞれ真応力，真ひずみを用いた。真応力，真ひずみと公称応力，公称ひずみとの関係を(3.2)～(3.5)に示す。

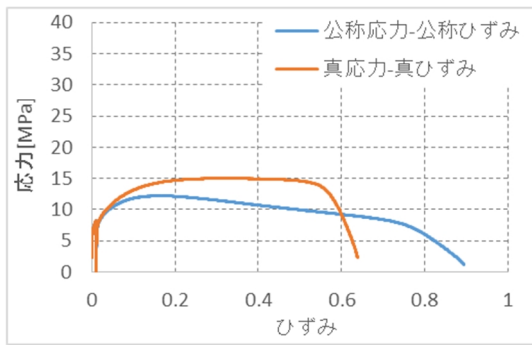
$$\sigma_n = \frac{P}{A_0} \quad (3.2)$$

$$\varepsilon_n = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (3.3)$$

$$\sigma_t = \sigma_n(1 + \varepsilon_n) \quad (3.4)$$

$$\varepsilon_t = \ln(1 + \varepsilon_n) \quad (3.5)$$

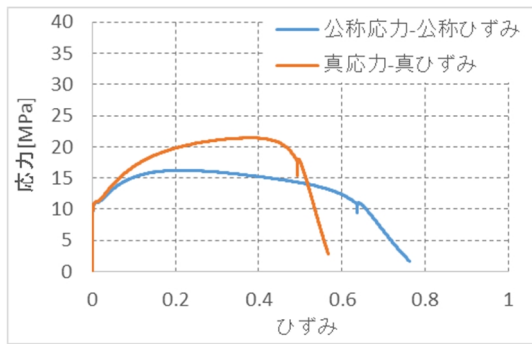
σ_n	: 公称応力 [MPa]
P	: 荷重 [N]
A_0	: 初期の断面積 [mm ²]
ε_n	: 公称ひずみ
ΔL	: 伸び $(= (L - L_0) / L_0)$ [mm]
L_0	: 初期の標点距離 [mm]
L	: 荷重 P が加わったときの標点距離 [mm]
σ_t	: 真応力 [MPa]
ε_t	: 真ひずみ
\ln	: 自然対数



応力-ひずみ関係 (1mm/min)



写真 試験後 (1mm/min)



応力-ひずみ関係 (10mm/min)

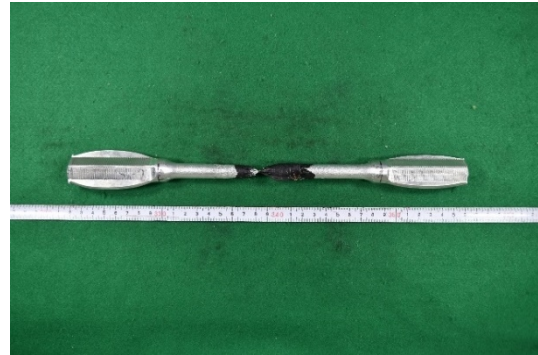
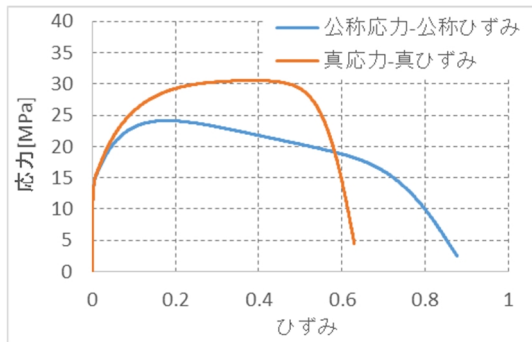


写真 試験後 (10mm/min)



応力-ひずみ関係 (100mm/min)



写真 試験後 (100mm/min)

図 3.2.9 試験結果

錫の引張試験を行った結果、引張速度に応じて応力-ひずみ関係に変化がみられた。引張速度が 1[mm/min]の場合、最大真応力は 15[MPa]程度であるが、100[mm/min]の場合、最大真応力は 30[MPa]を超えることが確認できた。伸びは引張速度の影響はほとんどなく、真ひずみで 0.5 までは安定した挙動を示すことが確認できた。

ところで、池永^[3,14]は鉛の応力-ひずみ関係を数式で表す研究を行った。この研究結果によって求められた式を次に示す。

$$\sigma_t = 14.8 \cdot e^{\left(\frac{362}{T}\right)} \cdot \varepsilon_t^{0.45} \cdot \dot{\varepsilon}_t^{0.04} \quad (3.6)$$

σ_t	: 真応力 [MPa]
T	: 温度 [K]
ε_t	: 真ひずみ
$\dot{\varepsilon}_t$: 真ひずみ速度

式より，鉛の応力は温度・ひずみの大きさ・ひずみ速度に関係することが分かる。錫の応力曲線は鉛の応力曲線と似ていることから，係数を補正すればこの式を準用できると考えられる。ただし，本研究では一定の温度（22.5℃）の試験結果であることから，温度の項は削除して評価する。

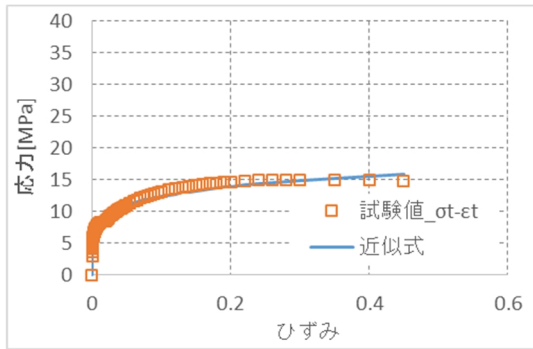
$$\sigma_t = C \cdot \varepsilon_t^n \cdot \dot{\varepsilon}_t^m \quad (3.7)$$

σ_t	: 真応力 [MPa]
ε_t	: 真ひずみ
$\dot{\varepsilon}_t$: 真ひずみ速度
C, n, m	: 係数

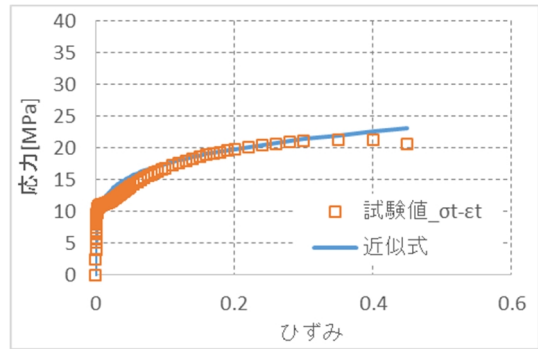
(3.7)式の係数の同定には一般計算ソフト（excel）の最小二乗法機能を用いた。なお，比較する点は，真ひずみが0から0.45までの範囲の任意の点（103点）とした。同定の結果を(3.8)式及び，図 3.2.10 に示す。

$$\sigma_t = 65 \cdot \varepsilon_t^{0.177} \cdot \dot{\varepsilon}_t^{0.142} \quad (3.8)$$

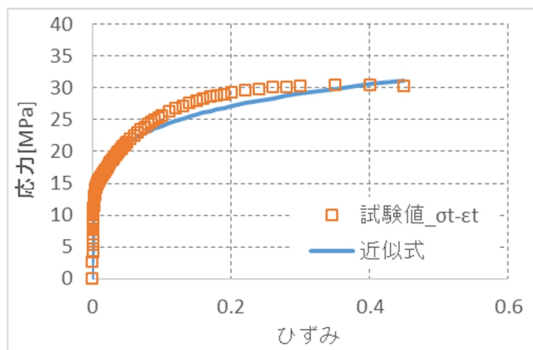
σ_t	: 真応力 [MPa]
ε_t	: 真ひずみ
$\dot{\varepsilon}_t$: 真ひずみ速度



応力-ひずみ関係 (1mm/min)



応力-ひずみ関係 (10mm/min)



応力-ひずみ関係 (100mm/min)

図 3.2.10 カーブフィット結果

試験値に対して同定を行った近似曲線はほぼ一致することが確認できた。式を確認すると、ひずみ速度による応力の変化は鉛と比較して大きいことがわかる。ひずみ速度を1[mm/min]から100[mm/min]へ100倍速くした場合の応力の変化は約1.92倍、1[mm/min]から1,000[mm/min]へ1000倍速くした場合の応力の変化は約2.67倍である。

(5) 錫の腐蝕

錫は常温大気中では非常に安定した金属である。酸素と反応すると酸化錫 (SnO_2) になるが、常温での反応速度は非常に遅く、一般的に反応しない（安定である）と言われている。酸やアルカリには溶けるが、水には溶けないため、飲料缶や食用缶の容器として多用されている。

(6) 錫なき（双晶変形）

金属に変形を加えると結晶格子面にすべりが生じる。この現象を塑性変形と呼んでいる。錫も結晶格子面のすべりによって塑性変形が生じるが、低温の場合もしくはひずみ速度が速い場合、双晶変形が生じることがある。双晶変形はある面を境にして結晶格子が対称にずれる変形である。塑性変形と双晶変形について図 3.2.11～図 3.2.13 に示す。双晶変形が生じると「カリッ」という音がする。この音を「錫なき」と呼んでいる。

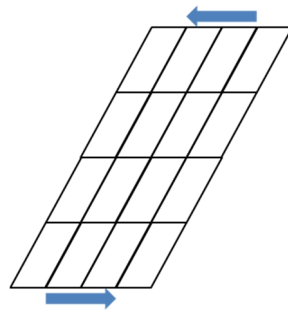


図 3.2.11 変形前

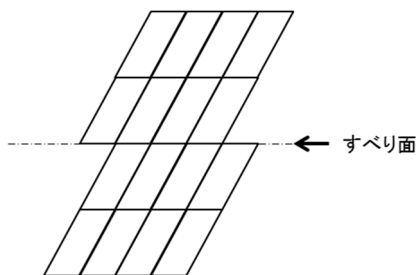


図 3.2.12 塑性変形（すべり）

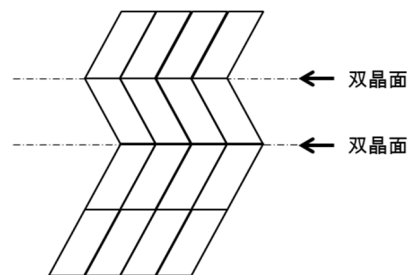


図 3.2.13 双晶変形

(7) 錫の人体への影響（毒性）

錫の毒性は低く、錫を摂取することによる人体への影響はほとんどないとされている^[3.15]。これは人体への吸収量が少なく、かつ代謝量が多いためである。

一般的な人において、錫の最大の摂取源は食事である。JECFA（FAO/WHO Joint Expert Committee on Food Additives）の報告によると、食事によって人体に摂取される錫の量は1～15mg/日である。飲料水から摂取される錫の量は少なく、およそ0.012～0.02mg/日である。同様に呼吸によって摂取される錫の量も少なく、およそ0.01～0.02mg/日を下回る^[3.16]。

錫は飲食や呼吸によって人体に摂取されるが、消化器官から体内に吸収される量は更に少ない。一般的に消化器官から錫が吸収される率は5%未満で、摂取されても吸収されなかった錫は、大半（95～99%）が48時間以内に排泄される。

吸収された錫は骨や肺，肝臓，腎臓に配分される。人体には一定量の錫が蓄積されているが、やがて尿中に排泄される。マウスでは吸収された錫の生物学的半減期は約30日である。

3.3. 鉛

3.3.1. 鉛の歴史

鉛も錫と同様に非常に古くから用いられた金属であり、その始まりは紀元前 3000 年頃からである。エジプトでは装身具や漁網のおもり、耳環などに鉛が使われ、メソポタミアでは銅製の鹿の角が鉛で本体に接合されていた^[3.17]。鉛を他の金属と分離する手法も紀元前 3000 年頃には開発されていたと考えられている。

やがて、紀元前 600 年頃にはギリシャのラウレイオン鉱山が開発され、本格的に鉛や銀の採掘が行われていた。鉛鉱石には銀を多く含むことがある。初期は露天掘りによって採掘されていたが、次第に堅坑が掘られ、最終的に 2,000 か所以上の堅坑が掘られた。この鉱山の収益に課す鉱区税は当時のアテネの予算の多くを占めていたと言われている。

紀元前後のローマでは鉛を土木建築材料として使用していた。その代表的な用途が水道管である。西暦 79 年に火山の噴火のために廃墟と化したイタリア ナポリ近郊の古代都市ポンペイからは給水用の水道管が発掘された。この水道管は鉛板を円形に折り曲げ、端部をはんだで接着したものであった。このことから、ローマ時代にはすでに鉛と錫の合金であるはんだが使用されていたことが分かる。

なお、ローマ人は羊皮紙に鉛で線を引くことを知っており、これが現在の鉛筆 (Lead-pencil) の起源となっている。

日本で鉛が用いられ始めた時期ははっきりしていない。分かっている範囲では正倉院に収蔵されている資料「造仏所作物帳」に鉛の取引をしたという記載がある。この作物帳は奈良時代の西暦 733 年正月から翌年にかけて造営された興福寺西金堂建築に際して購入した資材について記載したものである。この頃の鉛の用途は鉛ガラス (鉛ガラス玉) や顔料であった。やがて種子島に鉄砲が伝来すると、鉛は弾丸用として新しい用途が開け、需要が大幅に高まった。

現在の鉛の需要は、蓄電池としての使用が最も多い^[3.18]。日本における蓄電池向けの需要量は 85% を占めている。蓄電池以外では、工業用・医療用の放射線遮蔽材、防音材などに使用されている。以前ははんだや無機薬品、ガラスに使用されていたが、鉛の人体への影響が問題視されてきたためこれらの製品への使用は減少してきている。

表 3.3.1 鉛歴史^[3.17]

紀元前 3000 年頃	エジプト、メソポタミアで装身具や模型などに使用
紀元前 600 年頃	ギリシャでラウレイオン鉱山が開発された
紀元前後	ローマで土木建築材料として使用 (水道管など)
西暦 733 年	日本の奈良時代。すでに鉛を使用していた
産業革命以降	鉛の需要が拡大

3.3.2. 鉛の生産量と需要

近年における世界の鉛地金の需給と鉱石生産量を図 3.3.1 に示す。2014 年の鉛地金生産量は 1093 万 ton, 精製鉛消費量は 1099 万 ton であった。鉛地金の需給は年々増加傾向にある。これは鉛の最大の用途である蓄電池の需要が拡大しているためである。鉛は蓄電池への利用が多いことからリサイクルが盛んであり, リサイクル率は 50%程度である。

次に鉛鉱石の近年における鉛鉱石の生産国を図 3.3.2 に示す。2014 年における最大の生産国は中国で, 生産量は 285 万 ton で全鉱石生産量の 52%を占めている。その他はオーストラリアが 73 万 ton, アメリカが 38 万 ton, ペルーが 28 万 ton, メキシコが 25 万 ton である。

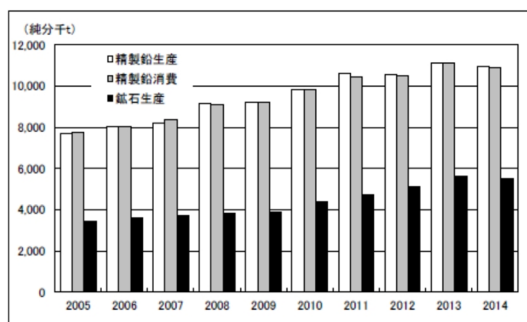


図 3.3.1 世界の鉛需給と鉱石生産量^[3.18]

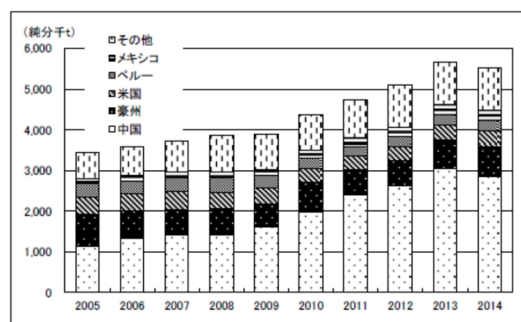


図 3.3.2 鉛鉱石生産国^[3.18]

国内の供給動向を図 3.3.3 に示す。2014 年の鉛の供給量は 30.6 万 ton であった。鉛は純度が 99.99%以上の電解精製で製造した電気鉛とそれ以外の低純度鉛に分類される。高純度の電気鉛は 2014 年には 20.3 万 ton 生産されており, 国内鉛供給量の 66%を占めている。電気鉛の主な用途は, 蓄電池であり鉛の国内需要量の 85%を占めている。

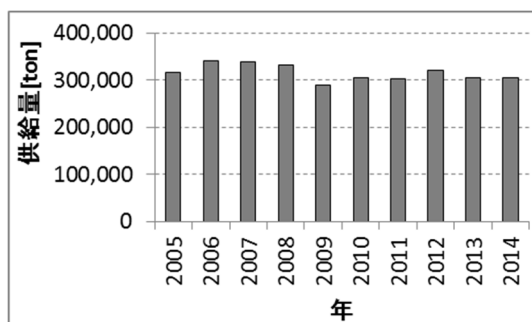


図 3.3.3 国内の鉛供給量^[3.18]

鉛地金の LME 価格を見ると、2007 年につけた約 3,700 ドル/ton が近年の最高値であり、その後は 2,000～2,500 ドル/ton 程度で推移している。鋼材と比較すると、重量単価は 3 倍程度である。

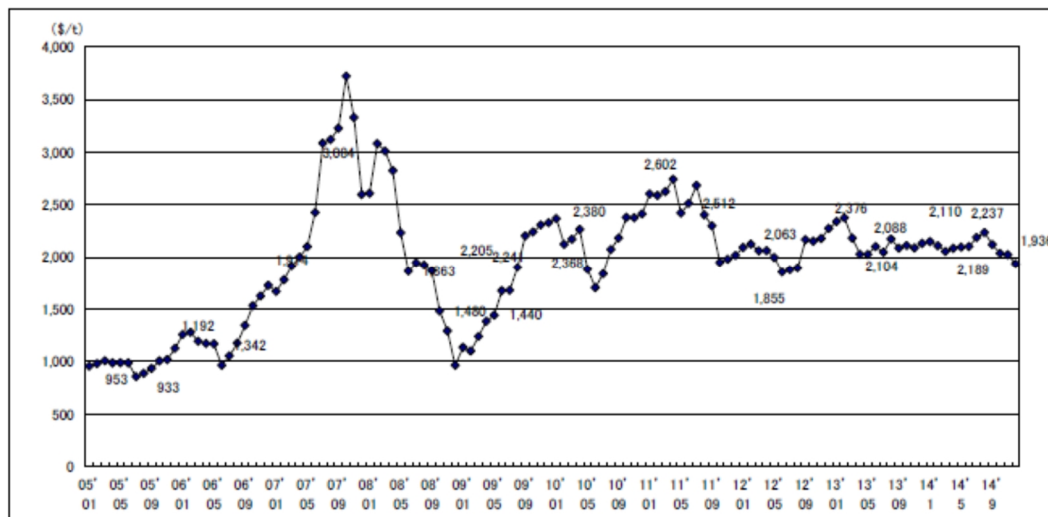


図 3.3.4 鉛地金の LME 価格 (monthly average) [3.18]

3.3.3. 鉛の特性

(1) 鉛の精錬

鉛は方鉛鉱という鉱石で多く存在する。方鉛鉱以外では、閃安鉛鉱、硫安鉛鉱、車骨鉱などがある。いずれも硫黄と結合した硫化物であり、硫黄を含まない鉛鉱石はまれである。鉛の主な鉱石を表 3.3.2 に示す。

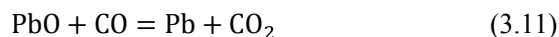
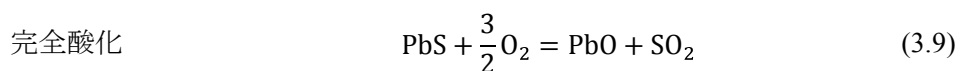
表 3.3.2 鉛の主な鉱石^[3,19]

鉱物名	化学組成	金属含有率	色
方鉛鉱	PbS	86.6%	鉛灰
閃安鉛鉱	Pb ₅ Sb ₄ S ₁₁	55.4%	暗灰
硫安鉛鉱	Pb ₂ Sb ₂ S ₅	50.8%	灰～暗灰
車骨鉱	PbCuSbS ₃	42.6%	鉛灰

鉛の重要な鉱石である方鉛鉱は鉄や亜鉛、銅と共に産出する。場合によっては銀が多く含まれることもある。精錬にあたっては、これらの各鉱石がいつも一定に混合するように配合し、品質を安定させている。

鉛鉱石から鉛地金を製錬する工程は、製錬工程、精製工程の2段階に分けられる。

第1段階の製錬工程では、鉛鉱石を脱硫、焼結して焼結鉛を造り、これを還元して粗鉛を作る。鉛鉱石に含まれるその他の金属も同時に還元されて粗鉛に含まれる。この還元には、焼結機を用いて酸化鉛とした後、溶鉛炉でコークス等の炭素質還元剤を用いることが一般的である。この還元の化学式は次のとおりである。



第2段階の精製工程では、粗鉛に含まれる不純物 Au, Ag, Cu, Bi, Sn, As, Sbなどを分離して純鉛を造る。精製には湿式法と乾式法があるが、日本では湿式法が主流である。湿式法は粗鉛を珪弗酸の中に入れ、粗鉛を陰極、電気鉛を陽極として精製電解を行う。陰極には鉛以外の金属がスポンジ状になって残留し、陽極には99.99%以上の純鉛が精製される。

以上の工程によって精製された鉛はインゴットに鑄造される。

(2) 鉛の結晶構造^{[3.20][3.21]}

鉛は容易に変形する金属で、結晶構造は面心立方結晶構造のみである。結晶構造を図 3.3.5 に示す。立方結晶は図における 3 つの軸 $a=b=c$ が等辺で、かつ 3 軸が直角となる最も対称性の高い結晶構造である。面心立方結晶構造では頂点及び各面の中心に原子が位置する。面心立方結晶構造のすべり面は(111)に代表される 4 面である。(111)とは $x=1$, $Y=1$, $z=1$ ベクトルに直交する面を表している。このときのすべり方向は 3 方向存在する。従ってすべり系は 4 面×3 方向の 12 個存在しており、このすべり系の多さと原子密度の高さが変形のしやすさにつながっている。

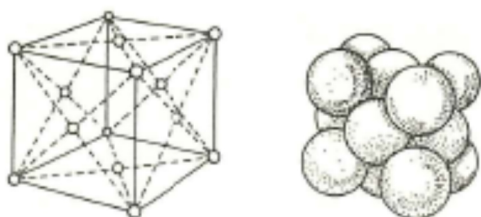


図 3.3.5 鉛の結晶構造^[3.20]

(3) 鉛の機械的性質

鉛の機械的性質を表 3.3.3 に示す。

表 3.3.3 鉛の機械的性質-1^{[3.10][3.22]}

融点 [°C]	327.3
再結晶温度 [°C]	-3 以下
引張強さ [MPa]	13.2
硬さ [HB]	2.5~3.0
密度 [g/cm ³]	11.34
電気抵抗 [$\mu \Omega$]	19.0
熱膨張係数 [ppm/K]	29.3
外見	銀白色

鉛は常温で非常に安定しており、軟質で延性に富む金属である。特徴的な性質を挙げると、密度が大きく、融点が低く、柔らかい。また、化学的な安定性にも優れており、自然環境下での耐食性や、硫酸のような酸性の中での耐食性が極めて良い。

鉛は融点が低い為、再結晶温度も低くなっている。一般的に再結晶温度は金属の融点と関係があり、その関係は次の式で表せる。

$$\frac{T_r}{T_m} \approx 0.4 \quad (3.1)$$

T_m : 融点 [K]

T_r : 再結晶温度 [K]

金属を塑性変形させた場合、ひずみが蓄積することによって加工硬化が生じ、変形を繰り返すと応力が上昇する一方、変形性能は低下しやがて破断する。しかし鉛は常温で再結晶が生じるため、ひずみの蓄積を更新することが可能であり、通常の金属に生じるひずみの蓄積による問題が生じにくい。鉛は錫と同様に本研究のような繰り返し変形を生じる部材に用いるのに適した部材と言える。

(4) 鉛の力学的性質

1) 試験体

鉛の力学的性質を引張試験によって求めた。金属の引張試験は JIS Z 2241 : 2011 金属材料引張試験方法^[3,12]に示されている。試験片の形状は4号試験片に準じて作成した。試験片の平行部は直径 14mm, 長さ 100mm で, 試験機に取り付けるつかみ部は直径 20mm, 長さ 100mm である。平行部とつかみ部の間は R15 で緩やかに繋いだ。なお, 標点間距離を 50mm に設定し, 試験機に付随する伸び計を用いて計測した。また, 試験前に平行部の直径を直交する二方向から計測した。引張試験片の形状を図 3.3.6 に, 平行部の直径の平均値を表 3.3.4 に示す。なお, 試験片に用いた鉛は純度 99.99%のものを用いた。

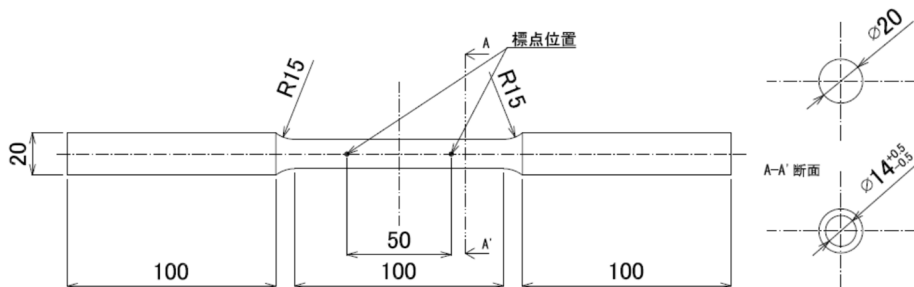


図 3.3.6 引張試験片

表 3.3.4 平行部の直径

試験体名	材質	引張速度 [mm/min]	平行部直径 [mm]
Pb-1	鉛 99.99%	1	14.008
Pb-2		10	14.004
Pb-3		100	14.197

2) 試験機

試験は Zwick 社製の Roell Z250 試験機を用いて行った。試験機の諸元を表 3.3.5 に, 試験機の参考図を図 3.3.7 に示す。荷重は試験機に付随する荷重計を用い, 試験体の伸びは試験機に付随する伸び計を用いた。

表 3.3.5 試験機の諸元

製造元	Zwick
型番	Roell Z250
最大引張荷重 [kN]	250
引張速度 [mm/min]	0.00005~600

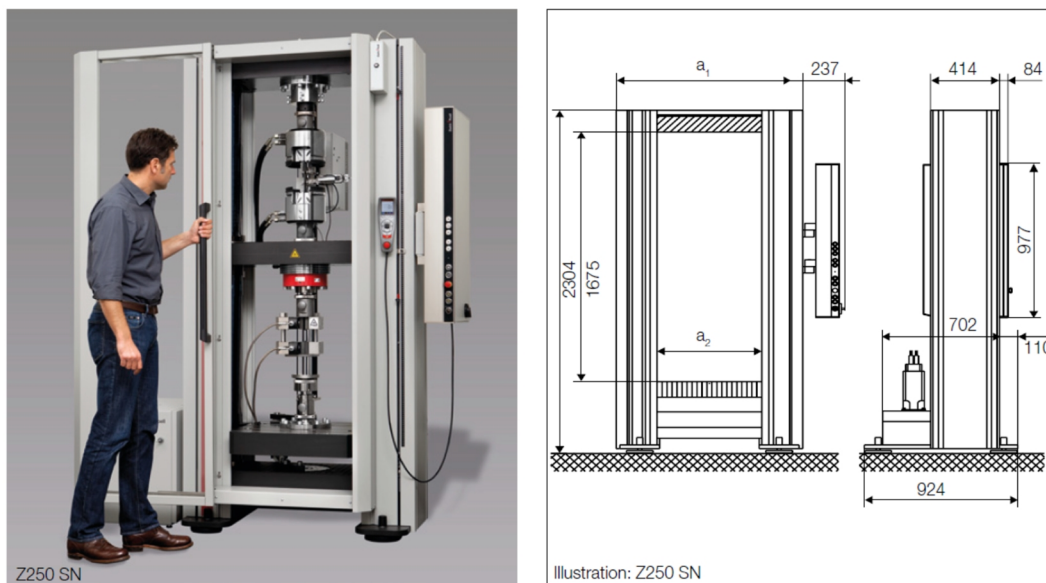


図 3.3.7 試験機の参考図^[3.13]

3) 試験条件

試験条件を表 3.3.6 に示す。試験は温度管理された試験室で行った。室温は 22.5℃で、試験速度は 1mm/min, 10mm/min, 100mm/min の 3 条件とした。载荷は一軸単調引張試験とした。

表 3.3.6 試験条件

温度 [°C]	22.5℃ (室温)
速度 [mm/min]	1, 10, 100

4) 試験結果

試験結果を図 3.3.8 に示す。図における荷重-変形関係は試験機から読み取った荷重の値と、試験機の伸び計の値を用いた。応力とひずみはそれぞれ真応力，真ひずみを用いた。真応力，真ひずみと公称応力，公称ひずみとの関係を(3.2)～(3.5)に示す。

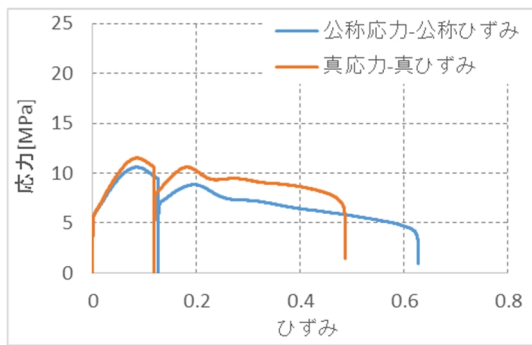
$$\sigma_n = \frac{P}{A_0} \quad (3.2)$$

$$\varepsilon_n = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (3.3)$$

$$\sigma_t = \sigma_n(1 + \varepsilon_n) \quad (3.4)$$

$$\varepsilon_t = \ln(1 + \varepsilon_n) \quad (3.5)$$

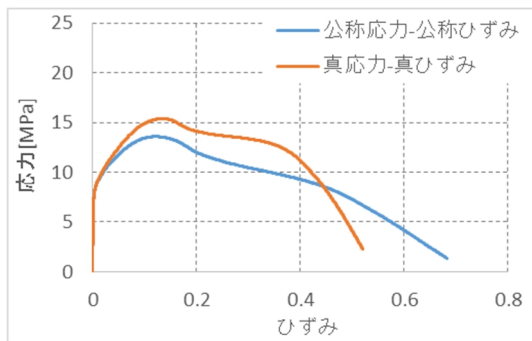
σ_n	: 公称応力 [MPa]
P	: 荷重 [N]
A_0	: 初期の断面積 [mm ²]
ε_n	: 公称ひずみ
ΔL	: 伸び $(= (L - L_0) / L_0)$ [mm]
L_0	: 初期の標点距離 [mm]
L	: 荷重 P が加わったときの標点距離 [mm]
σ_t	: 真応力 [MPa]
ε_t	: 真ひずみ
\ln	: 自然対数



応力-ひずみ関係 (1mm/min)



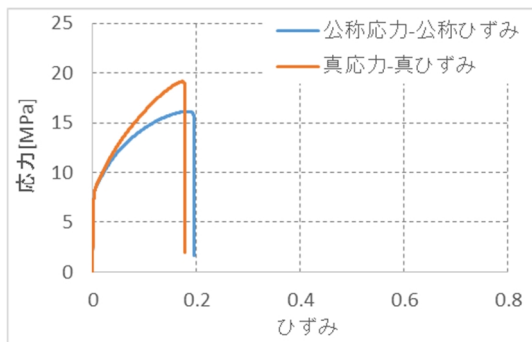
写真 試験後 (1mm/min)



応力-ひずみ関係 (10mm/min)



写真 試験後 (10mm/min)



応力-ひずみ関係 (100mm/min)

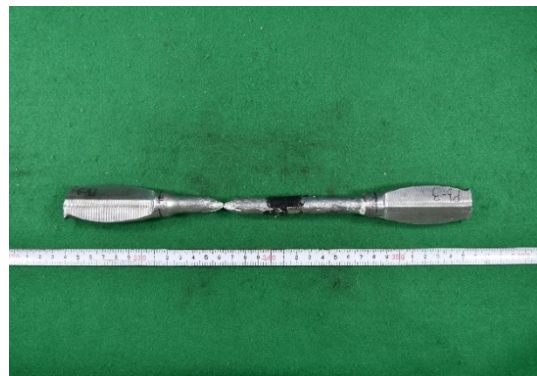


写真 試験後 (100mm/min)

図 3.3.8 試験結果

鉛の引張試験を行った結果、引張速度に応じて応力-ひずみ関係に変化がみられた。引張速度が 1[mm/min]の場合、最大真応力は 11[MPa]程度であるが、100[mm/min]の場合、最大真応力は 19[MPa]を超えることが確認できた。なお、ひずみ速度が 100[mm/min]の試験体はひずみが 0.2 程度で破断しているが、この破断位置は伸び計の接触部と一致している。従って、早期に破断した理由は伸び計の接触による凹みが原因であると考えられ、このような凹みがなければほかの試験体と同様に真ひずみで 0.5 程度の伸びがある

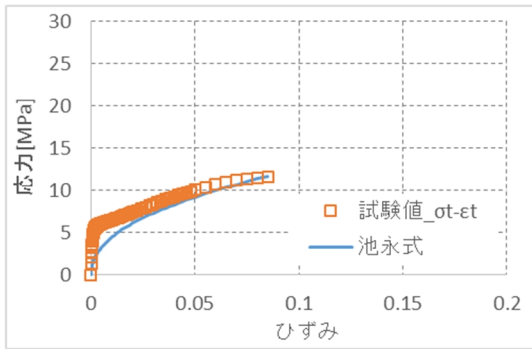
ものと考えられる。

ところで、池永^[3,14]は鉛の応力-ひずみ関係を数式で表す研究を行った。この研究結果によって求められた式を次に示す。

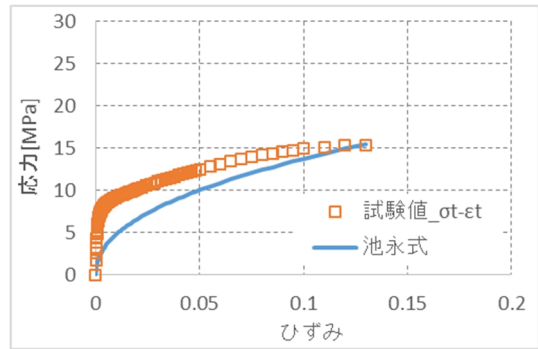
$$\sigma_t = 14.8 \cdot e^{\left(\frac{362}{T}\right)} \cdot \varepsilon_t^{0.45} \cdot \dot{\varepsilon}_t^{0.04} \quad (3.12)$$

σ_t : 真応力 [MPa]
 T : 温度 [K]
 ε_t : 真ひずみ
 $\dot{\varepsilon}_t$: 真ひずみ速度

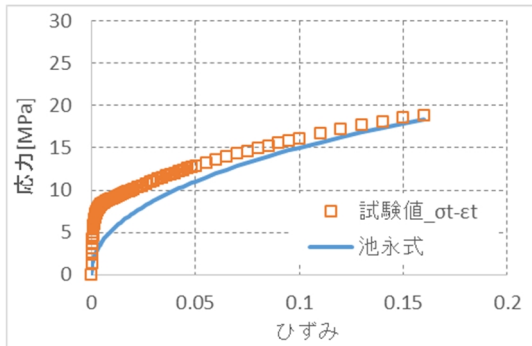
式より、応力は温度・ひずみの大きさ・ひずみ速度に関係することが分かる。今回行った試験結果がこの式と一致するかどうかを確認するため、図 3.3.9 に(3.12)式より求めた値をプロットした。



応力-ひずみ関係 (1mm/min)



応力-ひずみ関係 (10mm/min)



応力-ひずみ関係 (100m/min)

図 3.3.9 引張試験の結果と既往の研究の比較

池永式の値を試験値と重ねた結果、ひずみが大きな部分では比較的一致しているのに対して、ひずみの小さな初期ひずみの部分では大きく乖離していることが分かった。そこで、今回の試験結果から、各係数を求めることとした。ただし、温度に関しては室温（22.5℃）での試験結果のみであることから、既往の研究の値（=362）をそのまま用いることとした。

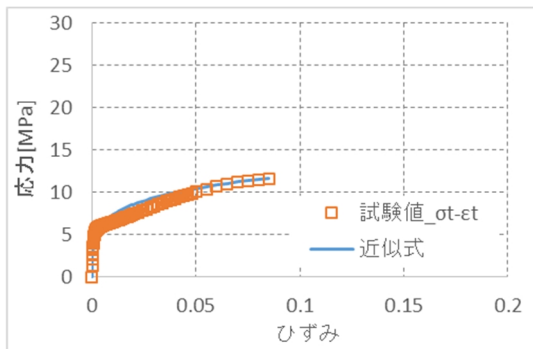
$$\sigma_t = C \cdot e^{\left(\frac{362}{T}\right)} \cdot \varepsilon_t^n \cdot \dot{\varepsilon}_t^m \quad (3.13)$$

σ_t	: 真応力 [MPa]
T	: 温度 [K]
ε_t	: 真ひずみ
$\dot{\varepsilon}_t$: 真ひずみ速度
C, n, m	: 係数

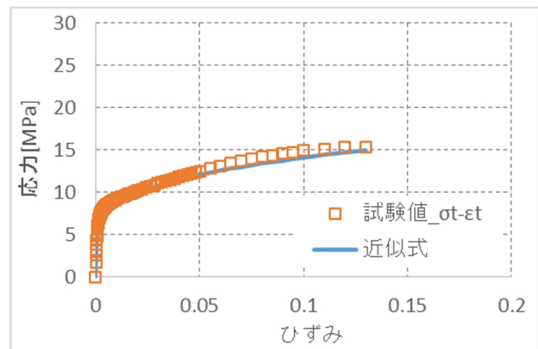
(3.13)式の係数の同定には一般計算ソフト (excel) の最小二乗法機能を用いた。なお、比較する点は、真応力の低下が生じる前までの範囲のひずみ (0 から 0.16) の任意の点 (91 点) とした。同定の結果を(3.14)式及び、図 3.3.10 に示す。

$$\sigma_t = 10.5 \cdot e^{\left(\frac{362}{T}\right)} \cdot \varepsilon_t^{0.217} \cdot \dot{\varepsilon}_t^{0.0662} \quad (3.14)$$

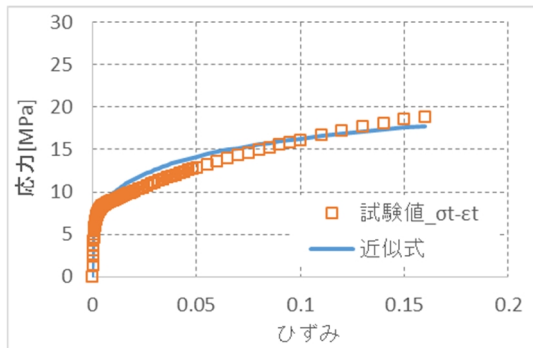
σ_t	: 真応力 [MPa]
T	: 温度 [K]
ε_t	: 真ひずみ
$\dot{\varepsilon}_t$: 真ひずみ速度



応力-ひずみ関係 (1mm/min)



応力-ひずみ関係 (10mm/min)



応力-ひずみ関係 (100m/min)

図 3.3.10 カーブフィット結果

試験値に対して同定を行った近似曲線は、池永式と比較して初期剛性が高くなっており、試験結果に対してほぼ正確に評価していると言える。式を確認すると、ひずみ速度による応力の変化は錫と比較して小さいことがわかる。ひずみ速度を 1[mm/min]から 100[mm/min]へ 100 倍速くした場合の応力の変化は約 1.36 倍、1[mm/min]から 1,000[mm/min]へ 1000 倍速くした場合の応力の変化は約 1.58 倍である。

(5) 鉛の腐蝕

鉛は常温大気中、もしくは海水中であっても非常に安定した金属である。これらの状況下での浸食度を表 3.3.7 に示す。鉛の浸食度は、大気中で 0.0008mm/年、海水中であっても 0.0013mm/年であり、極めて浸食されにくい金属であると言える。

表 3.3.7 鉛の浸食度^[3.23]

	浸食度[mm/年]
大気中	0.00080
海水中	0.0013

(6) 鉛の人体への影響（毒性）

鉛の毒性は高く、蓄積すると人体に有害な金属である。

鉛も錫と同様に、食事や呼吸等から体に摂取されている。1日に約 0.4mg 摂取しており、取り込まれた鉛は体内に蓄積される。体内に蓄積されている量は、平均 100～400mg と言われている。鉛は人体の中でも、肝臓や腎臓に多く含まれる。通常環境であれば、人体に摂取する量と、人体から排出する量が釣り合っており、体内の鉛量が増加することはない。しかし、鉛の粉塵が多く舞う環境や、鉛の水溶液にふれるような環境にある人は、鉛の摂取量が多くなり、次第に人体に鉛が蓄積される。

鉛が人体内に入ってから排出されるまでの挙動はカルシウムとよく似ている。人体のなかでも骨に蓄積される量が多く、蓄積されると体外に排出されにくい特徴がある。

鉛は体内で酸素の働きを阻害する特徴がある。鉛中毒による症状として、初期には、疲労、睡眠不足、便秘等が現れる。更に蓄積されると、腹痛、貧血、神経炎等の症状が現れる。更に大量の鉛を摂取すると、脳の変質症を起こす。

鉛の毒性が認められるにつれ、鉛を含まない代替製品の開発が盛んになっている。しかし、鉛は他の金属にはない優れた特徴をいくつも有していることから、利用製品が少なくなっているもの、現在も利用され続けている。

3.4. まとめ

本章では錫と鉛の歴史や利用量，特性についてまとめた。得られた主要な内容は以下の通りである。

3.1 節では錫と鉛の埋蔵量についてクラーク数を用いて示した。元素の埋蔵量全体を100%とした場合，錫は31番目（0.004%），鉛は36番目（0.0015%）である。埋蔵量はそれほど多くないが，比較的鉱床にまとまって存在するため，採掘量が多い。

3.2 節では錫の歴史や利用量，価格，特性についてまとめた。錫は古くから用いられてきた金属であり，歴史の中で用途は変化しているが，現在ははんだ50～60%，ぶりき20%，その他20～30%程度である。2014年の錫地金生産量は38.6万tonで，価格は20,000～25,000ドル/ton程度である。

錫は主に錫石（ SnO_2 ）で産出され，溶錬，精錬を経て純度の高い錫（純度99.9%以上）としている。錫の結晶構造には同素体が3種類存在する。温度の低い方から α ， β ， γ と呼ばれており，常温では β 錫である。一般的に温度が -10°C 以下になると α 錫に変態し始め，極めてもろい材料になる。しかし，この変化は非常に遅く，変態速度が最大である -45°C においても1mm進行するのに500時間を要する。一般的な使用環境であれば α 錫の発生を懸念する必要はないと言える。

錫の機械的性質をみると，融点が低いため再結晶温度が低く，常温でも再結晶が生じる。ひずみの蓄積が緩和されることから，減衰材料として適していると言える。材料強度は低く15～30MPa程度である反面，変形能力は高く，伸びは50%に達する。錫の応力はひずみ量のほか，ひずみ速度にも依存し，ひずみ速度が1mm/minと100mm/minの場合を比較すると約1.9倍の差がある。錫は塑性変形のほかに双晶変形を生じる特徴がある。錫の大気中・水中における腐食量は極めて小さく，浸食されにくい金属である。

錫の人体への影響は低く，毒性はほとんどない。

3.3 節では鉛の歴史や利用量，価格，特性についてまとめた。鉛は錫と同様に古くから用いられてきた金属であり，古くは水道管に用いられ，現在では蓄電池や放射線遮蔽材，防音材などに利用されている。以前ははんだや無機薬品，ガラスなどに使用されていたが鉛の人体への毒性が問題視され，これらの製品への使用は減少してきている。2014年の鉛地金生産量は1093万tonで，価格は2,000～2,500ドル/ton程度である。

鉛は主に方鉛鉱（ PbS ）で産出され，製錬，精製を経て純度の高い鉛（純度99.99%以上）としている。鉛の結晶構造は1種類のみで，面心立方結晶である。

鉛の機械的性質は錫の機械的性質と似ている。融点および再結晶温度が低く，常温でも再結晶が生じる。材料強度も低く，12～20MPa程度である反面，変形能力は高く，伸びは40%に達する。鉛の応力は温度，ひずみ量，ひずみ速度に依存し，その値は(3.14)式による。鉛の大気中・海水中における腐食量は極めて小さく，浸食されにくい金属である。

鉛の人体への影響は高く，蓄積すると有害な金属であることから，取り扱いに注意が

必要である。

錫・鉛共に材料試験によって、ひずみ依存性とひずみ速度依存性を確認することができた。また、この試験の結果を元に、それぞれの応力算定式を提案した。鉛の応力算定式は、既往の研究では小さなひずみ領域のひずみと応力の関係が正確に表現できていなかったが、試験方法を見直すことで、正確に表現できるようになった。錫の応力算定式には既往の研究がなかったため、試験結果を元にひずみとひずみ速度によって変化する新たな応力算定式を提案した。

参考文献

- [3.1] 大澤直, 金属のおはなし, p13, 財団法人日本規格協会, 2006年
- [3.2] 4. 鉍物資源マテリアルフロー2015 錫 (Sn), 金属資源データベース, 独立行政法人 石油天然ガス・金属鉍物資源機構, 2015年11月27日版
http://mric.jogmec.go.jp/mric_search/Search.do?akey=%E9%89%B1%E7%89%A9%E8%B3%87%E6%BA%90%E3%83%9E%E3%83%86%E3%83%AA%E3%82%A2%E3%83%AB%E3%83%95%E3%83%AD%E3%83%BC&dsel=0&fyear=&fmonth=&fdate=&tyear=&tmonth=&tdate=&syar=&smoth=&sdate=&check=7&okey=&pkey=&nkey=&fflg=false&psel=100&nowPage=1&recordSize=833&ssel=0&ccheck=7+, (参照 2016.10.15)
- [3.3] 非鉄金属研究会, 非鉄金属の本, pp86-89, 日刊工業新聞社, 2010年
- [3.4] 西川精一, 新版金属工学入門, p427, アグネ技術センター, 2001年
- [3.5] 9 錫 (Sn), 出版物・レポート一覧, 独立行政法人 石油天然ガス・金属鉍物資源機構, 2005年12月版, <http://mric.jogmec.go.jp/public/report/2005-12/Sn.pdf>, (参照 2016.11.23)
- [3.6] 大澤直, 金属のおはなし, p135, 財団法人日本規格協会, 2006年
- [3.7] Grigoriy Nechaev, Sergiy Cherednychenko, Gennadiy Shenkman, CONFIGURATION OF THE MODEL OF SUPERECONOMICAL DRIVE, WORKING ON PROCESS OF POLYMORPHIC TRANSFORMATION OF B-TIN INTO Γ -TIN, TEKA Kom. Mot. i Energ. Roln. – OL PAN, 10B, pp72-76, 2010
- [3.8] Rainer Pottgen, Stannides and Intermetallic Tin Compounds – Fundamentals and Applications, Z. Naturforsch, 61b, pp677–698, 2006
- [3.9] 大澤直, 金属のおはなし, p35, 財団法人日本規格協会, 2006年
- [3.10] 大澤直, 金属のおはなし, p57, 財団法人日本規格協会, 2006年
- [3.11] Yoshiharu Kariya, Naomi Williams, Colin Gagg, William Plumbridge, Tin Pest in Sn-0.5 wt.% Cu Lead-Free Solder, The Journal of The Minerals, Metals & Materials Society, Volume53, Issue6, pp39-41, June, 2001
- [3.12] JIS Z 2241 : 2011 金属材料引張試験方法, 日本工業規格, 2011
- [3.13] AllroundLine-Floor_100-250kN 製品カタログ, Zwick Japan, <http://www.zwick.jp/jp/products/static-materials-testing-machines/testing-machines-from-5-kn-to-250-kn/allround-line-materials-testing-machines.html>, (参照 2017.4.8)
- [3.14] 池永雅良, 鉛を用いた免震・制振装置の実用化研究, 博士論文 (東京大学), 2008年
- [3.15] 国際化学物質簡素評価文書 スズおよび無機スズ化合物, p35, 国立医薬品食品衛生研究所 安全情報部, 2008年

- [3.16] 国際化学物質簡素評価文書 スズおよび無機スズ化合物, pp6-7, 国立医薬品食品衛生研究所 安全情報部, 2008 年
- [3.17] 鉛ハンドブック 改訂版, p1-14, 日本鉱業協会 鉛亜鉛需要開発センター, 1992 年
- [3.18] 2.鉱物資源マテリアルフロー2015 鉛 (Pb), 金属資源データベース, 独立行政法人 石油天然ガス・金属鉱物資源機構, 2015 年 11 月 27 日版
http://mric.jogmec.go.jp/mric_search/Search.do?akey=%E9%89%B1%E7%89%A9%E8%B3%87%E6%BA%90%E3%83%9E%E3%83%86%E3%83%AA%E3%82%A2%E3%83%AB%E3%83%95%E3%83%AD%E3%83%BC&dssel=0&fyear=&fmonth=&fdate=&tyear=&tmonth=&tdate=&syar=&smmonth=&sdate=&check=7&okey=&pkey=&nkey=&fflg=false&pssel=100&nowPage=1&recordSize=833&ssel=0&ccheck=7+, (参照 2016.10.15)
- [3.19] 鉛ハンドブック 改訂版, p19-40, 日本鉱業協会 鉛亜鉛需要開発センター, 1992 年
- [3.20] 大澤直, 金属のおはなし, p19, 財団法人日本規格協会, 2006 年
- [3.21] 田中和明, 最新金属の基本が分かる事典, p94, 2015 年
- [3.22] 鉛ハンドブック 改訂版, pp59-107, 日本鉱業協会 鉛亜鉛需要開発センター, 1992 年
- [3.23] 鉛ハンドブック 改訂版, p122, 日本鉱業協会 鉛亜鉛需要開発センター, 1992 年

4章 ゴムの性質

4章 ゴムの性質

4.1. はじめに

ゴムは、非常に身近な材料である。例えば、輪ゴムやタイヤ、ゴム手袋等、挙げればきりが無いほど、生活に浸透している。ゴムには他の材料にない、非常に優れた性質がある。それは、「伸びが非常に大きい」と、「弾性的」という二つの要素を併せ持つということである。このような要素を併せ持つが故に、今日、様々な製品に用いられているといっても過言ではない。本研究においても、6章において、ゴムをエネルギー吸収材料としてゴム製のOリングを用いている。また、5章では、シャフトやシリンダにゴムを貼付し、転動の補助材として用いている。

本章では、ゴムの性質を既往の研究及び書籍より明らかにした上で、材料試験を通してその性能の確認を行っている。

4.2節ではゴムの性質について調査する。具体的には、ゴムと他の材料との比較を始め、ゴムの種類による分子形状と性質の比較、ゴムの超弾性理論や粘弾性理論等について調べる。

4.3節では様々なゴムの引張試験を行い、材料の機械的性質を明らかにすると共に、前節で示した理論を用いて、数学的なモデルを求める。

4.4節ではゴムの動的粘弾性試験を行い、ゴムの持つ粘弾性の性質について、温度・時間の変化に伴う変化を調べる。

4.5節では様々なゴムの圧縮試験を行い、つぶし量に対する材料のヒステリシスロスを求める。

4.6節ではゴムの性質について、得られた知見のまとめを行う。

4.2. ゴムの性質

本節では、ゴムがどのような性質を有しているかについて調査する。

4.2.1ではゴムの概要について調べる。具体的には、ゴムと他の材料についてヤング率やポアソン比等の比較を行う。

4.2.2ではゴムの分子形状について調べる。ゴムは分子形状によって、性質が大きく異なる。そこで、代表的なゴムの種類と分子形状を調べ、その性質についても調べる。

4.2.3ではゴムの理論について調べる。ゴムの理論は基礎となる論文が1934年^[4.1]に提出されており、ここから研究が重ねられ現在に至っている。ここでは、ゴム理論の古典と言われるGauss理論^{[4.1]~[4.5]}並びに、これを発展させた大変形弾性理論の一例について調べる。

4.2.4ではゴムの粘弾性について調べる。ゴムは4.2.3で述べるように、超弾性の特徴を有するが、変形に伴って生じるエネルギーのすべてをゴム内部に貯蔵するわけではな

く、粘性的性質によって、熱となって発散されるものもある。ここでは、この性質を表す数学的モデルについて調べる。

4.2.5 ではゴムの時間と温度の関係について調べる。ゴムを含む高分子材料の時間と温度の間には密接な関係があることが知られている。この関係について調査を行い、ゴムの温度補正に活かすことを考える。

4.2.6 ではゴムの硬度と伸びの関係について調べる。ゴムの硬度は、ゴムに添加する材料によって変化し、この変化に応じて破断に達する伸びも変化する。ここでは、JIS（日本工業規格）に示される試験方法^[4.6]を調査し、後の引張試験の結果につなげる。

4.2.1. ゴムの概要

ゴムは柔らかくて伸び性能の大きな材料である。他の材料と比較してどの程度の剛性を有しているのか、表 4.2.1 及び図 4.2.1 に示す。

表 4.2.1 各材料のヤング率^{[4.7][4.8]}

材料名	ヤング率 [N/mm ²]
スチール	≈2×10 ⁵
銅	≈1×10 ⁵
アルミニウム	≈7×10 ⁴
ガラス	≈6×10 ⁴
コンクリート	≈3×10 ⁴
木	≈1×10 ⁴
ゴム	≈0.5～1.0

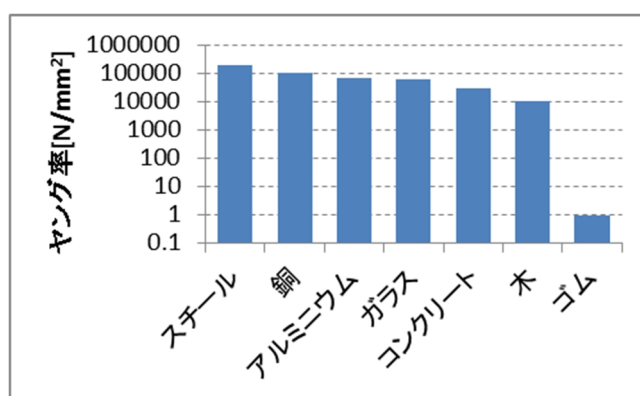


図 4.2.1 各材料のヤング率

表より、スチールを始めとする各材料は、 $10^5 \sim 10^4 \text{ N/mm}^2$ 程度の剛性を有しており、約 10 倍の幅の中に存在している。弱く感じられる木材でも、繊維方向のヤング率は約 $10,000 \text{ N/mm}^2$ である。これに対して、一般的なゴムは、ヤング率が $0.5 \sim 1.0 \text{ N/mm}^2$ であり、他の材料と比較して 4 桁も柔らかい。これは外力に対して非常に容易に変形することを示している。ゴムは固体であるが、柔らかさの面では、液体に近い性質を持っているとも言える。

それではなぜゴムとその他の材料のヤング率が大きく異なるのかについてである。通常の方法は、原子同士が原子間力で結ばれており、個々に生じる結合エネルギーが最低の状態になっている（図 4.2.2 参照）。通常の方法において変形を生じさせるためには、この結合エネルギーを大きく変化させる必要があり、言い換えれば図 4.2.2 における急激な坂を登る必要がある。このため、大きなヤング率が必要であると言える。

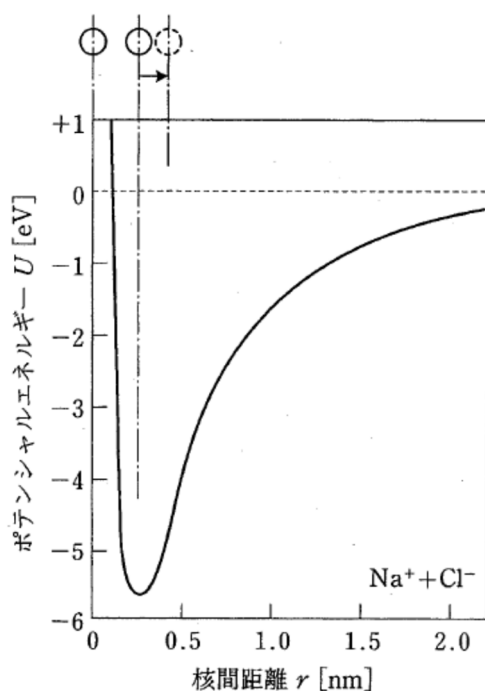


図 4.2.2 原子間に生じる結合エネルギー^[4.7]

これに対して、ゴムは高分子（polymer）と呼ばれる鎖状の長いひもで形成（図 4.2.3 参照）されている。高分子をさらに詳しく見ると、基本単位：モノマー（monomaer）が繰り返し連続して接合している。この繰り返し回数を重合度と呼び、一般の高分子では $10^3 \sim 10^4$ 程度であり、例えば天然ゴムでは $3,000 \sim 4,000$ 程度である。

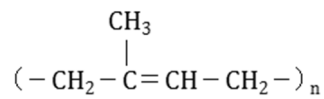


図 4.2.3 天然ゴムの分子構造

このような長いひも状のものがスパゲッティの麺のように絡まり合っている材料がゴムである。変形が小さい場合、湾曲していたひもが多少直線に近づく程度の動きでしかないため、ヤング率は非常に小さいと言える。

一方、ゴムのポアソン比は非常に大きい。金属は 0.3~0.4, ガラスは 0.2~0.3, これに対してゴムはほぼ 0.5 であり, ほとんど体積変化が生じない。ゴムのポアソン比が大きい原因は, ヤング率に対する体積弾性率の比が大きいためである。ゴム及びそのほかの材料の体積弾性率を表 4.2.2 に, 体積弾性率とヤング率, ポアソン比との関係式を式(4.1)に示す。

表 4.2.2 体積弾性率^[4.9]

材料名	体積弾性係数 [N/mm ²]
鋳鉄	1.67×10^5
ガラス	3.70×10^4
ゴム	1.86×10^3
エボナイト	4.12×10^3
水	2.17×10^3
ヘプタン	6.95×10^2

$$\nu = 0.5 - \frac{E}{6K} \quad (4.1)$$

ν : ポアソン比
 K : 体積弾性率
 E : ヤング率

ゴムの体積弾性率は鋳鉄の体積弾性率と比較して 2 桁小さい。しかしヤング率 (表 4.2.1) は, ゴムの方がスチールよりも 5~6 桁小さい。これらの値を式(4.1)に代入すると明らかなように, 体積弾性率とヤング率の差が大きいため, ゴムとスチールのポアソン

比は大きく異なる。ゴムのポアソン比の一例として、0.499916^[4.10]等の報告がある。

伸びに関してみると、ゴムの伸び性能の高さは飛び抜けている。ゴムの伸びは数百%に達し、その他の材料の伸び（数十%）と比較して一桁大きい（図 4.2.4 参照）。

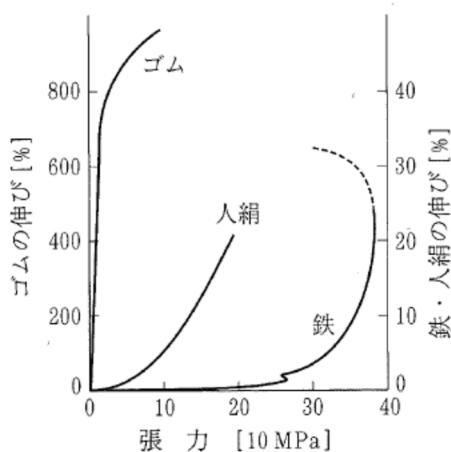


図 4.2.4 ゴムの伸び^[4.9]

これは先に述べたように、ゴムが高分子で構成されている為、伸びきるまでに大きな変形が必要だからである。つまり、長い高分子がその全長と比較して短い範囲にまとまっているため、伸びきるまでに大きな変形を必要とするということである。

ゴムの大变形の領域では、伸びに対して張力の立ち上がりが大きくなる。この現象は、「ハードニング」と呼ばれ、ゴムの特徴の一つである。ゴムを構成する高分子は、引張力を受けることによって、縮んだ状態から徐々に伸びて行き、やがて伸びきった状態になる。すると今までの伸びきっていない時の低い剛性と異なり、剛性が急激に上昇する。これがハードニングの生じる理由である。

4.2.2. ゴムの分子構造（分子量と分子分布）

ゴムは先に述べたとおり、高分子（polymer）で構成されている。高分子はモノマー（monomaer）が繰り返し連続して接合されたものであり、この分子構造毎に異なるゴムの名称が付けられている。ゴムを大きく分けると、「ジエン系」、「非ジエン系」に分けることができる。実験に用いたゴムの特徴を表 4.2.3 に、分子構造を表 4.2.4 に示す。

(1) ジエン系

ジエン系は、ポリマー主鎖に二重結合を含む不飽和ゴムである。二重結合を有しているため硫黄で容易に加硫できるが、二重結合を有するため酸素とも結合しやすく、耐候性（耐オゾン性）に劣るという欠点を有する。

表に示すゴムでは、天然ゴム（NR）クロロプレンゴム（CR）、ニトリルブタジエンゴ

ム (NBR) がジエン系に該当する。

(2) 非ジエン系

非ジエン系はポリマー主鎖に二重結合を含まないか、あっても極めてわずかなゴムである。二重結合がほとんど無いため、硫黄による加硫が難しく、その他の材料を用いて架橋を行う。二重結合がほとんど無いため酸素と結合しにくく、耐候性（耐オゾン性）に優れる。

表に示すゴムでは、ブチルゴム (IIR)、エチレンプロピレンゴム (EPDM)、ウレタンゴム (U)、シリコンゴム (Q)、フッ素ゴム (FKM) が非ジエン系に該当する。

表 4.2.3 実験に用いたゴムの特徴^{[4.11][4.12]}

略称	物理的性質								ガラス 転移温度 Tg [K]
	引張 強さ [N/mm ²]	最大 伸び [%]	引き 裂き	反 発 弾 性	使用可能 温度 [°C]	耐 候 性	耐 オ ゾ ン 性	耐 水 性	
NR	3~35	1000	◎	◎	-75~90	○	×	◎	198~205
	主な特徴		力学的性質に優れる						
CR	5~25	1000	○	◎	-60~120	◎	◎	◎	223~228
	主な特徴		平均的な性質						
NBR	5~25	800	○	○	-50~120	○	×	◎	217~263
	主な特徴		耐摩耗性に優れる						
IIR	5~20	800	○	△	-60~150	◎	◎	◎	198~210
	主な特徴		低反発弾性（減衰性大）						
EPDM	5~20	800	△	○	-60~150	◎	◎	◎	213
	主な特徴		IIR に類似した特徴だが、高反発弾性						
U	20~45	800	◎	◎	-60~80	◎	◎	△	241
	主な特徴		力学的性質が特に優れる						
Q	3~12	500	△	◎	-120~280	◎	◎	○	148~161
	主な特徴		耐熱性、耐寒性に優れる						
FKM	7~20	500	○	△	-50~300	◎	◎	◎	253~263
	主な特徴		最高の耐熱性を持つ						

表 4.2.4 実験に用いたゴムの分子構造^[4.11]

略称	名称	分子構造
NR	天然ゴム	$\begin{array}{c} \text{CH}_3 \\ \\ (-\text{CH}_2-\text{C}=\text{CH}-\text{CH}_2-)_{\text{n}} \end{array}$
CR	クロロプレンゴム	$\begin{array}{c} \text{Cl} \\ \\ (-\text{CH}_2-\text{C}=\text{CH}-\text{CH}_2-)_{\text{n}} \end{array}$
NBR	ニトリル ブタジエンゴム	$(-\text{CH}_2-\text{CH}=\text{CH}-\text{CH}_2-)_{\text{m}} - (-\text{CH}_2-\overset{\text{CN}}{\underset{ }{\text{C}}}-\text{CH}-)_{\text{n}}$
IIR	ブチルゴム	$\begin{array}{c} \text{CH}_3 \\ \\ (-\text{C}-\text{CH}_2-)_{\text{m}} - (-\text{CH}_2-\overset{\text{CH}_3}{\underset{ }{\text{C}}}=\text{CH}_2-)_{\text{n}} \\ \\ \text{CH}_3 \end{array}$
EPDM	エチレンプロピレンゴム	$(-\text{CH}_2-\text{CH}_2-)_{\text{m}} - (-\text{CH}_2-\overset{\text{CH}_3}{\underset{ }{\text{C}}}-)_{\text{n}}$
U	ウレタンゴム	$(-\text{R}-\text{O}-\overset{\text{O}}{\parallel}{\text{C}}-\text{NH}-\text{R}'-\text{NH}-\text{CH}_2-\overset{\text{O}}{\parallel}{\text{C}}-\text{O}-)_{\text{n}}$ <p>R:ポリエステルでは(AU) ポリエーテルでは(EU)</p>
Q	シリコンゴム	$\begin{array}{c} \text{CH}_3 \qquad \text{CH}=\text{CH}_2 \\ \qquad \qquad \\ (-\text{Si}-\text{O}-)_{\text{m}} - (-\text{Si}-\text{O}-)_{\text{n}} \\ \qquad \qquad \\ \text{CH}_3 \qquad \text{CH}_3 \end{array}$
FKM	フッ素ゴム	$(-\text{CF}_2-\text{CH}_2-)_{\text{m}} - (-\overset{\text{CF}_3}{\underset{ }{\text{C}}}-\text{CF}_2-)_{\text{n}}$ <p>フッ化ビニリデン系</p>

なお、ゴムの性質は添加する材料とその量によって変化するが、製造においてこれらの添加量をコントロールして安定した性質を確保することは可能である。

4.2.3. ゴムの超弾性理論

ゴムの弾性論の基本となる論文^[4.1]は、1934年に提出されており、ここから研究が重ねられ、1940年代後半に古典ゴム弾性論である Gauss 鎖理論が完成した。Gauss 鎖理論の為に先ず、高分子鎖1本の状態から考える。

ゴムを構成する高分子鎖は熱運動によって絶えず位置を変えているため、分子に一定の幾何形状を割り当てることは不可能である。このため、統計の問題として捉えることとする。高分子鎖は非常に細長いひも状であり、このひもはランダムに丸まって存在していることが知られている。いま、高分子鎖の形状が図 4.2.5 に示すような形状であったと仮定する。

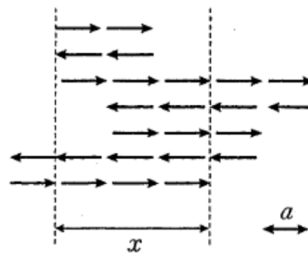


図 4.2.5 一次元における高分子鎖の形状^[4.13]

ここで、

- x : 始端と終端の距離
- a : モノマーの長さ
- n : モノマーの数量

である。

このとき、両端の距離が x となる回数は、

$$W(x) = \frac{\beta}{\sqrt{\pi}} \exp(-\beta^2 x^2) \quad (4.2)$$

- $W(x)$: 始端と終端の距離が x となる回数
- $\beta = 1/\sqrt{2na^2}$

で与えられる。ただし、高分子鎖の全長 na は、始端と終端の距離が x よりも非常に大きい ($x/na \ll 1$) と仮定している。

(4.2)式より，高分子鎖の始端と終端の距離が x である確率は，

$$W(x)dx = \frac{\beta}{\sqrt{\pi}} \exp(-\beta^2 x^2) dx \quad (4.3)$$

$W(x)dx$: 始端と終端の距離が x となる確率
 β : $= 1/\sqrt{2na^2}$
 n : モノマーの数量
 a : モノマーの長さ
 x : 始端と終端の距離

となる。(4.2)式及び(4.3)式は一般的に Gauss 分布 (標準分布) と呼ばれる統計によく用いられる関数である。(4.2)式より $x=0$ のときが最も $W(x)$ が大きくなり， x がゼロから離れると共に減少する関数であることが分かる (図 4.2.6 参照)。

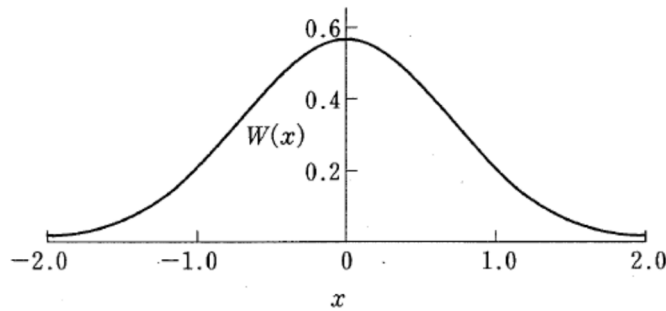


図 4.2.6 高分子鎖の始端と終端の距離の分布関数^[4.13]

(4.3)式は一次元で考えた式であったが，これを三次元に拡張すると，

$$W(x, y, z) dx dy dz = \left(\frac{\sqrt{3}}{\pi} \beta \right)^3 \exp(-3\beta^2 r^2) dx dy dz \quad (4.4)$$

$W(x, y, z) dx dy dz$: 始端と終端の距離が r となる確率
 r : $= \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$

となる。^[4.13]

ところで，ゴムをミクロ的に見てみると熱によって振動しており，絶対温度 $T[K]$ とゴムの弾性の間には比例関係があることが知られている^[4.14]。この関係は，気体と同様にエントロピー的に表すことが可能である。ここで，直方体の試験片 (x, y, z) に一軸引張を作用

させた場合を考える。高分子鎖の1本が x 方向に λ_1 倍伸びたとすると、 y 方向に λ_2 倍、 z 方向に λ_3 倍縮む。このときのエントロピーの変化 ΔS は、

$$\begin{aligned}\Delta S &= k\{\log W(\lambda_1 x, \lambda_2 y, \lambda_3 z) - \log W(x, y, z)\} \\ &= -k \frac{3}{2na^2} \{(\lambda_1^2 - 1)x^2 + (\lambda_2^2 - 1)y^2 + (\lambda_3^2 - 1)z^2\}\end{aligned}\quad (4.5)$$

ΔS	: 高分子鎖1本当たりのエントロピーの変化
k	: ボルツマン係数 ($=1.38 \times 10^{-23} \text{ [JK}^{-1}\text{]}$)
$W(\lambda_1 x, \lambda_2 y, \lambda_3 z)$: 始端と終端の距離が λr となる回数
$W(x, y, z)$: 始端と終端の距離が r となる回数
n	: モノマーの数量
a	: モノマーの長さ

となる。このような分子鎖は dN あるため、全分子鎖のエントロピー変化は、

$$\Delta S = \int S dN = -\frac{1}{2} Nk(\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 - 3) \quad (4.6)$$

N	: 分子鎖の数
-----	---------

となる。従って、変形による仕事は、 $W = -T\Delta S$ より、

$$W = \frac{1}{2} NkT(\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 - 3) \quad (4.7)$$

W	: 仕事 (歪みエネルギー関数)
T	: 温度 [K]

となる。 W は仕事量であることから、力と変形の積と等しい。そこで、一軸引張 (圧縮) 試験を行った場合の歪み ($\lambda_1 = \lambda$, $\lambda_2 = \lambda_3 = 1/\sqrt{\lambda}$) を代入し、公称応力を求めると、

$$\sigma = \frac{NkT}{V_0} \left(\lambda - \frac{1}{\lambda^2} \right) \quad (4.8)$$

σ	: 公称応力 [N/mm ²]
V_0	: 初期の体積

となる。(4.7)式はゴム弾性の Gauss 鎖理論による状態方程式と呼ばれている。ここで、(4.8)式と実際の試験結果がどの程度正しいのか、比較した結果を文献^[4.13]より抜粋して示す。

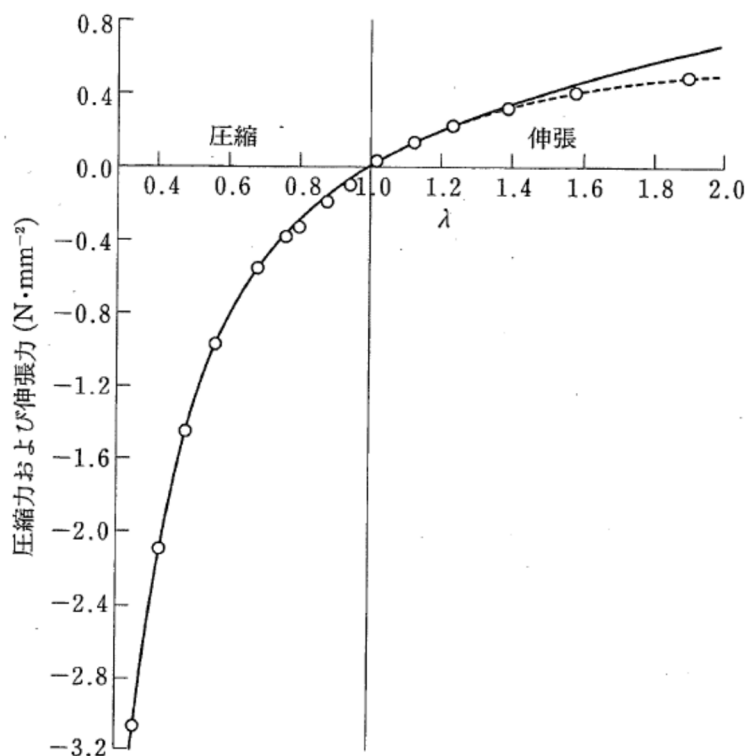


図 4.2.7 天然ゴムの単純引張及び単純圧縮試験の応力-ひずみ曲線^[4.13]

図における○印は実験結果、実線は理論式である。圧縮側から引張側にかけて非常に良く一致しているが、 λ が1.3を超えるあたりから理論値と実験値に乖離が見られる。これは、式(4.2)において、高分子鎖の全長 na は、始端と終端の距離が x よりも非常に大きい($x/na \ll 1$)と仮定していることに起因している。つまり、変形が大きくなるにつれ、分子鎖が引張方向に並ぶため、Gauss分布関数の仮定が成り立たなくなるということである。

ゴムは大きな変形をすることが特徴であり、大変形まで表現可能なモデルが望まれる。こうした中で、ゴムの分子的な動きとは切り離し、数学的な考え方で作り出された理論が多く考え出されている。ここでは、代表的な2つの大変形弾性理論を示す。

(1) Mooney-Rivlin モデル

Mooney-Rivlin モデルを(4.9)式に示す。

$$\begin{aligned} W &= C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \\ &= C_1(\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 - 3) + C_2\left(\frac{1}{\lambda_1^2} + \frac{1}{\lambda_2^2} + \frac{1}{\lambda_3^2} - 3\right) \end{aligned} \quad (4.9)$$

W	: ひずみエネルギー関数
C_{10}	$= C_1 = \frac{1}{2}NkT > 0$
C_{01}	$= C_2 > 0$
N	: 分子鎖数
k	: ボルツマン定数 $= 1.38 \times 10^{-23}$ [J K ⁻¹]
T	: 絶対温度 [K]
λ_i	: i 方向のひずみ ($\lambda = 1 + \varepsilon$)

(4.9)式に示される I_1 , I_2 は不変量と呼ばれ, (4.10)~(4.12)式で示される。

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (4.10)$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \quad (4.11)$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \quad (4.12)$$

これらの値は, 軸の取り方にかかわらず, 一定の値を示す。なお, Mooney-Rivlin モデルでは $I_3=1$ で体積変化がないと仮定しているが, (4.1)式で示したとおり, ポアソン比は極めて 0.5 に近い値であり, この仮定はほぼ正しいといえる。

ここで, Mooney-Rivlin モデルの定数 $C_2=0$ とすると,

$$W = C_1(\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 - 3) \quad (4.13)$$

となり, $C_1 = 1/2 NkT$ と置くことで, (4.7)式と等しいことが分かる。このことより, Mooney-Rivlin モデルは Gauss 鎖理論を包含した式であるといえる。

なお、微小ひずみにおけるせん断弾性係数は、

$$G = 2(C_1 + C_2) \quad (4.14)$$

G : 微小変形におけるせん断弾性係数
[N/mm²]

で表すことができる。

Mooney-Rivlin モデルは二つの定数を持つため、(4.7)式よりも大きな範囲の変形を予測することが可能であるが、数百%までの変形を予測するには適していない。

(2) Ogden モデル

Ogden モデルを(4.15)式に示す。

$$W = \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} (\lambda_1^{\alpha_n} + \lambda_2^{\alpha_n} + \lambda_3^{\alpha_n} - 3) \quad (4.15)$$

W : ひずみエネルギー関数
 μ_n : 材料物性値-1 [N/mm²]
 α_n : 材料物性値-2
 λ_i : i 方向のひずみ ($\lambda = 1 + \varepsilon$)

μ_n 及び α_n は、 $i = 1 \sim N$ のそれぞれにおいて、 $\mu_n \alpha_n > 0$ を満たす実数である。

ここで、 $N = 2$ 、 $\alpha_1 = 2$ 、 $\alpha_2 = -2$ とおくと、

$$W = \frac{\mu_n}{2} (\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 - 3) - \frac{\mu_n}{2} \left(\frac{1}{\lambda_1^2} + \frac{1}{\lambda_2^2} + \frac{1}{\lambda_3^2} - 3 \right) \quad (4.16)$$

となり、(4.9)式の Mooney-Rivlin モデルを表すことが可能である。また、 $N = 1$ 、 $\alpha_1 = 2$ 、とおくことで、

$$W = \frac{\mu_n}{2} (\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 - 3) \quad (4.17)$$

となり、(4.7)式を表すことが可能である。

ここで、Ogden モデルを用いて引張試験の応力-ひずみ関係について考える。 W はひずみエネルギー関数であり、ひずみ λ で偏微分すると応力 σ を求めることができる。

$$\sigma = \frac{\partial W}{\partial \lambda_i} \quad (4.18)$$

σ	: 応力 [N/mm ²]
W	: ひずみエネルギー関数
λ_i	: i 方向のひずみ ($\lambda=1+\varepsilon$)

(4.18)式を用い、一軸引張、純せん断、一様二軸引張について考える。一軸引張は λ_1 方向に引っ張り、 λ_2, λ_3 方向に拘束しない試験方法である。従って $\lambda_2 = \lambda_3 = 1/\sqrt{\lambda_1}$ より、

$$\sigma_1 = \sum_{n=1}^N \mu_n \left(\lambda_1^{\alpha_n-1} - \lambda_1^{-\frac{\alpha_n-1}{2}} \right) \quad (4.19)$$

純せん断は、 λ_2 方向の変形を拘束し、 λ_1 方向に引っ張る試験方法である。従って $\lambda_1 = \lambda_2, \lambda_3 = 1/\lambda_1$ より、

$$\sigma_1 = \sum_{n=1}^N \mu_n \left(\lambda_1^{\alpha_n-1} - \lambda_1^{-\alpha_n-1} \right) \quad (4.20)$$

一様二軸引張は λ_1, λ_2 方向に同時に同じ変位で引っ張る試験方法である。従って $\lambda_1 = \lambda_2, \lambda_3 = 1/\lambda_1^2$ より、

$$\sigma_1 = \sum_{n=1}^N \mu_n \left(\lambda_1^{\alpha_n-1} - \lambda_1^{-2\alpha_n-1} \right) \quad (4.21)$$

なお、微小変形におけるせん断弾性係数は、

$$G = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^N \mu_n \alpha_n \quad (4.22)$$

G	: 微小変形におけるせん断弾性係数 [N/mm ²]
-----	---

で表すことができる。

Ogden モデルは $N=3$ 程度とれば、材料定数が、 $\mu_{1\sim 3}, \alpha_{1\sim 3}$ の 6 個存在し、ゴムの挙動を数百%に至るひずみ領域まで精度よく再現できることが知られている。

4.2.4. ゴムの粘弾性

ゴムは4.2.3で述べるように、超弾性の特徴を有するが、変形に伴って生じるエネルギーのすべてをゴム内部に貯蔵するわけではなく、粘性的性質によって、熱となって発散されるものもある。つまり、ゴムは弾性的性質と粘性的性質を併せ持つ「粘弾性」である。このため、ゴムに一定のひずみを与えたとしても、時間によって応力が緩和することとなる。この現象を表すモデルとして、Maxwellモデル(図4.2.8)がある。

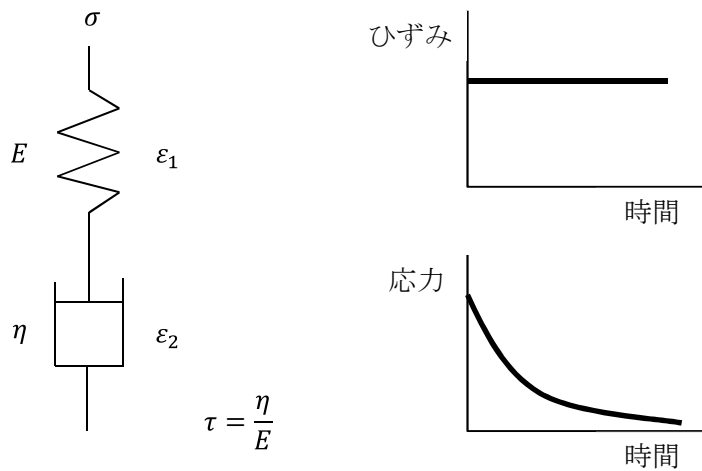


図 4.2.8 Maxwellモデル

$$\sigma = E\varepsilon_1 \quad (4.23)$$

$$\sigma = \eta \frac{d\varepsilon_2}{dt} \quad (4.24)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \quad (4.25)$$

σ	: 全体の応力
E	: バネのヤング率
ε_1	: バネのひずみ
η	: ダッシュポットの粘性係数
ε_2	: ダッシュポットのひずみ
t	: 時間
ε	: 全体のひずみ
τ	: 緩和時間 $\left(= \frac{\eta}{E} \right)$

(4.23)~(4.25)式より、 ε_1 、 ε_2 を消すと、

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{1}{E} \frac{d\sigma}{dt} + \frac{\sigma}{\eta} \quad (4.26)$$

が得られる。この式は、応力・ひずみ以外に時間の要素が含まれた微分方程式になっており、maxwellモデルの緩和を表す基礎式である。さらにこの式を σ でまとめる。初期ひずみ ε を与えた後の応力緩和を考えると、 $t = 0$ で $\sigma = \sigma_0$ であり、 $t > 0$ で $d\varepsilon/dt = 0$ である。上記条件を考慮して式(4.26)を解くと、

$$\sigma = \sigma_0 e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (4.27)$$

が求まる。

また Maxwell モデルと同様によく用いられる粘弾性のモデルとして、Voigt モデルがある。Maxwell モデルはひずみ一定のとき、応力が緩和するモデルであったが、Voigt モデル (図 4.2.9) は、応力が一定のときひずみが増加する、クリープ挙動を示すモデルである。

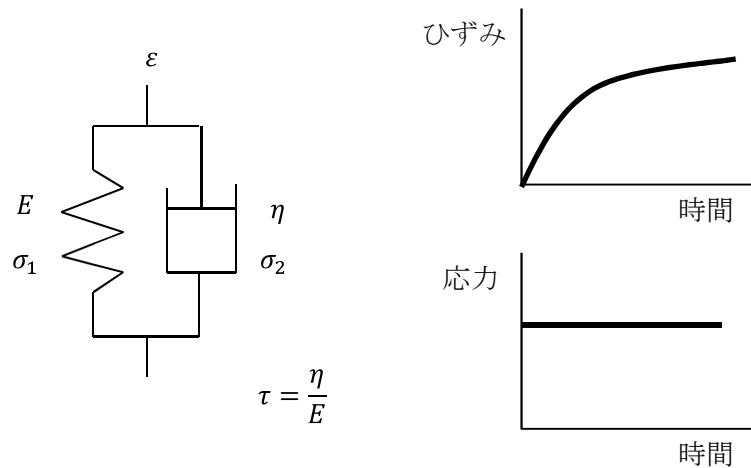


図 4.2.9 Voigt モデル

$$\sigma_1 = E\varepsilon \quad (4.28)$$

$$\sigma_2 = \eta \frac{d\varepsilon}{dt} \quad (4.29)$$

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = E\varepsilon + \eta \frac{d\varepsilon}{dt} \quad (4.30)$$

σ_1	: バネの応力
σ_2	: ダッシュポットの応力
σ	: 全体の応力
E	: バネのヤング率
ε	: 全体のひずみ
η	: ダッシュポットの粘性係数
t	: 時間
τ	: 遅延時間 $\left(= \frac{\eta}{E} \right)$

(4.28)~(4.30)式より ε を求める。初期応力 σ を与えた後のひずみのクリープを考えると、 $t = 0$ で $\sigma = \sigma_0$ かつ $\varepsilon = 0$ である。上記条件を考慮して(4.30)式を解くと、

$$\varepsilon = \frac{\sigma_0}{E} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right) \quad (4.31)$$

が求まる。

ところで、ゴムは粘弾性体であるため、弾性的な挙動と粘性的な挙動を併せ持っている。この二つの挙動の割合は実験的に求めることが可能である。具体的には、ゴムに様々な周期の正弦波のひずみを入力し、その応答である応力との位相差を計測することにより明らかにできる。その原理を図 4.2.10 に示す。理想的な弾性体であれば、ひずみと応力の周期は一致するため位相差はゼロとなる。これに対し、理想的な粘性体であれば、ひずみと応力の周期は 90° のずれが生じる。粘弾性体はこの間に位置するため、それぞれの周期における弾性と粘性の割合を周期のずれから求めることが可能である。

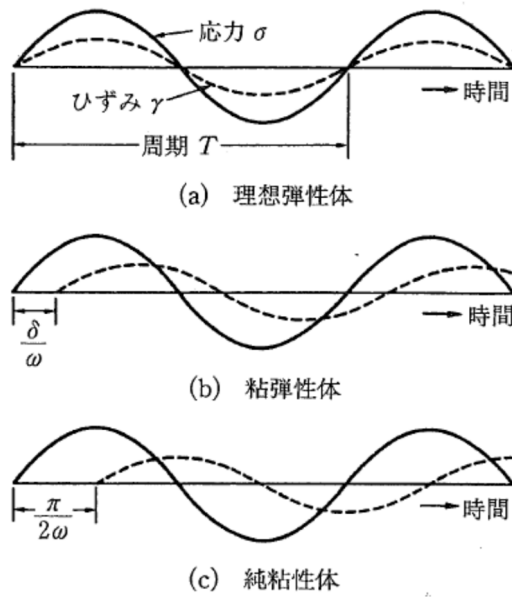


図 4.2.10 正弦波ひずみを与えた時の応答^[4.15]

この考え方を Maxwell モデルに当てはめる。正弦波を入力したときの応力は、

$$\sigma = \sigma_0 e^{i\omega t} = \sigma_0 \cos \omega t + i \sigma_0 \sin \omega t \quad (4.32)$$

σ	: 応力
σ_0	: 応力の片振幅
i	: 虚数単位 $i = \sqrt{-1}$
ω	: 周期
t	: 時間

で示される。

ひずみは(4.26)式に(4.32)式を代入すると求めることができる。

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \left(\frac{i\omega}{E} + \frac{1}{\eta} \right) \sigma_0 e^{i\omega t} \quad (4.33)$$

これを積分すると,

$$\begin{aligned} \varepsilon &= i\omega \left(\frac{i\omega}{E} + \frac{1}{\eta} \right) \sigma_0 e^{i\omega t} \\ &= \frac{1}{E} \left(1 + \frac{i}{\omega\tau} \right) \sigma_0 e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (4.34)$$

弾性率は応力をひずみで除したものであることから,

$$\begin{aligned} E^*(\omega) &= \frac{\sigma_0 e^{i\omega t}}{\frac{1}{E} \left(1 + \frac{i}{\omega\tau} \right) \sigma_0 e^{i\omega t}} \\ &= \frac{E}{1 - \frac{i}{\omega\tau}} \\ &= E \frac{\omega^2 \tau^2}{1 + \omega^2 \tau^2} + iE \frac{\omega\tau}{1 + \omega^2 \tau^2} \\ &= E'(\omega) + iE''(\omega) \end{aligned} \quad (4.35)$$

$E^*(\omega)$: 複素弾性率
$E'(\omega)$: 貯蔵弾性率
$E''(\omega)$: 損失弾性率
σ_0	: 応力の片振幅
i	: 虚数単位 $i = \sqrt{-1}$
ω	: 周期
t	: 時間
τ	: 緩和時間 $\left(= \frac{\eta}{E} \right)$

ここで, $E(\omega)$ は複素弾性率と呼ばれ, 貯蔵弾性率 $E'(\omega)$ と損失弾性率 $E''(\omega)$ の和である。貯蔵弾性率はゴムに保存されるエネルギーのことであり, Maxwell モデルのバネ部に相当する。損失弾性率はゴムで熱に変換され, 消費されるエネルギーのことであり, Maxwell モデルの粘弾性に相当する。

図 4.2.10 に示したひずみと応力の位相差は, 貯蔵弾性率と損失弾性率の比によって変化する。貯蔵弾性率と損失弾性率のなす角度には図 4.2.11 のような関係があることから,

δ は(4.36)式のように示すことができる。

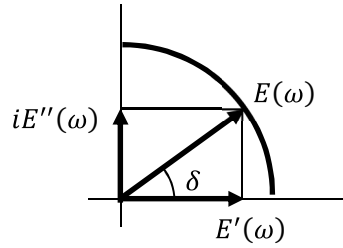


図 4.2.11 貯蔵弾性率・損失弾性率と損失正接の関係

$$\tan\delta = \frac{E''(\omega)}{E'(\omega)} = \frac{1}{\omega\tau} \quad (4.36)$$

$\tan\delta$: 損失正接
δ	: 貯蔵弾性率と損失弾性率の位相差 ($0 \leq \delta \leq \pi/2$)
$E(\omega)$: 複素弾性率
$E'(\omega)$: 貯蔵弾性率
$E''(\omega)$: 損失弾性率
ω	: 周期
τ	: 緩和時間

$\tan\delta$ は損失正接と呼ばれ、 $E''(\omega)/E'(\omega)$ で求められる。貯蔵弾性率と損失弾性率の周波数に対する依存性を図 4.2.12 に示す。

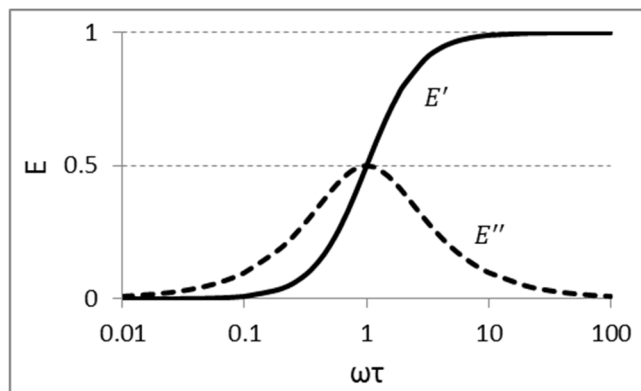


図 4.2.12 貯蔵弾性率と損失弾性率の周波数依存性^[4.15]

貯蔵弾性率 $E'(\omega)$ は $0.1 < \omega\tau$ から急激に立ち上がり、 $10 < \omega\tau$ ではほぼ最大値で一定となる。損失弾性率 $E''(\omega)$ は $\omega\tau = 1$ に極値を持っており、このとき最も消費されるエネルギー

ーが大きくなる。

ゴムは今まで述べてきたような Maxwell モデルや Voigt モデルのような挙動を示すが、これらの一要素で示せるほど単純ではない。そこで、これらのモデルを並列もしくは直列に n 個並べたモデルが提案されている。これらはそれぞれ一般化 Maxwell モデル、一般化 Voigt モデルと呼ばれる。図 4.2.13 に一般化 Maxwell モデルの模式図を示す。

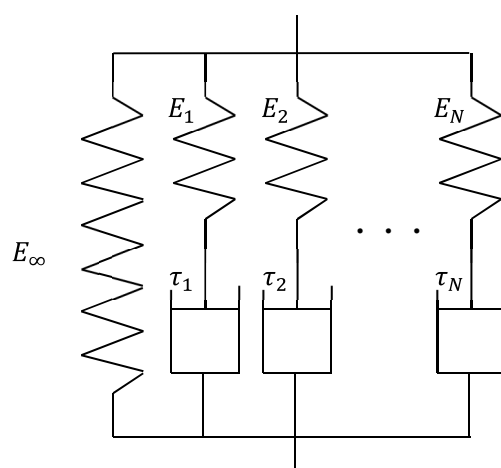


図 4.2.13 一般化 Maxwell モデル

$$E = E_{\infty} + \sum_{j=1}^N E_j e^{-\frac{t}{\tau_j}} \quad (4.37)$$

E	: 全体の弾性率
E_{∞}	: ダッシュポットをもたない要素の弾性率
E_j	: i 番目の Maxwell モデルにおける弾性率
t	: 時間
τ_j	: j 番目の緩和時間 $(= \frac{\eta}{E})$

一般化 Maxwell モデルは複数個の Maxwell モデルを有しており、それぞれの要素の緩和時間をずらして定めることによって、幅広くかつ複雑な応力緩和挙動を再現することができる。従って、ゴムのような複雑な緩和挙動をもつ材料であっても、粘弾性を表すことが可能である。なお、 E_{∞} はすべてのダッシュポットが緩和した後に残る弾性率を示している。ここで、(4.32)式で示した正弦波を入力したときの応力を考えると、(4.35)式より、

$$\begin{aligned}
E^*(\omega) &= E'(\omega) + iE''(\omega) \\
&= E_\infty + \sum_{j=1}^N E_j \frac{\omega^2 \tau_j^2}{1 + \omega^2 \tau_j^2} + i \sum_{j=1}^N E_j \frac{\omega \tau_j}{1 + \omega^2 \tau_j^2}
\end{aligned} \tag{4.38}$$

$$\tan \delta = \frac{E''(\omega)}{E'(\omega)} = \frac{1}{\omega \tau} \tag{4.39}$$

$E(\omega)$: 複素弾性率
$E'(\omega)$: 貯蔵弾性率
$E''(\omega)$: 損失弾性率
E_∞	: ダッシュポットをもたない要素の弾性率
E_j	: j 番目の Maxwell モデルにおける弾性率
σ_0	: 応力の片振幅
i	: 虚数単位 $i = \sqrt{-1}$
ω	: 周期
t	: 時間
τ_j	: j 番目の緩和時間 $(= \frac{\eta}{E})$
$\tan \delta$: 損失正接
δ	: 貯蔵弾性率と損失弾性率の位相差 ($0 \leq \delta \leq \pi/2$)

となる。

Mooney-Rivlin モデルや Ogden モデルを用いることで、ゴムの超弾性を表すことができる。また、一般化 Maxwell モデルを用いることでゴムの粘弾性挙動を表すことができる。しかし、超弾性モデルはゴムの複雑な弾性挙動を示している一方、ゴムの有する粘弾性挙動を表すことができない。一方、一般化 Maxwell モデルはモデル図 4.2.13 から明らかなように、線形バネを想定しているため、ゴムの有する超弾性挙動を表すことができない。この問題に対して、Simo は一般化 Maxwell モデルを拡張した形で、粘弾性を考慮した超弾性モデルを提案した。このモデル図を図 4.2.14 に、ひずみエネルギー関数を(4.40)式に示す。

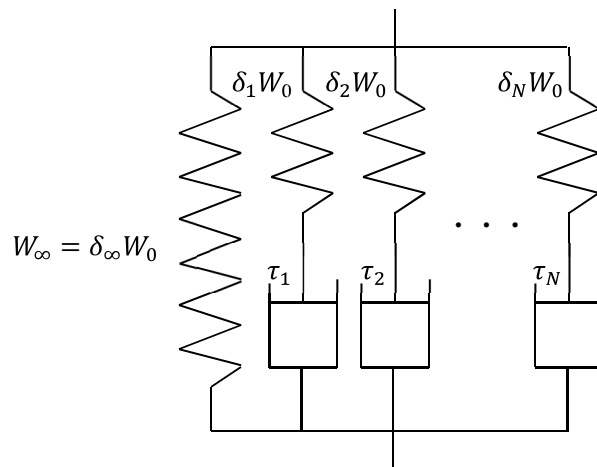


図 4.2.14 Simo の提案した非線形粘弾性モデル

$$W = W_\infty + \sum_{j=1}^N \delta_j W_0 e^{-\frac{t}{\tau_j}} = \delta_\infty W_0 + \sum_{j=1}^N \delta_j W_0 e^{-\frac{t}{\tau_j}} \quad (4.40)$$

$$\delta_\infty + \sum_{j=1}^N \delta_j = 1 \quad (4.41)$$

- W : 全体のひずみエネルギー
- W_∞ : ダッシュポットをもたない要素の弾性ひずみエネルギー
- δ_j : i 番目の要素におけるひずみエネルギーの全体に対する割合
- W_0 : 瞬間的な変形による弾性ひずみエネルギー
- t : 時間
- τ_j : 緩和時間 $\left(= \frac{\eta}{E} \right)$
- δ_∞ : ダッシュポットをもたない要素におけるひずみエネルギーの全体に対する割合

(4.40)式からも明らかなように、Simo の非線形粘弾性モデルは一般化 Maxwell モデルの線形バネを、超弾性モデルのひずみエネルギー関数で置き換えたものである。超弾性モデルと同様に、ひずみエネルギー関数をひずみで微分することによって、応力を得ることができる。

$$\sigma = \frac{\partial W}{\partial \lambda_i} \quad (4.42)$$

σ	: 公称応力 [N/mm ²]
W	: ひずみエネルギー関数
λ_i	: i 方向のひずみ ($\lambda=1+\varepsilon$)

4.2.5. ゴムの時間と温度の関係

ゴムを含む高分子材料は温度によって剛性が大きく変化することが知られている。これを模式的に示したものを図 4.2.15 に示す。

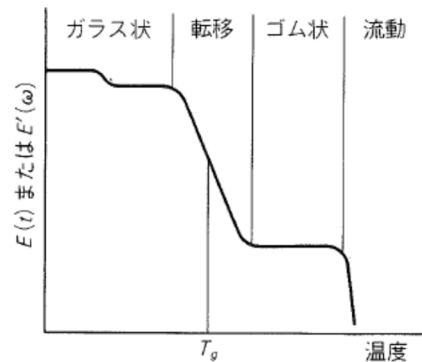


図 4.2.15 高分子の弾性率と温度依存性^[4.16]

最も低温の領域は「ガラス状」と呼ばれており、鋼材のような線形弾性的な挙動を示す。弾性率としては 10^9 [Pa]=1,000[MPa]程度を示すことが一般的である。一方、最も温度の高い領域は「流動」と呼ばれており、弾性的な挙動が失われ、粘性体に近い挙動になる。通常、ゴムはガラス状と流動の間に挟まれた、「転移」領域もしくは、「ゴム状」領域で使用される。ゴム状領域はガラス状領域と比較して、弾性率が 1/1000 程度 (=1[MPa]程度) に低下する反面、高分子同士の動きに対する粘性抵抗が生じ、弾性と粘性を併せ持つ粘弾性の挙動を示す。ゴム状とガラス状の間には、「転移」と呼ばれる領域があり、ここでは大きく弾性率が変化する。この大きな弾性率の変化は高分子の動きやすさが変化するによって生じている。ガラス状では高分子の動きが制限されており、大きな弾性率となる。反対にゴム状では高分子の動きが非常に自由で、小さな弾性率になっている。

一方、高分子材料は時間によっても弾性率が変化することが知られている。この一例を図 4.2.16 に示す。

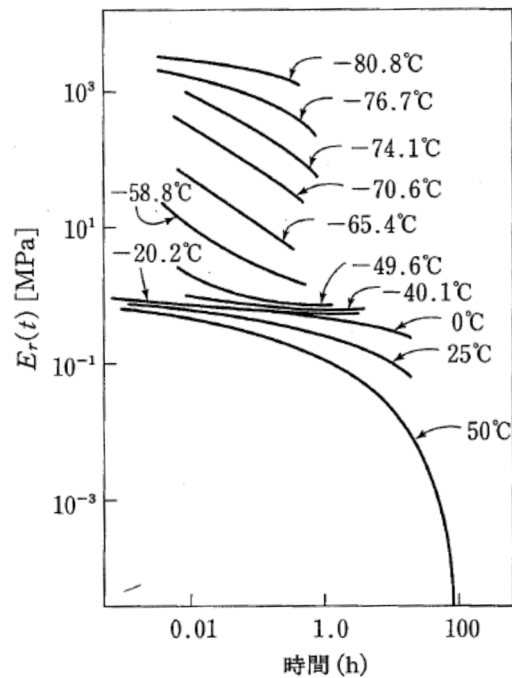


図 4.2.16 高分子（未架橋ポリイソプレン）の緩和弾性率と温度，時間依存性^[4.17]

図 4.2.16 は各温度に対して緩和弾性率を計測したものである。温度によって，緩和弾性率の緩和時間が変化することが分かる。また，この図をよく見ると，それぞれの温度を時間方向にシフトして重ね合わせることで，一本の曲線になることが分かる。このような関係を持つ材料を，「熱レオロジー的に単純な材料」と呼び，これによって得られる曲線をマスターカーブと呼んでいる。この曲線の形状は図 4.2.15 に示す曲線と一致する。

先に示したとおり，ゴムを含む高分子材料は時間と温度の間には密接な関係があり，この関係を「時間-温度換算則」と呼んでいる。

代表的な時間-温度換算則に，WLF 式がある。この式は Williams, Landel 及び Ferry によって提唱された式で，それぞれの頭文字をとって，WLF 式と呼ばれている。この時間-温度換算則はゴム材料などの軟質で変形能力の大きな高分子材料に良い近似を示すことが知られている^[4.18]。

$$\log \alpha_T = \frac{C_1(T - T_R)}{C_2 + (T - T_R)} \quad (4.43)$$

$$\alpha_T = \frac{t}{t'} = \frac{\omega'}{\omega} \quad (4.44)$$

$$T_R = T_g + 50 \quad (4.45)$$

α_T	: 時間-温度換算因子
C_1	: 係数 (温度が $T_g + 50$ の時, $C_1 = 8.86$)
C_2	: 係数 (温度が $T_g + 50$ の時, $C_2 = 101.6$)
T	: 絶対温度 [°C]
t	: 任意の温度 T [°C]における時間
t'	: 基準温度 T_R [°C]における時間
ω	: 任意の温度 T [°C]における角速度
ω'	: 基準温度 T_R [°C]における角速度
T_g	: ガラス転移温度 [°C]

ガラス転移温度 T_g は、ガラス状から転移に移行するときの温度であり、時間-温度換算則を考える上で重要な値である。

4.2.6. ゴムの硬さとヤング率

ゴムの「硬さ」はゴムの表面に押針を押し付け、その時の荷重と押し込み深さから算定するものである。ゴムのヤング率はゴムの種類によって大きく変化するが、押針によって求めた硬さとヤング率の間には相関関係が成り立つことが知られている。JIS K 6253^{[4.19][4.20]}によると、硬さの評価方法は3種類ある。

a) 国際ゴム硬さ IRHD

押し付けられる面が球面になった押針を試験片の表面に垂直に規定の力で押し込んだ時の押し込み深さを、換算表を用いて換算して得られる硬さ。ヤング率0の材料の硬さを0とし、ヤング率無限大の材料の硬さを100とした尺度である。



図 4.2.17 国際ゴム硬さ計測器^[4.21]

b) デュロメータ硬さ

デュロメータ硬さ試験機を用いて、規定の形状の押針を、規定のスプリングの力で試験片表面に押し付け、その時の押し込み深さから得られる硬さ。押針が最大に突き出した時の硬さを0とし、突き出し寸法が0の時の硬さを100として、その間を100等分した指示機構である。デュロメータのタイプAの測定値と国際ゴム硬さ IRHD の測定値は共通の値を示し、相互に比較できる。

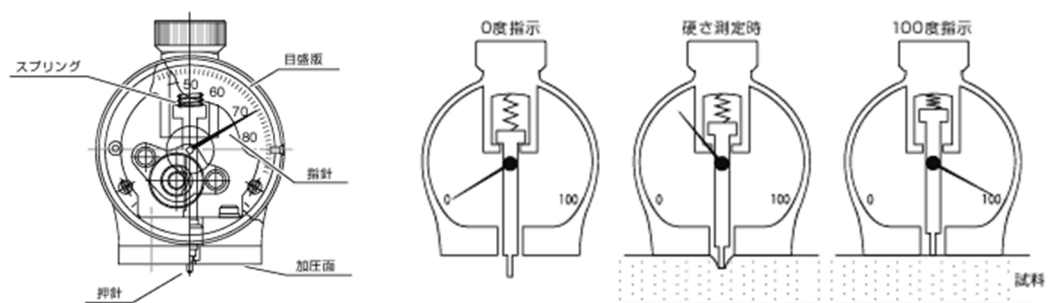


図 4.2.18 デュロメータ硬さ計測器^[4.22]

c)IRHD ポケット硬さ

IRHD ポケット硬さ試験機を用いて、規定の形状の押針を、規定のスプリングの力で試験片表面に押し付け、その時の押し込み深さから得られる硬さ。押針が最大に突き出した時の硬さを 30IRHD とし、突き出し寸法が 0 の時の硬さを 100IRHD とし、その間の国際ゴム硬さ (IRHD) を勘弁に読み取る指示機構である。



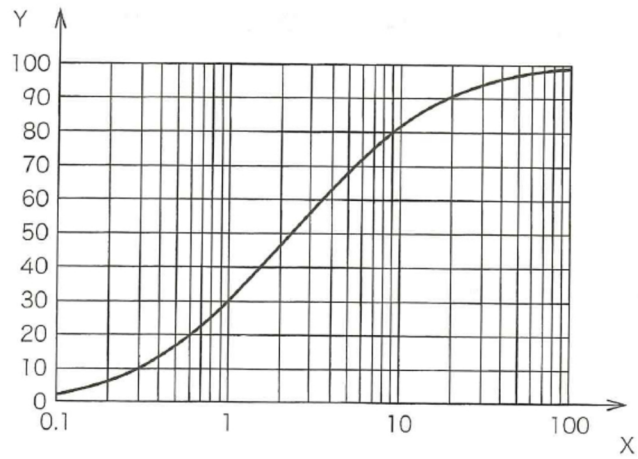
図 4.2.19 IRHD ポケット硬さ計測器^[4.23]

JIS K 6253-2 附属書 A^[4.20]には国際ゴム硬さ IRHD と押し込み深さとの関係が記されている。試験片に異方性がなく完全弾性体である場合、球を押し付けたとき次の式が成立する。

$$D = 0.615 \cdot R^{-0.48} \left\{ \left(\frac{F}{E} \right)^{0.74} - \left(\frac{f}{E} \right)^{0.74} \right\} \quad (4.46)$$

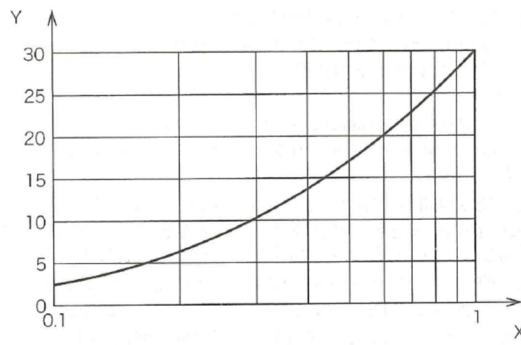
D	: 押し込み深さの差 [mm] (接触力による押し込み深さを減じる)
R	: 球の半径 [mm]
F	: 合計押し込み力[N]
E	: 加硫ゴムのヤング率 [MPa]
f	: 接触力 [N]

これによって求められた国際ゴム硬さ IRHD と加硫ゴムのヤング率の関係を図 4.2.20 に示す。



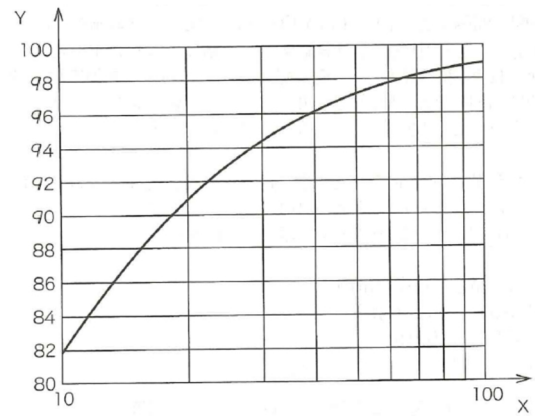
X 加硫ゴムのヤング率 E (MPa)
 Y 国際ゴム硬さ (IRHD)

(a)IRHD (全体)



X 加硫ゴムのヤング率 E (MPa)
 Y 国際ゴム硬さ (IRHD)

(b)IRHD (低硬さ拡大図)



X 加硫ゴムのヤング率 E (MPa)
 Y 国際ゴム硬さ (IRHD)

(c)IRHD (高硬さ拡大図)

図 4.2.20 国際ゴム硬さ IRHD とヤング率の関係^[4.20]

4.3. ゴムの一軸引張試験

本節では、円環ダンパーの O リングとして適当と考えられるゴムの一軸引張試験を行い、材料の機械的性質を明らかにする。

ゴムを用いた円環ダンパーは、円環として用いている O リングが変形し、ゴムの粘性によって、ひずみエネルギーを熱に変換して減衰を得る機構である。また、円環ダンパーは構造物に用いることから、耐候性を有している必要がある。このため、O リングの材料であるゴムには、

- ①繰り返しの変形に耐えうる機械的性質
- ②耐候性
- ③耐熱温度
- ④減衰性能

の各性能が求められる。本節ではこれらの条件をもとに、表 4.3.1 の材料の試験を実施する。試験で得られた試験結果から超弾性モデル、及び粘弾性モデルへの同定を行う。

表 4.3.1 一軸引張試験に用いたゴム材料の種類

略称	名称	硬さ	製造元
GP60L	ハネナイト (防振ゴム)	60°	内外ゴム
U70	ウレタンゴム	70°	モリセイ
U90	ウレタンゴム	90°	モリセイ
CR50	クロロプレンゴム	50°	市川ゴム工業
CR70	クロロプレンゴム	70°	市川ゴム工業
EPDM50	エチレンプロピレンゴム	50°	市川ゴム工業
EPDM70	エチレンプロピレンゴム	70°	市川ゴム工業
NR70	天然ゴム	70°	杉野ゴム化学工業所

ゴムの物理試験方法は、JIS K 6250 : 2006 ゴム-物理試験方法通則^[4.24]、JIS K 6251 : 2010 加硫ゴム及び熱可塑性ゴム-引張特性の求め方^[4.25]、JIS K 6254 : 2010 加硫ゴム及び熱可塑性ゴム-応力・ひずみ特性の求め方^[4.26]等に示されており、この試験方法に準じて数値を求めることが一般的である。しかし、O リングの形状は、JIS に定められた試験片の形状と大きく異なるため、成型に伴う性能差が生じる可能性がある。また、本研究に用いている O リングは内径 20[mm]線形 5[mm]程度の小さなものであることから試験片を製作することは難しい。そこで、最初にゴムシートから JIS に記載の一軸引張試験に適した試験片を作成し、JIS に準じた試験を行うことによってゴムの性能を把握する。次に O リング自体を試験体として一軸引張試験を行い、JIS に準じた試験との比較を行

うこととした。なお、JIS に準じた試験は U90 と GP60L のみ実施した。

4.3.1. JIS に準じた一軸引張試験 (U90, GP60L)

一軸引張試験は JIS K 6254 加硫ゴム及び熱可塑性ゴム-応力・ひずみ特性の求め方に準じて行った。このときの試験方法を表 4.3.2 に示す。

表 4.3.2 JIS に準じた一軸引張試験の試験方法

材料の種類	U90 (ウレタンゴム 硬度 90°)	GP60L (ハネナイト 硬度 60°)
試験片形状	短冊状 1 号型	
試験片寸法	10×100×3[mm]	5×100×2[mm]
標線間距離	50[mm]	40[mm]
つかみ具間距離	50[mm]	80[mm]
引張速度	60[mm/min]	50[mm/min]
ひずみ速度	1.20[mm/min]	0.625[min^{-1}]
雰囲気温度	20°C (室温)	0°C, 30°C, 60°C (恒温槽内の誤差±1.5°C)
載荷方法	単調引張	単調引張 0-400%の3回繰り返し
数量	3[体]	3[体]

JIS 試験片には短冊状 1 号型試験片と 2 号型試験片がある。2 号型試験片は試料が小さい場合に用いる試験片であり、本試験では標準的な 1 号型試験片とした。

U90 の試験片は 10×100×3[mm]である。試験機は、島津製作所製 アムスラー試験機 UH-2000kNA を用いて行った。UH-2000kNA は油圧式の試験機で、加力能力は 2000[kN]である。ゴムのつかみ具に万力を用いた。つかみ具の初期間隔を 50[mm]として、60[mm/min]の等速度で載荷を行った。従って、試験片に生じるひずみ速度は 1.20[min^{-1}]である。変位はアムスラー試験機のベット間の変位を東京測器製 DP-1000C を用い計測を行った。試験片を支える治具等は、試験片と比較して剛性が極端に大きいため、ベット間の変位が試験片の伸びと一致するとみなす。試験時の室温は 20[°C]であった。試験の状況を図 4.3.1 に示す。



図 4.3.1 JIS に準じた一軸引張試験の状況 (U90)

GP60L の試験体寸法は $5 \times 100 \times 2$ [mm] である。試験機は、島津製作所製 精密万能試験機 オートグラフ AG-X50kN を用いた。ゴムの引張試験では大きな伸びが生じるため、材料の断面が著しく小さくなる。この断面の減少に対応するため、つかみ具にエアーチャックを用い、断面の減少に追従できるようにした。つかみ具の初期間隔を 80 [mm] として、50 [mm/min] の等速度で载荷を行った。従って、試験片に生じるひずみ速度は 0.625 [min^{-1}] である。変位は島津製作所製 ビデオ式非接触変位計 DVE-201 を用い計測を行った。試験片に標線シールを貼り付け、シールの印を認識させ、シールの移動を変位として取得するものである。雰囲気温度の管理はオートグラフ用の恒温槽を用いた。恒温槽は温度を一定に保つため、冷却には窒素ガスを噴射し、加熱にはヒーターによる間接的な加熱を行った。試験の状況を図 4.3.2 に示す。

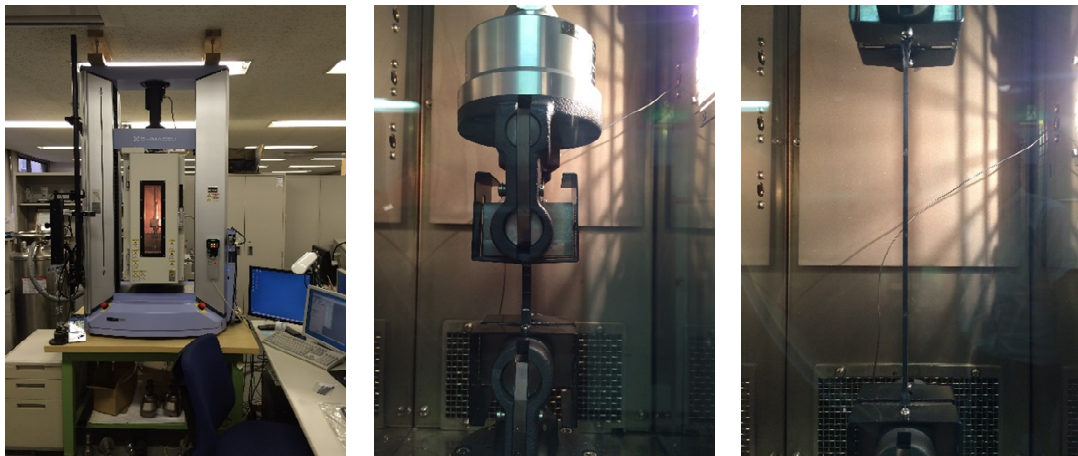


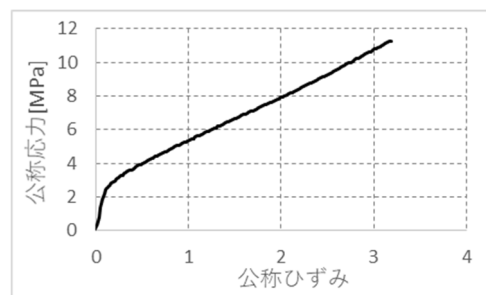
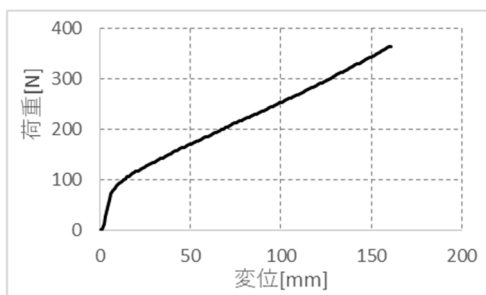
図 4.3.2 JIS に準じた一軸引張試験の状況 (GP60L)

(1) JIS に準じた一軸引張試験の結果 (U90)

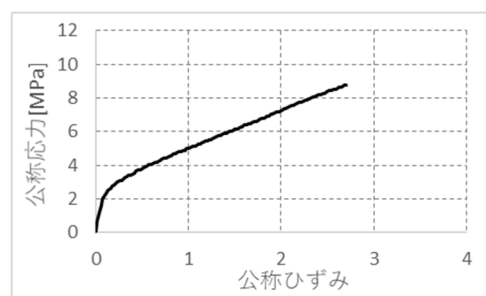
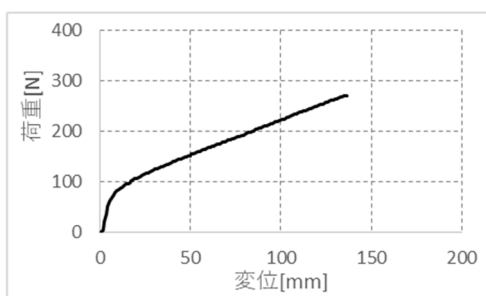
試験に用いた試験体の寸法及び試験条件を表 4.3.3 に、試験結果を図 4.3.3 に示す。試験結果は試験機から得られた荷重-変位関係と、それぞれの値を初期断面積で除した、公称応力-公称ひずみ関係を併せて示す。

表 4.3.3 試験条件 (U90, 単調引張, 20°C)

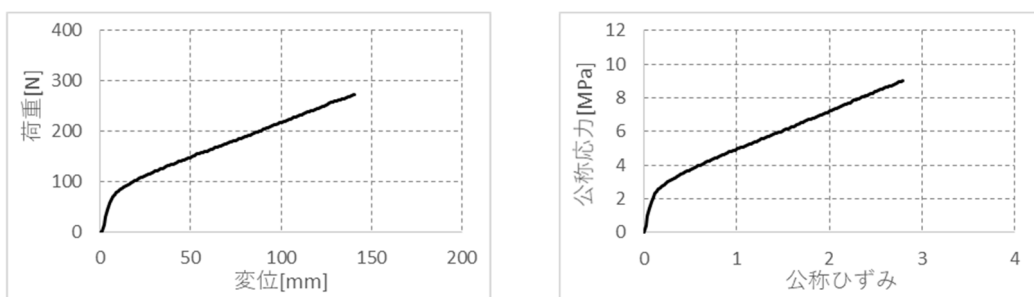
材料の種類	U90 (ウレタンゴム 硬度 60°)		
試験片番号	n=1	n=2	n=3
荷重方法	単軸引張		
幅 [mm]	10.52	9.99	9.90
厚さ [mm]	3.06	3.09	3.05
引張速度 [mm/min]	60		
ひずみ速度 [min ⁻¹]	1.20		
計測温度 [°C]	20°C		



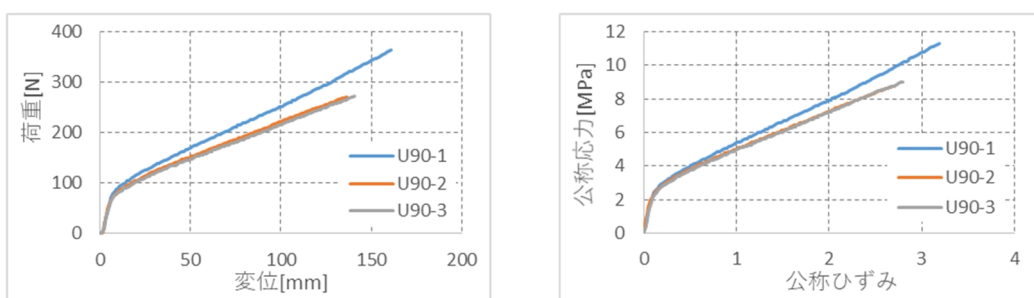
(a) n=1



(b) n=2



(c) n=3



(d) n=1~3 まとめ

図 4.3.3 試験結果 (U90, 単調引張, 20°C)

試験の結果より、3 試験片のばらつきは少なく、再現性が確保されていることが確認できた。

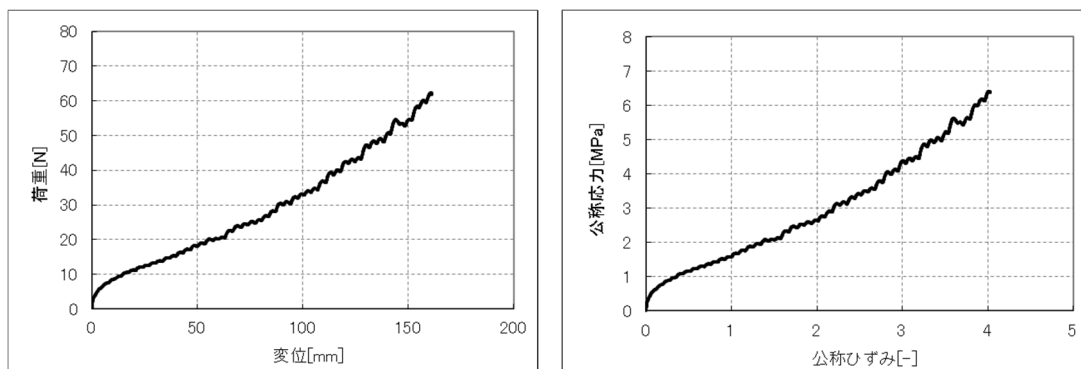
(2) JIS に準じた一軸引張試験の結果 (GP60L)

1) GP60L, 単調引張, 0°C

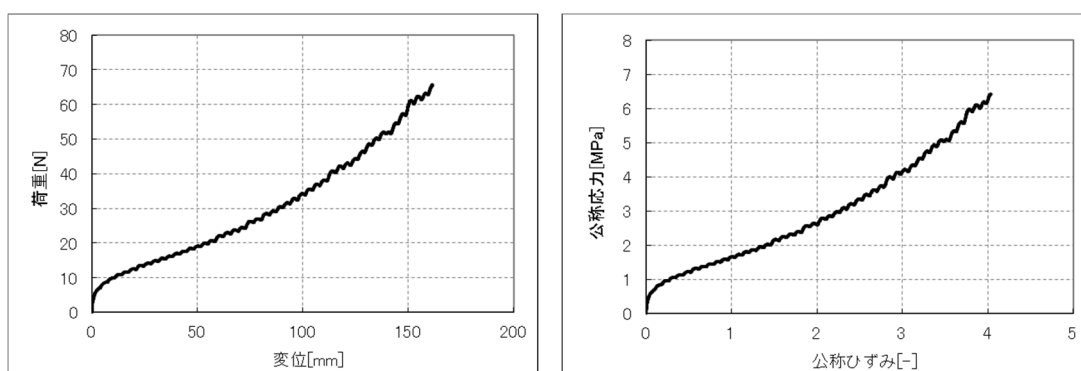
試験に用いた試験体の寸法及び試験条件を表 4.3.4 に、試験結果を図 4.3.4 に示す。試験結果は試験機から得られた荷重-変位関係と、それぞれの値を初期断面積で除した、公称応力-公称ひずみ関係を併せて示す。

表 4.3.4 試験条件 (単調引張, 0°C)

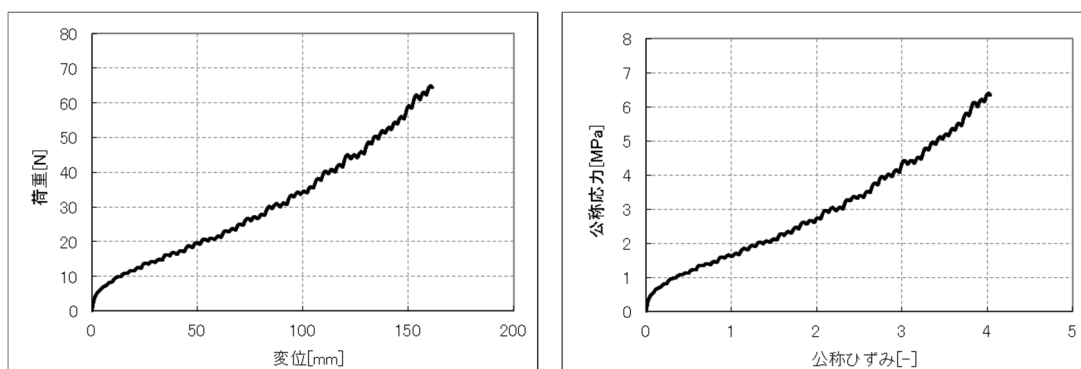
材料の種類	GP60L (ハネナイト 硬度 60°)		
試験片番号	n=1	n=2	n=3
载荷方法	単軸引張		
幅 [mm]	4.770	4.958	5.000
厚さ [mm]	2.038	2.060	2.030
引張速度 [mm/min]	50		
ひずみ速度 [min ⁻¹]	0.625		
計測温度 [°C]	0°C		



(a) n=1



(b) n=2



(c) n=3

図 4.3.4 試験結果 (単調引張, 0°C)

試験の結果より、3 試験片のばらつきはほとんど無く、再現性が確保されていることが確認できた。一方、試験結果の曲線の形状は3つの試験片ともに荷重が小刻みに上がったりがったり下がったりしている。このがたつきは、恒温槽内の温度変化に対して材料の弾性が変化していることが原因であると考えられる。これは動的粘弾性試験によって求められる弾性率と温度の関係を見ると分かりやすい。一例として、本材料を周期 60 秒で正弦波加振を行ったと仮定したときに得られる複素弾性率 E^* と温度 T の関係を図 4.3.5 及び

表 4.3.5 に示す。

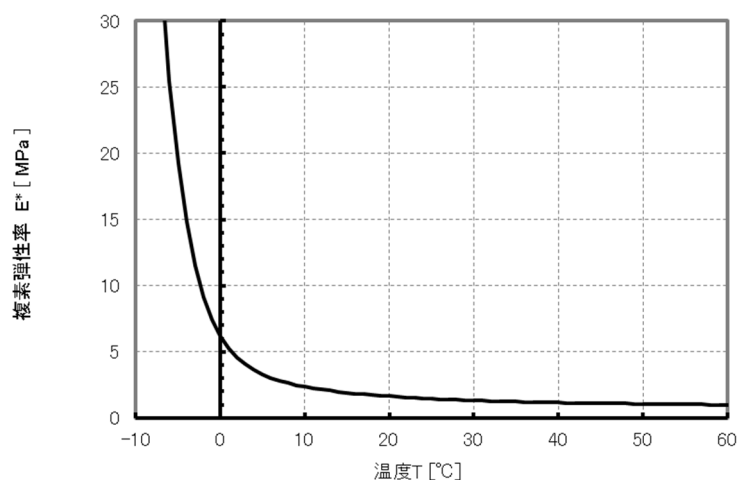


図 4.3.5 緩和弾性率と温度の関係

表 4.3.5 0°C, 30°C, 60°C時の温度変化に対する緩和弾性率の変化

温度 T[°C]	温度の変化 ΔT [°C]	複素弾性率 E*[Mpa]	基準に対する比
0	-1	7.416	1.20
	0	6.172	1.00
	+1	5.239	0.85
30	-1	1.349	1.02
	0	1.326	1.00
	+1	1.304	0.98
60	-1	0.994	1.01
	0	0.985	1.00
	+1	0.977	0.99

温度が 0[°C]の時は恒温槽の温度変化 ± 1 [°C]に対して $\pm 20\%$ 程度の弾性率変化が生じる。一軸引張試験はひずみ速度が一定のため、弾性率の変化は応力の変化となって現れる。これが荷重-変位関係のグラフの縦軸方向（荷重）が増えたり減ったりする原因であると考えられる。

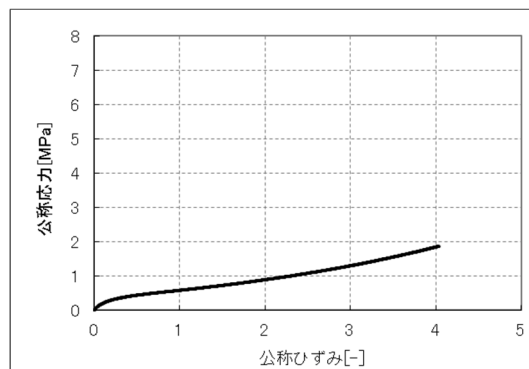
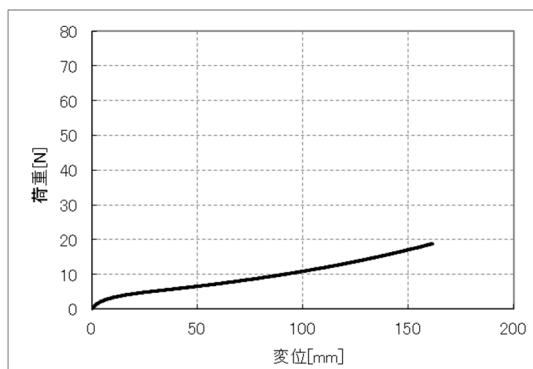
一方、30[°C]における温度変化の影響は $\pm 2\%$ 程度、60[°C]では $\pm 1\%$ 程度である。このことから、30[°C]及び 60[°C]の試験結果では、0[°C]に見られるような荷重の大きながたつきはほとんど見られないと考えられる。

2) GP60L, 単調引張, 30°C

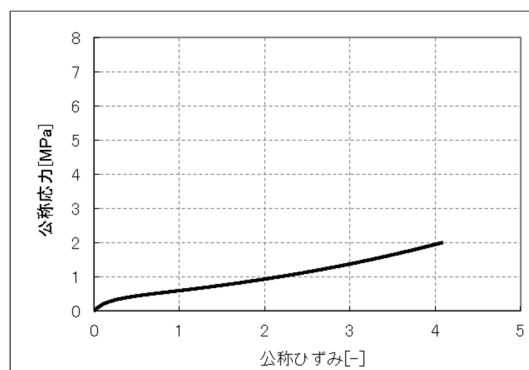
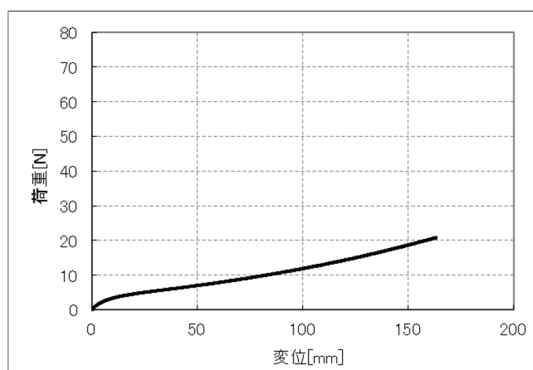
試験に用いた試験体の寸法及び試験条件を表 4.3.6 に、試験結果を図 4.3.6 に示す。試験結果は試験機から得られた荷重-変位関係と、それぞれの値を初期断面積で除した、公称応力-公称ひずみ関係を併せて示す。

表 4.3.6 試験条件 (単調引張, 30°C)

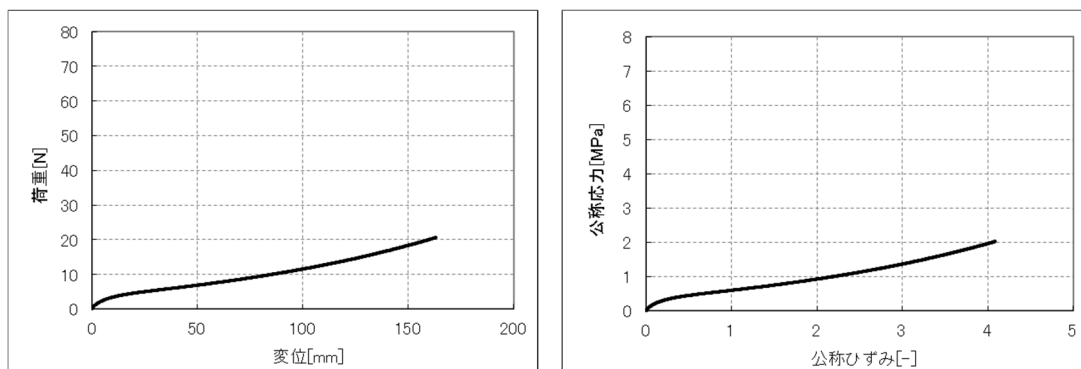
材料の種類	GP60L (ハネナイト 硬度 60°)		
試験片番号	n=1	n=2	n=3
载荷方法	単軸引張		
幅 [mm]	4.988	5.028	5.006
厚さ [mm]	2.020	2.072	2.040
引張速度 [mm/min]	50		
ひずみ速度 [min ⁻¹]	0.625		
計測温度 [°C]	30°C		



(a) n=1



(b) n=2



(c) n=3

図 4.3.6 試験結果（単調引張，30°C）

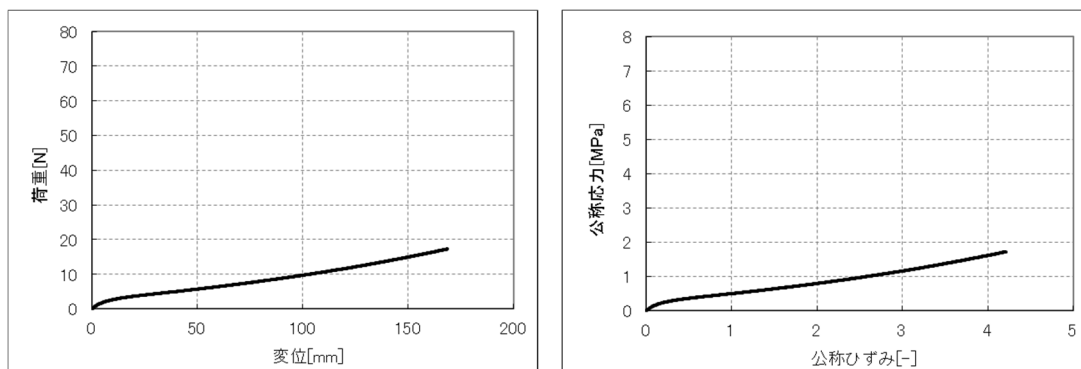
試験の結果より，3 試験片のばらつきはほとんど無く，再現性が確保されていることが確認できた。

3) GP60L，単調引張，60°C

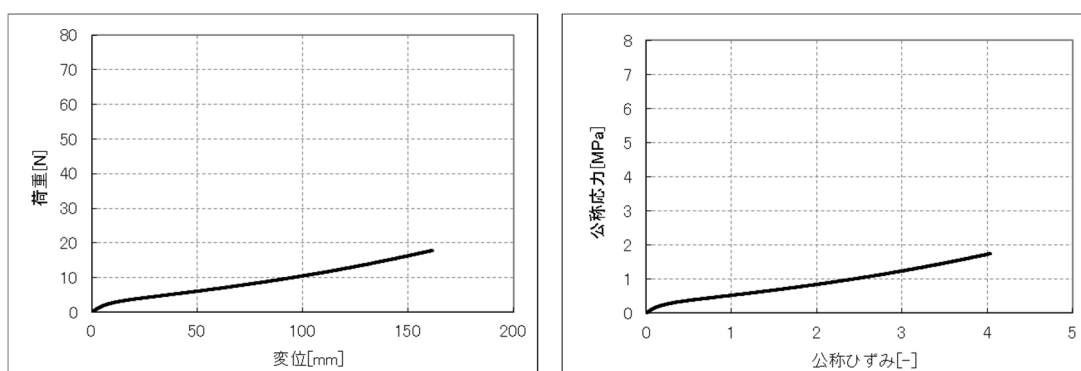
試験に用いた試験体の寸法及び試験条件を表 4.3.7 に，試験結果を図 4.3.7 に示す。試験結果は試験機から得られた荷重-変位関係と，それぞれの値を初期断面積で除した，公称応力-公称ひずみ関係を併せて示す。

表 4.3.7 試験条件（単調引張，60°C）

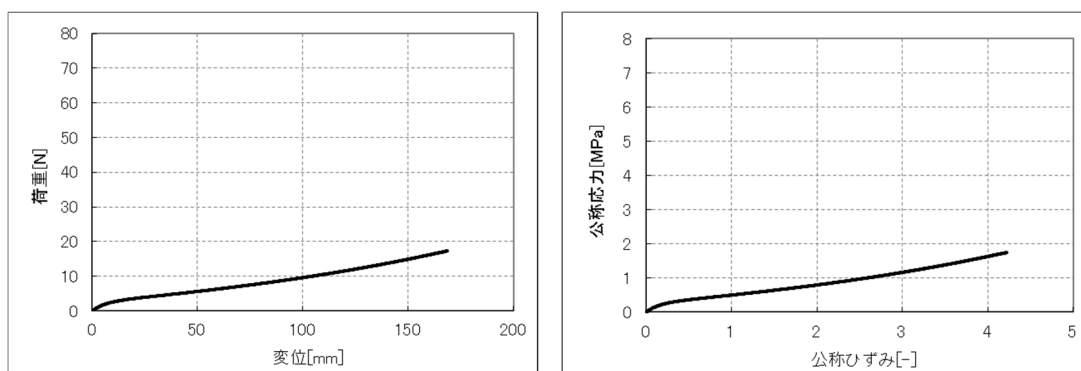
材料の種類	GP60L（ハネナイト 硬度 60°）		
試験片番号	n=1	n=2	n=3
载荷方法	単軸引張		
幅 [mm]	4.954	4.952	4.878
厚さ [mm]	2.022	2.068	2.042
引張速度 [mm/min]	50		
ひずみ速度 [min ⁻¹]	0.625		
計測温度 [°C]	60°C		



(a) n=1



(b) n=2



(c) n=3

図 4.3.7 試験結果 (単調引張, 60°C)

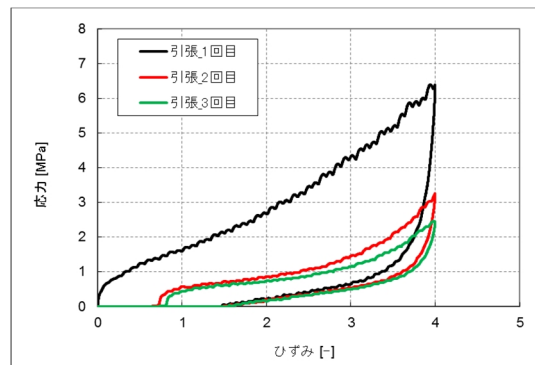
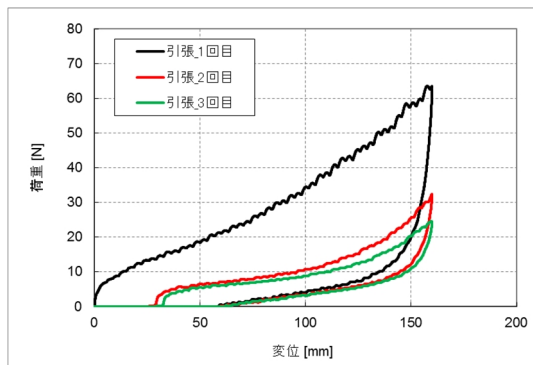
試験の結果より、3 試験片のばらつきはほとんど無く、再現性が確保されていることが確認できた。

4) GP60L, 3回繰り返し, 0°C

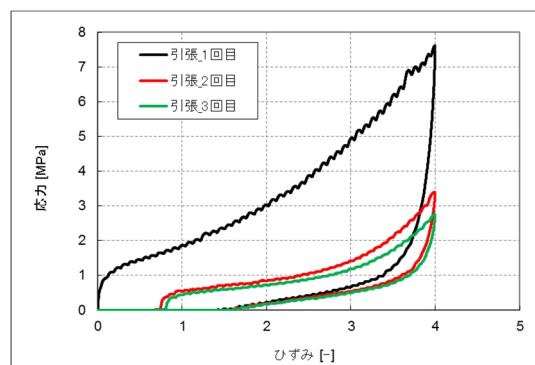
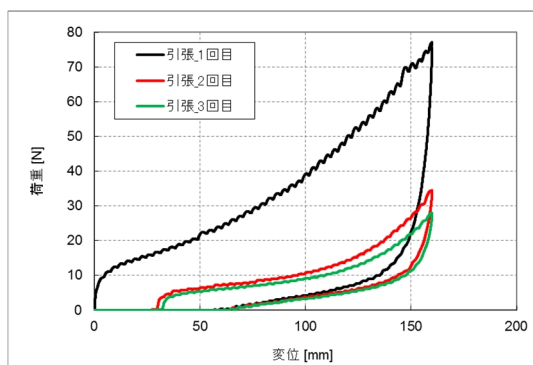
試験に用いた試験体の寸法及び試験条件を表 4.3.8 に, 試験結果を図 4.3.8 に示す。試験結果は試験機から得られた荷重-変位関係と, それぞれの値を初期断面積で除した, 公称応力-公称ひずみ関係を併せて示す。

表 4.3.8 試験条件 (3回繰り返し, 0°C)

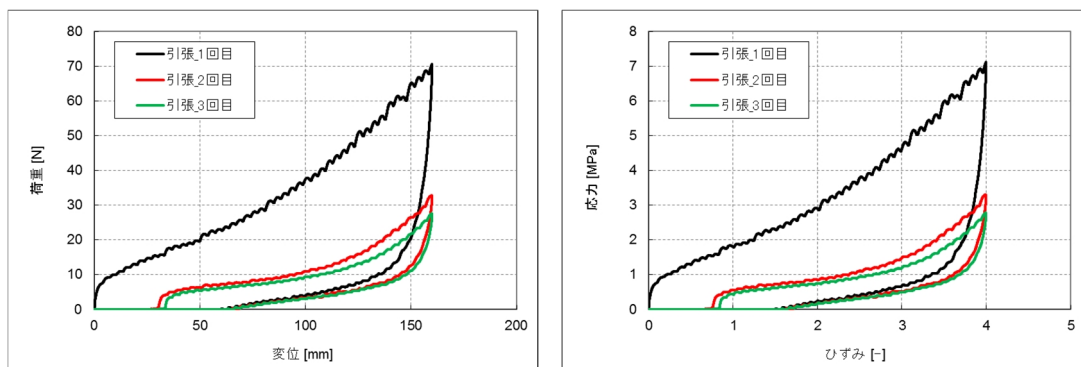
材料の種類	GP60L (ハネナイト 硬度 60°)		
試験片番号	n=1	n=2	n=3
载荷方法	3回繰り返し引張 (0-400%ひずみ)		
幅 [mm]	4.930	4.908	4.964
厚さ [mm]	2.018	2.064	2.000
引張速度 [mm/min]	50		
ひずみ速度 [min^{-1}]	0.625		
計測温度 [°C]	0°C		



(a) n=1



(b) n=2



(c) n=3

図 4.3.8 試験結果 (3 回繰り返し, 0°C)

試験の結果より、1 回目の履歴と 2・3 回目の履歴が大きく異なることが分かる。例えばひずみが 4.0 (400%) の時の応力を見ると、1 回目に対して 2・3 回目は半分程度である。ゴムには一度経験したダメージを記憶する特徴があり、この特徴によって履歴が変化したと考えられる。この過去のダメージを記憶する特徴は Mullins 効果^[4,27]と呼ばれている。Mullins 効果の模式図を図 4.3.9 に示す。

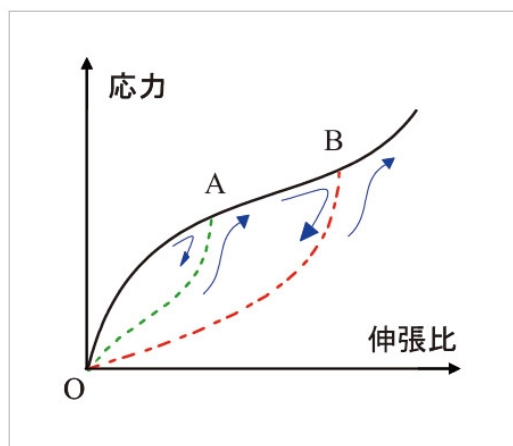


図 4.3.9 ゴムの Mullins 効果^[4,27]

ゴムの単調引張を行った場合、図 4.3.9 の実線のような挙動を示す。これは先に示した 1)~3)の試験結果からも明らかである。ゴムは超弾性体と呼ばれるように、ほぼ弾性体である。従って例えば、A 点で荷重を止め、除荷を行ったとしても、完全な弾性体であれば実線を再び戻るはずである。しかし、A 点で除荷を行った場合、ゴムは図の点線に沿って応力が低下する。また、応力が完全にゼロになった状態から再び荷重を行った場合も A 点までは実線を通ることなく、除荷で通ったラインと同じ所 (点線) を通る。A 点に達すると、再び処女荷重の部分は実線を通り、B 点で除荷を行ったとすると、今

度は一点鎖線を通して戻ることとなる。このように、ゴムは一度経験したダメージを記憶する特徴を有しており、過去に経験したひずみの最大値に依存して、力学特性が変化する。本試験ではこの Mullins 効果が明確に現れており、1 回目の履歴と 2・3 回目の履歴で大きく異なっている。

一方、Mullins 効果で説明のできない現象も見られる。Mullins 効果では図 4.3.9 に示されているとおり、除荷によって応力がゼロになった場合、ひずみもゼロに戻るはずである。しかし、試験結果をみるとひずみはゼロから大きく離れた所までしか戻っておらず、試験片が伸びたままになっていることが分かる。これは、ゴムを構成する高分子の鎖が切れたことによる影響と、ゴムの粘弾性による影響の二つが現れているものであると思われる。ゴムの高分子の鎖が切れた場合、ゴムを元の形状に戻すバネの力が弱くなり、ひずみが残りやすくなる。一方、ゴムにひずみが生じた場合、時間に応じて粘弾性の特徴であるダッシュポットが伸びて、応力緩和が生じる。この状態から除荷をする場合、ひずみがゼロに戻ることをダッシュポットが阻害するため、ひずみが残ることになる。繰り返し回数による履歴の変化は、これらの効果によるものと考えられる。

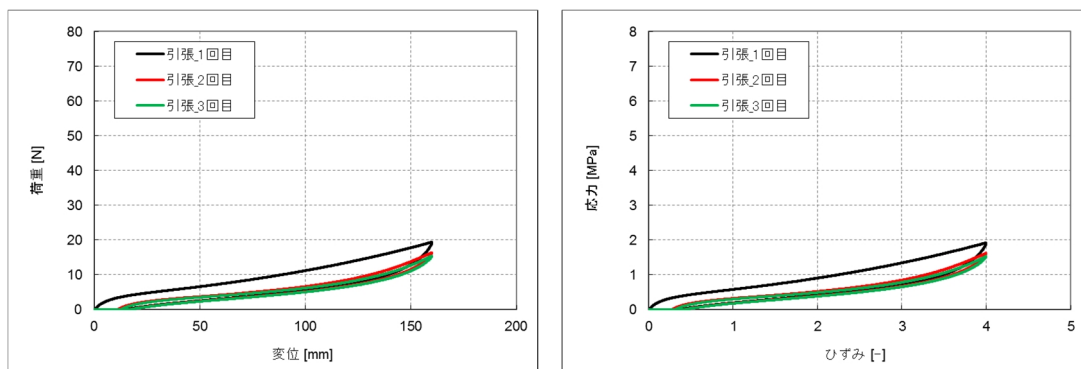
図 4.3.8 の n=1, n=2, n=3 の履歴の差を見ると、多少のばらつきが見られるがその差は応力で 1 割程度であり、1[°C]の温度変化に伴う弾性率の変化が 20%程度あることを勘案すると、十分再現性が確保されていると言える。なお、単調引張試験の時と同様、多少の荷重のがたつきが見られるが、これは温度変化に伴う弾性率の変化に伴うものと考えられる。

5) GP60L, 3 回繰り返し, 30°C

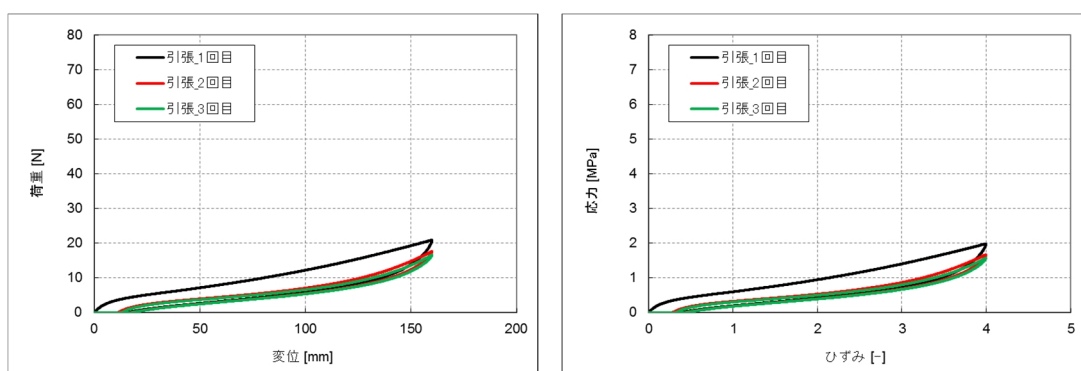
試験に用いた試験体の寸法及び試験条件を表 4.3.9 に、試験結果を図 4.3.10 に示す。試験結果は試験機から得られた荷重-変位関係と、それぞれの値を初期断面積で除した、公称応力-公称ひずみ関係を併せて示す。

表 4.3.9 試験条件 (3 回繰り返し, 30°C)

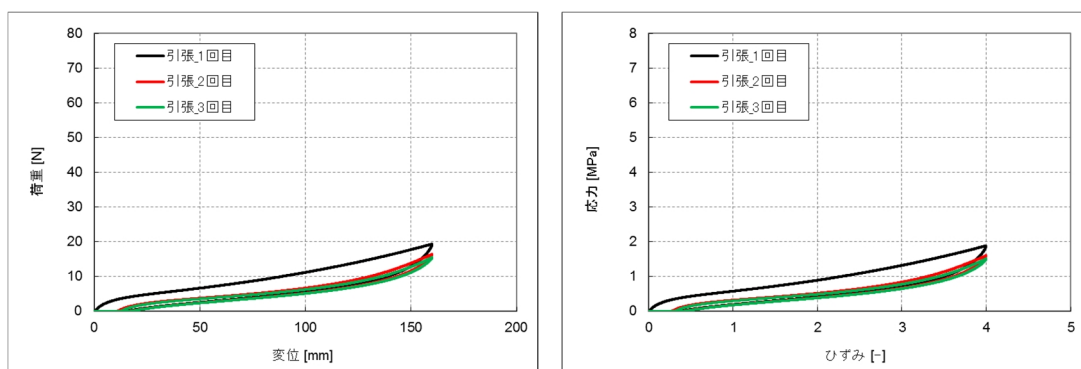
材料の種類	GP60L (ハネナイト 硬度 60°)		
試験片番号	n=1	n=2	n=3
载荷方法	3 回繰り返し引張 (0-400%ひずみ)		
幅 [mm]	4.968	5.102	5.000
厚さ [mm]	2.032	2.066	2.052
引張速度 [mm/min]	50		
ひずみ速度 [min ⁻¹]	0.625		
計測温度 [°C]	30°C		



(a) n=1



(b) n=2



(c) n=3

図 4.3.10 試験結果 (3 回繰り返し, 30°C)

試験の結果より、1回目の履歴と2・3回目の履歴が異なることが分かる。ひずみが4.0 (400%) の時の応力を見ると、1回目に対して2・3回目は2割程度低下している。0°C の時は約半分の応力になっていたことと比較すると、応力低下の割合は小さく、温度が高いほど Mullins 効果の影響は小さいと言える。

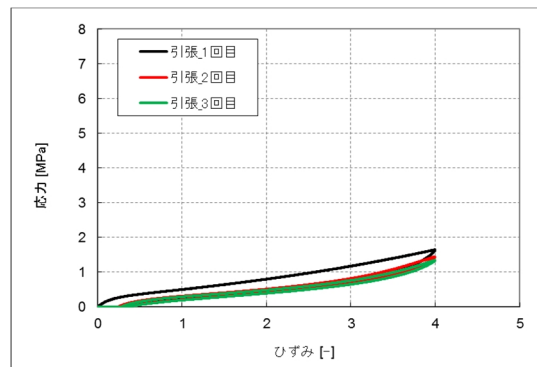
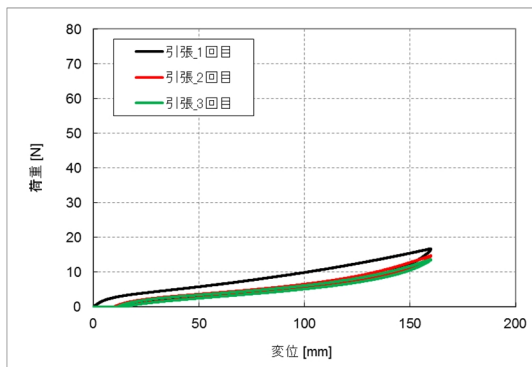
3 試験片の履歴の差を見ると、ばらつきはほとんど見られず、十分再現性が確保されていると言える。

6) GP60L, 3回繰り返し, 60°C

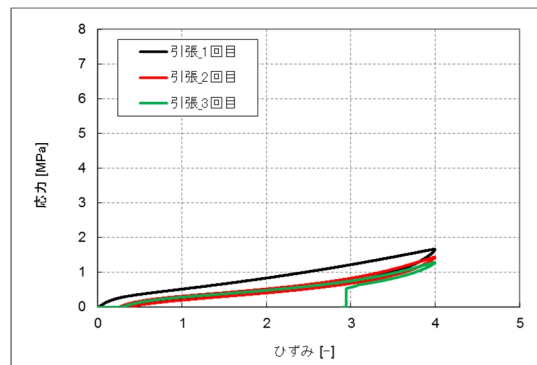
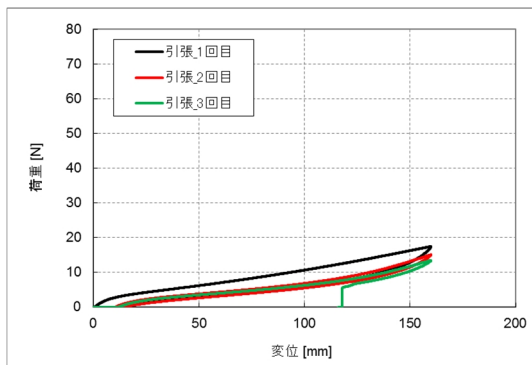
試験に用いた試験体の寸法及び試験条件を表 4.3.10 に, 試験結果を図 4.3.11 に示す。試験結果は試験機から得られた荷重-変位関係と, それぞれの値を初期断面積で除した, 公称応力-公称ひずみ関係を併せて示す。

表 4.3.10 試験条件 (3回繰り返し, 60°C)

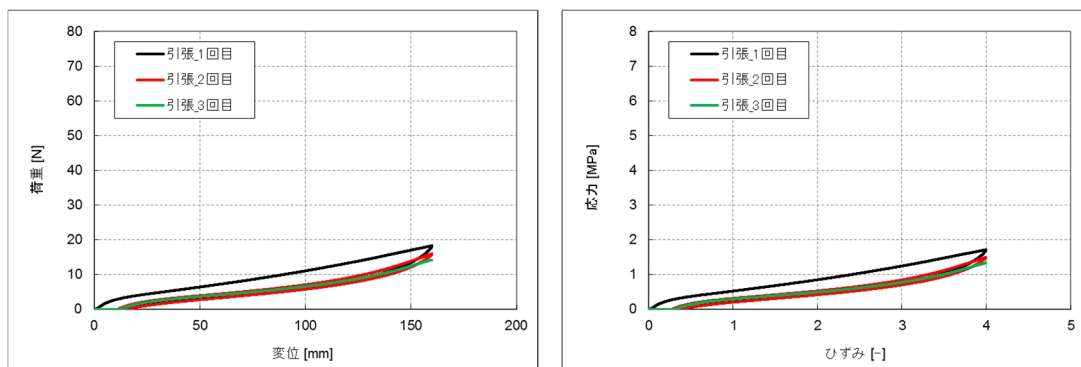
材料の種類	GP60L (ハネナイト 硬度 60°)		
試験片番号	n=1	n=2	n=3
载荷方法	3回繰り返し引張 (0-400%ひずみ)		
幅 [mm]	4.956	5.056	5.150
厚さ [mm]	2.054	2.066	2.072
引張速度 [mm/min]	50		
ひずみ速度 [min ⁻¹]	0.625		
計測温度 [°C]	60°C		



(a) n=1



(b) n=2



(c) n=3

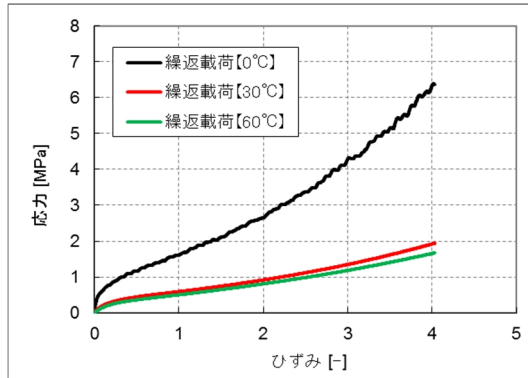
図 4.3.11 試験結果 (3 回繰り返し, 60°C)

試験の結果より, 1 回目の履歴と 2・3 回目の履歴が異なることが分かる。ひずみが 4.0 (400%) の時の応力を見ると, 1 回目に対して 2・3 回目は 1 割程度低下している。0°C, 30°C の時と比較しても応力低下の割合は小さく, 温度が高いほど Mullins 効果の影響は小さいと言える。

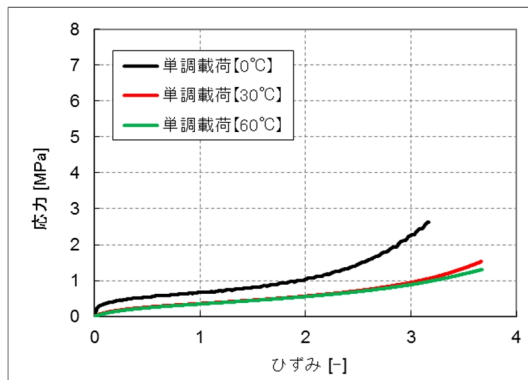
3 試験片の履歴の差を見ると, ばらつきはほとんど見られず, 十分再現性が確保されていると言える。ただし, 試験片 2 の 3 回目の除荷時において, ひずみが 3 程度(300%) 程度の時に試験片が破断し, 荷重低下した。他の試験片では破断しなかったが, 本試験条件 (温度 60°C ひずみ 4.0 (400%)) はゴムが破断しうる状況であることが分かった。

7) GP60L の JIS に準じた一軸引張試験のまとめ

GP60L は JIS に準じた一軸引張試験として, 雰囲気温度 0・30・60[°C] の 3 水準と, 単調引張及び 0-400% ひずみの 3 回繰り返しの 2 水準, 合計 6 水準の試験を, 各 3 体ずつ実施した。それぞれの試験条件における試験結果のばらつきは小さかったことから, 各試験条件の 3 体の試験結果を平均し, その条件における試験結果の代表として図 4.3.12 に履歴を示す。なお, 繰り返し载荷は 3 回目の履歴を示す。繰り返し载荷は Mullins 効果で残留ひずみが生じているため, 3 回目の荷重が立ち上がる位置までひずみをずらした。このため, 最大ひずみは 400% に達していない。



(a) 単調载荷



(b) 繰返し载荷

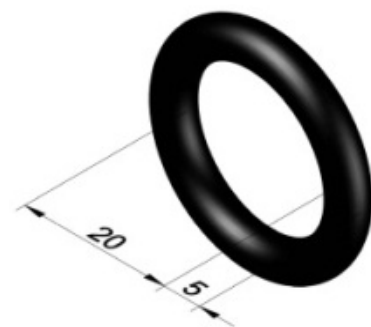
図 4.3.12 各試験条件の 3 試験体の平均値

4.3.2. Oリングを用いた一軸引張試験

Oリングを用いた一軸引張試験は島津製作所製のアムスラー試験機（UH-2000kNA）を用いて行った。UH-2000kNAは油圧式の試験機で、加力能力は2000[kN]である。試験方法を表4.3.11に、試験体形状を図4.3.13に示す。

表 4.3.11 Oリングを用いた一軸引張試験の試験方法

試験片形状	Oリング							
試験片寸法	φ20-φ5（内径20[mm]，線形5[mm]）							
試験片名	GP60L	U90	U70	EPDM 70	EPDM 50	CR70	CR50	NR70
材料の種類	ハネナイト	ウレタンゴム		エチレンプロピレンゴム		クロロプレンゴム		天然ゴム
硬度	60°	90°	70°	70°	50°	70°	50°	70°
室温	10.0[°C]							
引張速度	50[mm/min]							
ひずみ速度	2.12[min^{-1}]							
载荷方法	単調引張							
数量	3[体]			1[体]				



左上から EPDM70, EPDM50, U90 が 3 体,
U70, CR70, CR50, NR70

図 4.3.13 試験体形状

Oリングを用いた一軸引張試験では、試験機に有孔鋼板を取り付け、有孔鋼板を介してOリングを引っ張ることとした。Oリングの接触部にはリングキャッチ（線形5.0[mm]，

長方内径 42[mm]) を用いた。従って、O リングはリングキャッチの直径 5[mm] の線形に直交して接触している。载荷前の O リングには、リングキャッチの重量 25[g] のみが作用している状態であり、ほぼ円形を保っていることが試験状況 (図 4.3.15 参照) から確認できる。試験は図 4.3.14(a) を荷重ゼロ、変形ゼロとして計測を行っている。载荷速度は 50[mm/min] とした。ゴムに生じるひずみ速度は、O リングがリングキャッチに沿って変形した状態を基準とすると、 $2.12[\text{min}^{-1}]$ である。荷重は O リングの上部のリングキャッチと有孔鋼板の間に共和電業製の引張圧縮ロードセル (LUR-A-2KN) を用いて計測した。変位の計測には東京測器製の一般用変位計 (SDP-200D) を用い、アムスラー試験機のチャック間隔を計測した。

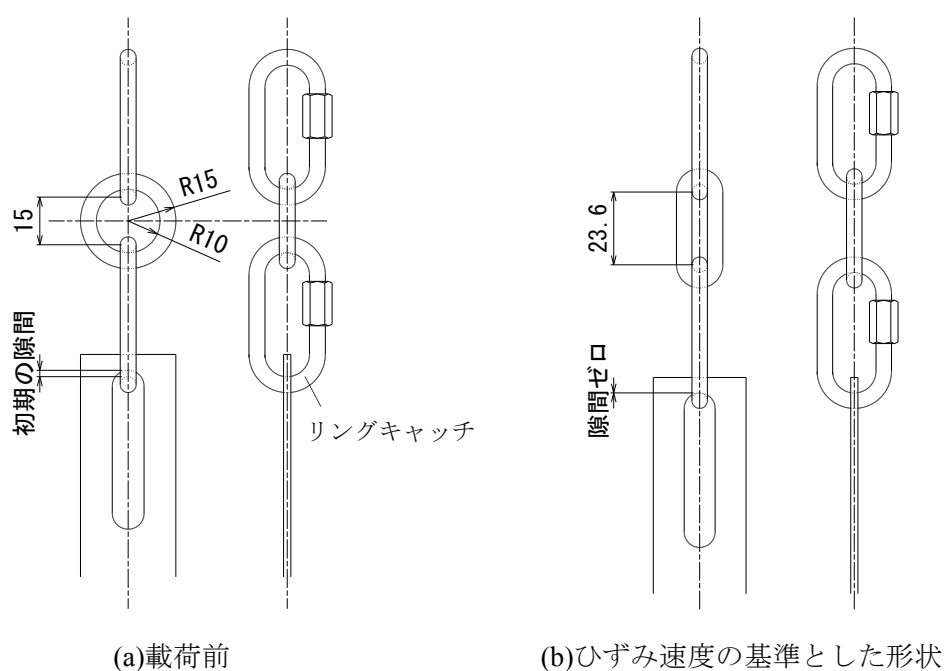


図 4.3.14 O リングのひずみ速度の基準とした形状

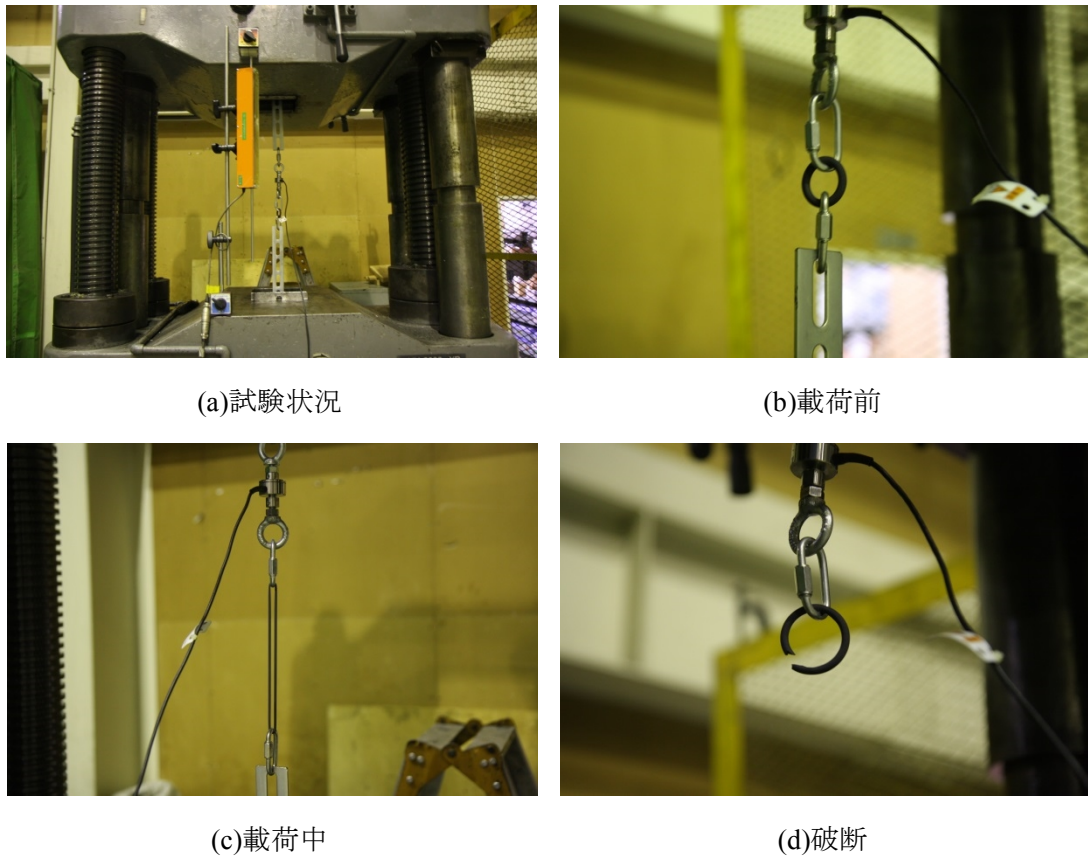


図 4.3.15 一軸引張試験の状況

試験結果の一覧を表 4.3.12 及び表 4.3.13 に示す。表における最大変位は O リングが破断して荷重低下した点，最大引張力は最大変位時の荷重である。最大応力は最大引張力を初期の断面積（ $\phi 5\text{mm}$ ）2 個分で除して求め，最大ひずみは最大変位を図 4.3.14(b)の時の O リングの内径の長さの 1/2 より求めた。最大ひずみの計算式を(4.47)式に示す。

表 4.3.12 GP60L と U90 の試験結果一覧

名称	GP60L-1	GP60L-2	GP60L-3	U90-1	U90-2	U90-3
最大変位 [mm]	214.1	212.2	205.1	169.9	164.8	168.9
最大ひずみ [%]	862	854	824	675	653	671
最大引張力 [N]	189	191	221	787	742	782
最大応力 [N/mm ²]	4.82	4.88	5.62	20.0	18.9	19.9

表 4.3.13 各種ゴム材料の試験結果一覧

名称	U70-1	EPDM70	EPDM50	CR70	CR50	NR70
最大変位 [mm]	239.8	133.8	167.7	96.6	131.2	117.9
最大ひずみ [%]	971	522	666	364	511	455
最大引張力 [N]	785	341	306	331	328	398
最大応力 [N/mm ²]	19.98	8.67	7.79	8.42	8.34	10.14

$$\varepsilon = \frac{L_{ring} - L_c - (\phi_1 - \phi_r) \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right)}{\frac{\phi_1}{2}} \quad (4.47)$$

- ε : 公称ひずみ [N/mm²]
 L_{ring} : リングキャッチの間隔 [mm]
 L_c : 初期の隙間 [mm]
 ϕ_1 : Oリングの内径 [mm]
 ϕ_r : リングキャッチの線形 [mm]

①同一試験体のばらつき

GP60L 及び U90 は各 3 体の試験を行った。GP60L の最大変位は 205～214[mm]，最大引張力は 189～221[N]であった。変位のばらつきに対して引張力のばらつきが大きくなっているが，これはゴムのハードニングによって剛性が大きくなったため，破断した変位の変化に対して荷重の変化が大きくなっていると考えられる。引張力のばらつきはあるものの，3 試験片の履歴曲線はほぼ一致しており，3 試験片のばらつきは少なく，再現性が確保されていると言える。U90 も同様にみると，最大変位は 165～170[mm]，最大引張力は 742～787[N]であった。U90 についても変位のばらつきに対して引張力のばらつきが大きくなっているが，3 試験片の履歴曲線はほぼ一致しており，3 試験片のばらつきは少なく，再現性が確保されていると言える。

②ゴム硬度による変化

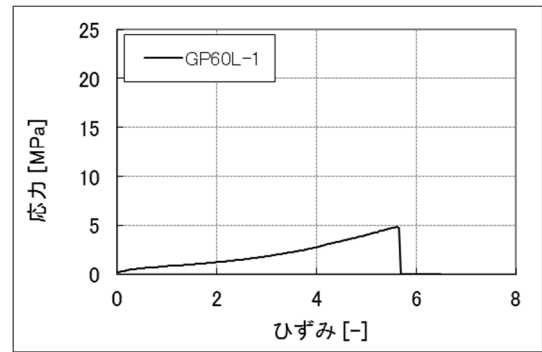
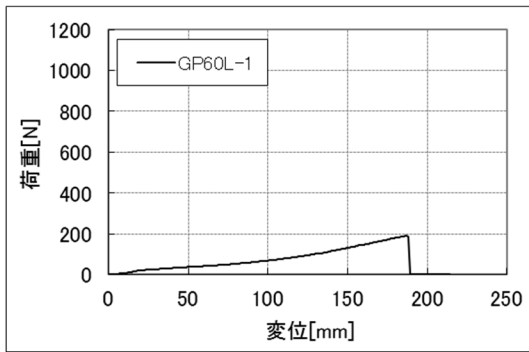
ウレタンゴム (U)，エチレンプロピレンゴム (EPDM)，クロロプレンゴム (CR) はそれぞれ硬度の異なる O リングの引張試験を行った。最大変位は U90/U70=0.70，EPDM70/EPDM50=0.80，CR70/CR50=0.74 で，ゴム硬度が高いと変形性能が低くなっている。一方，最大引張力を見ると，U90/U70=0.98，EPDM70/EPDM50=1.11，CR70/CR50=1.01 で，ゴム硬度の影響がほとんど無いことが分かる。

円環ダンパーにOリングを使用する前提でこの結果を見ると、ゴムの硬さが高いほど、小さな変形で大きな荷重を取り出すことができるため、なるべく硬さが高い方が良いと言える。一方、硬さが高くなるほど変形性能が低下する。Oリングに大きなひずみを与える場合は、荷重と変形のバランスを取る必要があると言える。

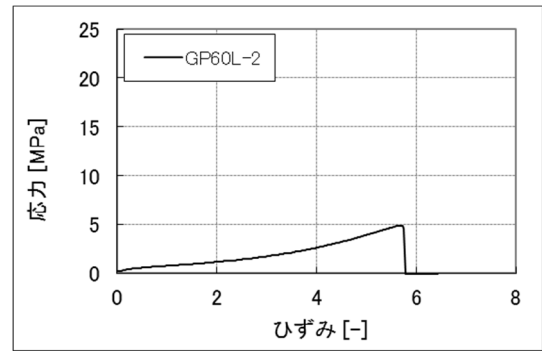
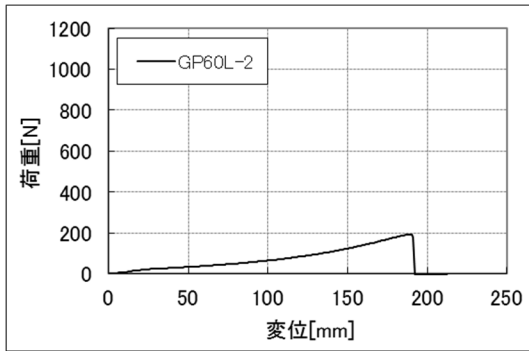
③各種ゴムの比較

ゴムの種類として、ハネナイト (GP60L)、ウレタンゴム (U)、エチレンプロピレンゴム (EPDM)、クロロプレンゴム (CR)、天然ゴム (NR) の試験を行った。GP60Lを除き、それぞれの試験体に共通している硬度 70° で比較する。最大変位をみると、ウレタンの変形が最も大きく、239.8[mm]であった。これをひずみに換算すると、730[%]という非常に大きな変形であった。反対にクロロプレンは最大変位が 96.6[mm]で、ひずみ換算で 274[%]であった。クロロプレンはウレタンと比較して変形性能が大きく劣っているが、鋼材と比較すると非常に大きな変形性能を有していると言える。最大引張力をみると、ウレタンの 785[N]が飛び抜けて高く、他のゴムは 200~400[N]であった。

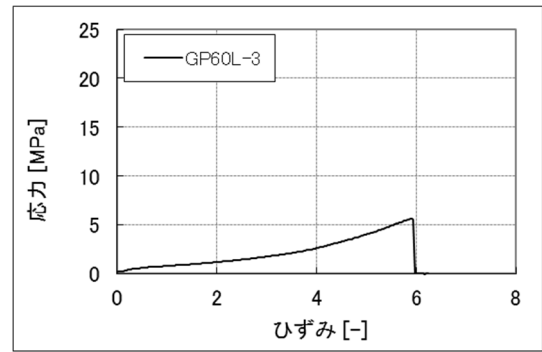
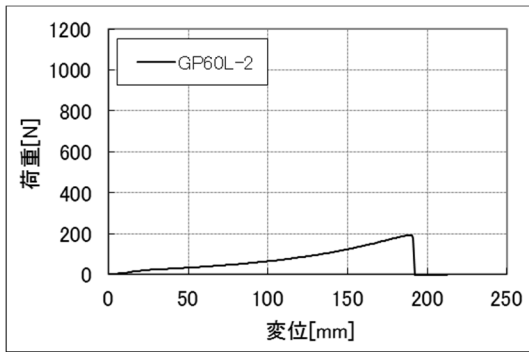
円環ダンパーに用いるOリングには大きな荷重と変形性能が要求される。今回試験を行った中では、ウレタンは他の材料と比較して、荷重・変形性能共に飛び抜けて大きな値が得られており、円環ダンパーのOリングとして適していると考えられる。GP60Lの荷重はそれほど大きくないものの、高減衰ゴムであることを勘案すると、円環ダンパーとして用いたときの転動抵抗力は大きくなる可能性がある。また、変形性能も 500[%]位上あることから、十分に大きいと言える。以上より、円環ダンパーに用いるゴムの材料は、ウレタン (U90) やハネナイト (GP60L) が有望であるといえる。



(a) GP60L-1

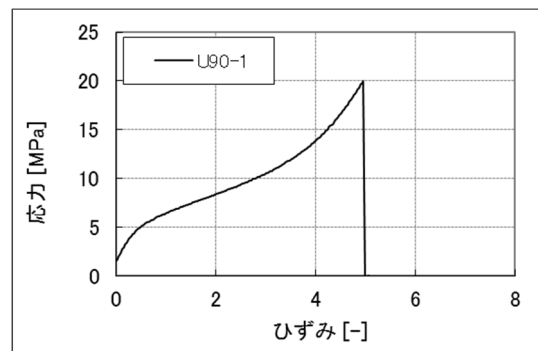
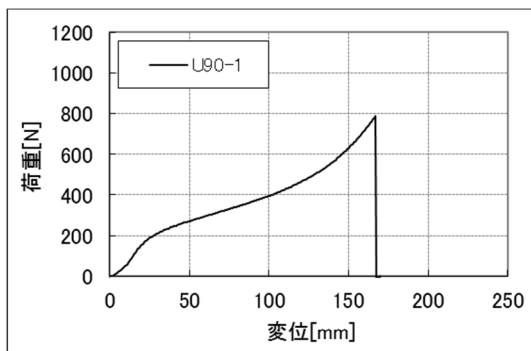


(b) GP60L-2

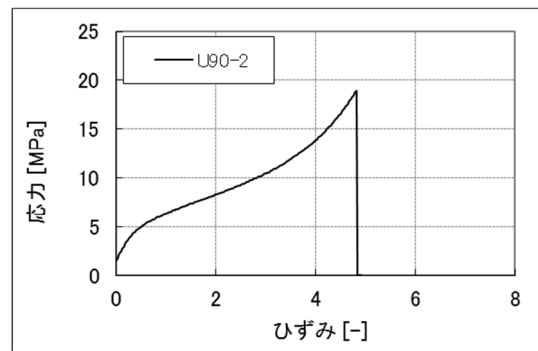
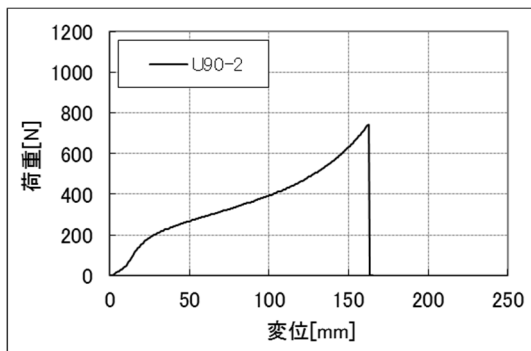


(c) GP60L-3

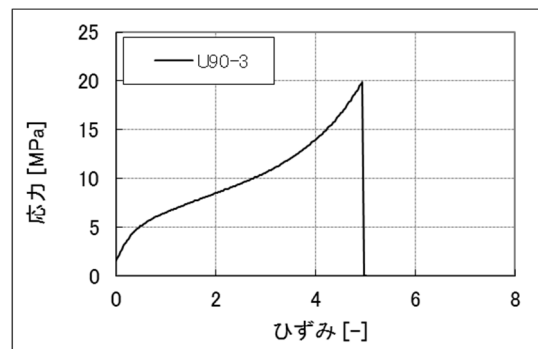
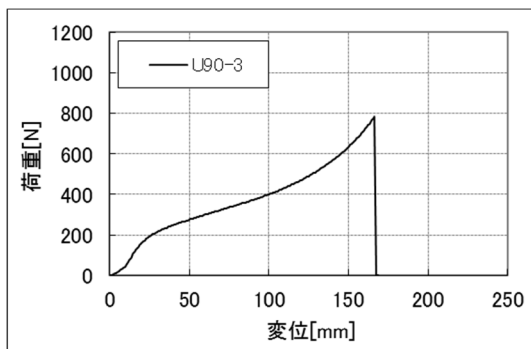
図 4.3.16 Oリングを用いた GP60L の引張試験結果 (単調引張, 10°C)



(a) U90-1

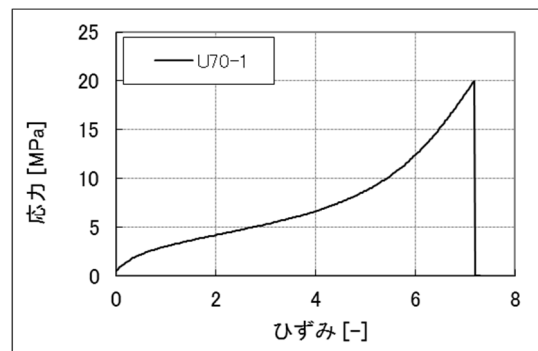
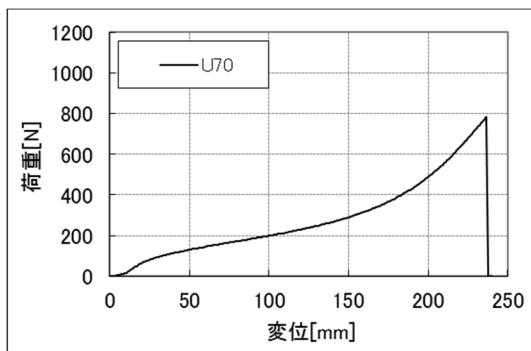


(b) U90-2

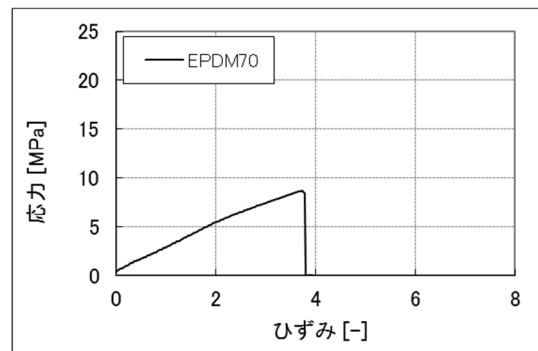
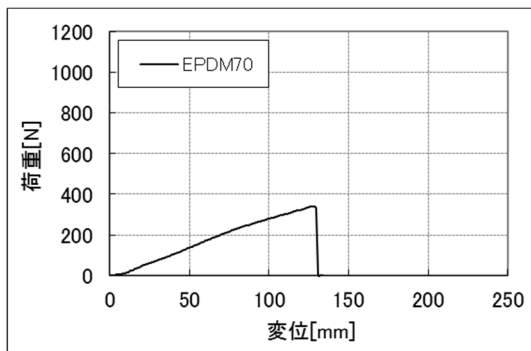


(c) U90-3

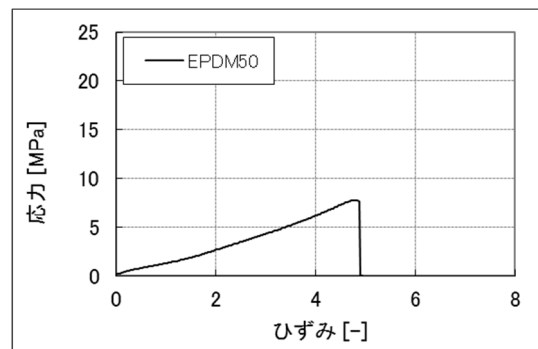
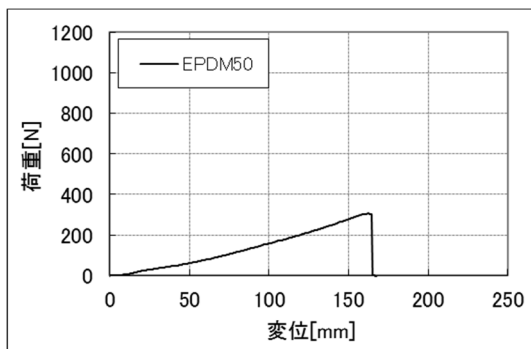
図 4.3.17 Oリングを用いたU90の引張試験結果（単調引張，10℃）



(a) U70

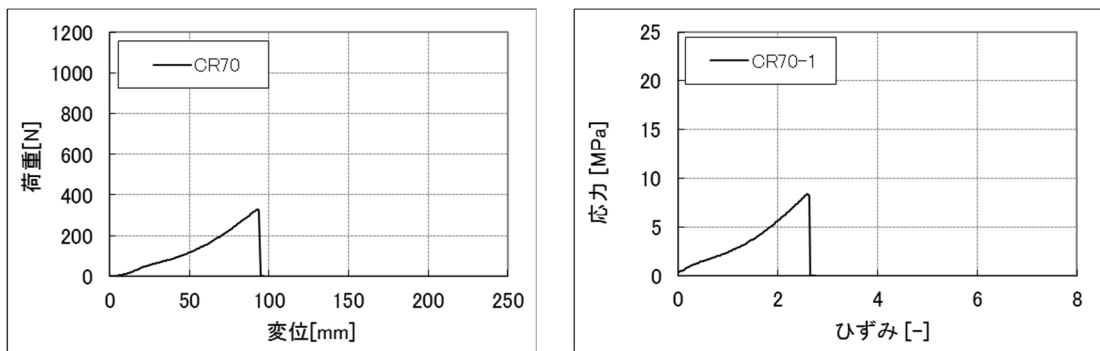


(b) EPDM70

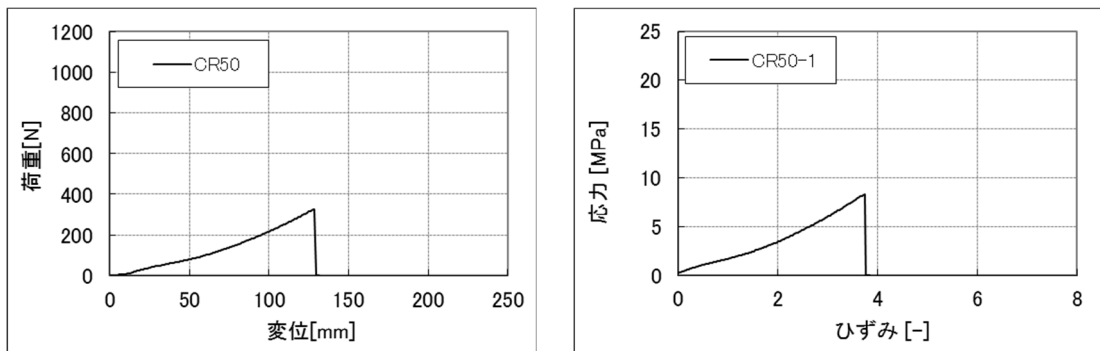


(c) EPDM50

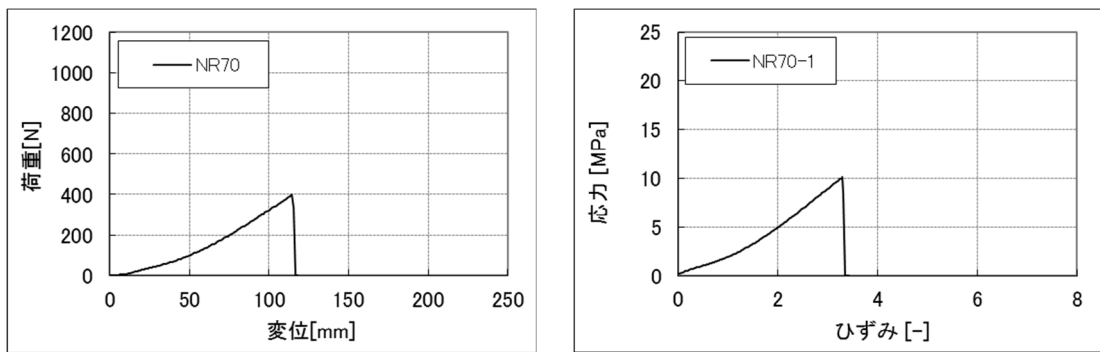
図 4.3.18 Oリングを用いた U70, EPDM70, EPDM50 の引張試験結果 (単調引張, 10°C)



(a) CR70



(b) CR50



(c) NR70

図 4.3.19 Oリングを用いたCR70, CR50, NR70の引張試験結果(単調引張, 10℃)

4.3.3. 各種ゴム材料の超弾性モデルの同定

(1) 超弾性モデルの同定方法

各種ゴムの材料試験を行い、応力とひずみの関係を求めた。ここでは材料試験の結果を用いて、数値計算可能な形に置き換える。ゴムの超弾性を表すひずみエネルギー関数には、Mooney-Rivlin モデルと Ogden モデルがあるが、本研究では数百%の大変形領域まで表現が可能な Ogden モデルを採用する。Ogden モデルについては 4.2.3(2)に示した。ここでは抜粋を示す。

$$W = \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} (\lambda_1^{\alpha_n} + \lambda_2^{\alpha_n} + \lambda_3^{\alpha_n} - 3) \quad (4.15)$$

W	: ひずみエネルギー関数
μ_n	: 材料物性値-1 [N/mm ²]
α_n	: 材料物性値-2
λ_i	: i 方向のひずみ ($\lambda=1+\varepsilon$)

(4.18)式を用い、一軸引張、純せん断、一様二軸引張について考える。一軸引張は λ_1 方向に引っ張り、 λ_2, λ_3 方向に拘束しない試験方法である。従って $\lambda_2 = \lambda_3 = 1/\sqrt{\lambda_1}$ より、

$$\sigma_1 = \sum_{n=1}^N \mu_n (\lambda_1^{\alpha_n-1} - \lambda_1^{-\frac{\alpha_n}{2}-1}) \quad (4.19)$$

純せん断は、 λ_2 方向の変形を拘束し、 λ_1 方向に引っ張る試験方法である。従って $\lambda_1 = \lambda_2, \lambda_3 = 1/\lambda_1$ より、

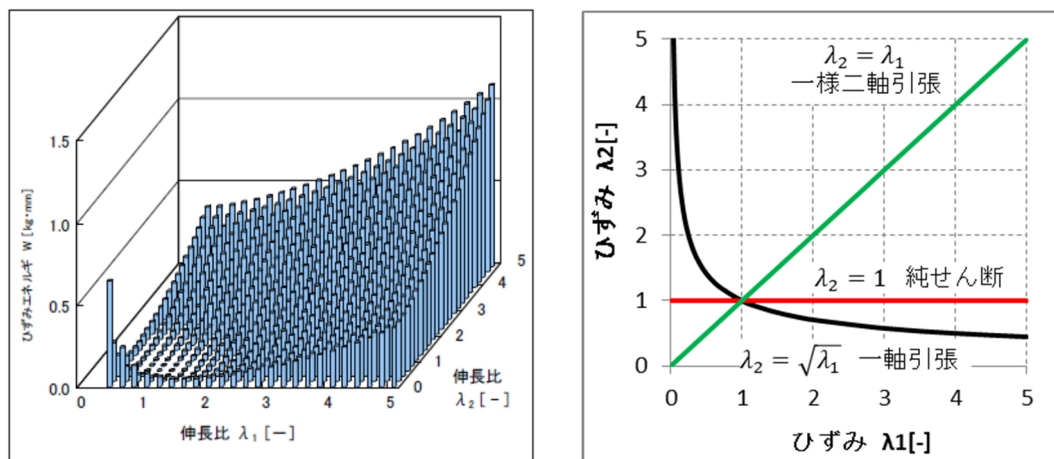
$$\sigma_1 = \sum_{n=1}^N \mu_n (\lambda_1^{\alpha_n-1} - \lambda_1^{-\alpha_n-1}) \quad (4.20)$$

一様二軸引張は λ_1, λ_2 方向に同時に同じ変位で引っ張る試験方法である。従って $\lambda_1 = \lambda_2, \lambda_3 = 1/\lambda_1^2$ より、

$$\sigma_1 = \sum_{n=1}^N \mu_n (\lambda_1^{\alpha_n-1} - \lambda_1^{-2\alpha_n-1}) \quad (4.21)$$

ここで、ひずみエネルギー関数の一例を図 4.3.20(a)に示す。ひずみ λ_1, λ_2 によってひずみエネルギーが大きく変化することが分かる。このグラフと式(4.19)~(4.21)の関係を図 4.3.20(b)に示す。図(b)は、図(a)の上方から平面としてみた図である。一軸引張は $\lambda_2 = 1/\sqrt{\lambda_1}$ の関係であるため、 $\lambda_1 = 0$ と $\lambda_2 = 0$ に漸近する対数曲線の様な形状になる。このと

きのひずみエネルギーは、図(a)の $\lambda_2 = 1/\sqrt{\lambda_1}$ の値で表される。同様に、純せん断のひずみエネルギーは図(a)の $\lambda_2 = 1$ の値で表され、一様二軸引張のひずみエネルギーは図(a)の $\lambda_1 = \lambda_2$ の値で表される。



(a)ひずみエネルギー関数の例^[4.28]

(b)ひずみエネルギー関数の λ_1, λ_2 平面

図 4.3.20 二方向のひずみの変化に伴うひずみエネルギーの変化

図 4.3.20 から明らかなように、ひずみ λ_1, λ_2 の状況によってひずみエネルギーは大きく変化する。本研究では、ゴムの材料試験は一軸引張のみを実施しており、純せん断や一様二軸引張は実施していない。これはすなわち、図 4.3.20(b)の一軸引張のライン上に乗ってくるひずみエネルギーに関してのみ値を確認したに過ぎず、例えば、一様二軸引張を行ったときのひずみエネルギー関数は未知である。一軸引張のみで、ひずみエネルギー関数を同定した場合、多くの場合、一様二軸引張のひずみエネルギーの値がひずみに対して過大もしくは過小になることが多い。この問題に対して本研究では、既往の研究^{[4.29][4.30]}よりひずみ λ_1 と応力の関係を(4.48)式及び(4.49)式によるものとした。

$$\sigma_{simple} : \sigma_{shear} : \sigma_{biaxial} = 1.0 : 1.1 : 1.4 \quad (4.48)$$

$$\sigma_{simple} : \sigma_{shear} : \sigma_{biaxial} = 1.0 : 1.3 : 2.5 \quad (4.49)$$

σ_{simple} : 一軸引張の応力 [N/mm²]
 σ_{shear} : 純せん断の応力 [N/mm²]
 $\sigma_{biaxial}$: 一様二軸引張の応力 [N/mm²]

Ogden モデルへのカーブフィッティングを行う手法として、一般的な表計算ソフト(excel)の最小二乗法機能を用い、試験結果の一軸引張試験の曲線と、(4.48)(4.49)式に示す純せん断、一様二軸引張の各補足点を最も正確に表すことのできる Ogden 定数を求めた。本研究では、Ogden モデルの次数を $N=3$ とした。 $N=3$ とした場合、Ogden 定数は $\mu_1 \sim \mu_3, \alpha_1 \sim \alpha_3$ の 6 個の定数が存在し、ゴムの挙動を数百%に至るひずみ領域まで精度

よく再現できる。

ところで、一軸引張・純せん断・一様二軸引張の応力を示す(4.19)～(4.21)式を比較すると、括弧内の第二項が異なるのみで、その他の項は同じである。従って、それぞれの応力状態にカーブフィッティングさせるためには、この第二項の影響を調節することが重要である。以下に Ogden 定数を同定する際の方針について述べる。

① 低ひずみ領域 (n=1 の同定)

ひずみの小さい領域の履歴曲線は対数曲線のような形状であることから $\mu_1 \geq 0$ 、 $\alpha_1 \geq 0$ を条件とした。ただし、 α_1 の値が大きくなると指数曲線に近づくため、 α_1 がなるべく小さくなるように初期値 $\alpha_1 = 0.01$ を与えた。

② 高ひずみ領域 (n=2 の同定)

ひずみの大きい領域の履歴曲線は指数曲線のような形状である。 $\alpha_1 \geq 0$ の場合、ひずみが大きくなると(4.19)～(4.21)式の第二項の値は小さくなり、第一項の影響が大きくなる。つまり、高ひずみ領域では、

$$\sigma_{1(n=2)} \approx \mu_2 \lambda_1^{\alpha_2 - 1} \quad (4.50)$$

といえる。ひずみの増加に対して応力の増加を指数的に増やすためには α_2 が大きくなってはならない。従って、 $\mu_2 \geq 0$ 、 $\alpha_2 \geq 2$ を条件とした。

③ 一様二軸引張の高ひずみ領域 (n=3 の同定)

上記の①、②によって、一軸引張・純せん断はほぼカーブフィッティング可能であるが、一様二軸引張の高ひずみ領域の値が過少となっていることが多い。そこで一様二軸引張の高ひずみ領域の値を中心に大きくすることを考える。一軸引張・純せん断・一様二軸引張の(4.19)～(4.21)式は第二項が異なっている。一様二軸引張の高ひずみ領域の値を他の2式よりも大きくするためには、 $\alpha_2 \leq 0$ であればよい。 $\mu_n \alpha_n > 0$ である必要があることから、 $\mu_2 \leq 0$ 、 $\alpha_2 \leq 0$ を条件とした。

① ～③を表 4.3.14 にまとめる。

表 4.3.14 カーブフィッティングのための条件

条件	次数 n	μ_n [N/mm ²]	α_n
①	1	≥ 0	≥ 0 (初期値に 0.01 を与えた)
②	2	≥ 0	≥ 2
③	3	≤ 0	≤ 0

(2) Ogden モデルへのカーブフィッティング

1) 純せん断及び一様二軸引張の影響を考慮しない場合

4.3.3(1)において、(4.48)式及び(4.49)式の関係を用いる必要があることを述べた。ではこの関係を用いなかった場合、一軸引張、純せん断、一様二軸引張の曲線がどのような形状になるのか、実際にカーブフィッティングを行った。カーブフィッティングに用いた条件を表 4.3.15 に、この条件から得られた Ogden 定数とこの値を(4.19)~(4.21)式に代入して求めた応力-歪み曲線を図 4.3.21 に示す。

表 4.3.15 カーブフィッティング条件 (JIS, 単調引張, 0°C, 二軸考慮なし)

試験方法	JIS に準じた一軸引張試験
材料の種類	GP60L (ハネナイト 硬度 60°)
载荷方法	単軸引張
試験温度	0°C
応力の関係	式(4.48)を考慮しない

n	μ_n [N/mm ²]	α_n
1	0.01017	0
2	0.08106	3.531
3	-1.1398	-2.420

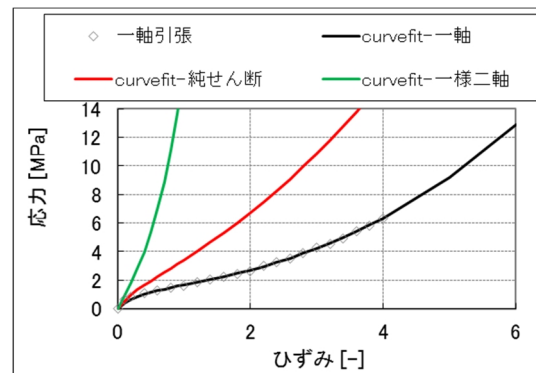


図 4.3.21 カーブフィッティング結果 (JIS, 単調引張, 0°C, 二軸考慮なし)

一軸引張は精度良くカーブフィットしているが、純せん断、一様二軸引張では、小さなひずみの領域から異常な応力の立ち上りを示している。この結果は既往の研究と比較して、甚だ乖離した結果であり、カーブフィッティングの方法に不備があると言える。以降は既往の研究の成果に基づき、(4.48)式及び(4.49)式の条件を考慮してカーブフィッティングを行う。

2) 純せん断及び一様二軸引張の影響を考慮した場合

(4.48)式及び(4.49)式の関係を考慮して、JIS に準じた一軸引張試験の結果及び、O リングを用いた一軸引張試験の結果より Ogden 定数を同定する。カーブフィッティングに用

いた条件を表 4.3.16 及び表 4.3.17 に、この条件から得られた Ogden 定数とこの値を式 (4.19)~(4.21)に代入して求めた応力-歪み曲線を図 4.3.22~図 4.3.35 に示す。なお、JIS の試験結果及び、GP60L と U90 の O リング試験結果は 3 体の平均値を用いた。

図より、いずれのフィッティング結果も試験結果とほぼ一致しており、材料の超弾性を Ogden モデルで表すことができたといえる。

表 4.3.16 JIS に準じた一軸引張試験のカーブフィッティング条件

試験方法	JIS に準じた一軸引張試験	
材料の種類	GP60L (ハネナイト 硬度 60°)	
载荷方法	単軸引張	繰返し
試験温度	0°C, 30°C, 60°C	0°C, 30°C, 60°C
応力-歪みの関係	式(4.48)を考慮する	

n	μ_n [N/mm ²]	α_n
1	50.02	0.03158
2	0.1538	3.248
3	-0.008753	-2.132

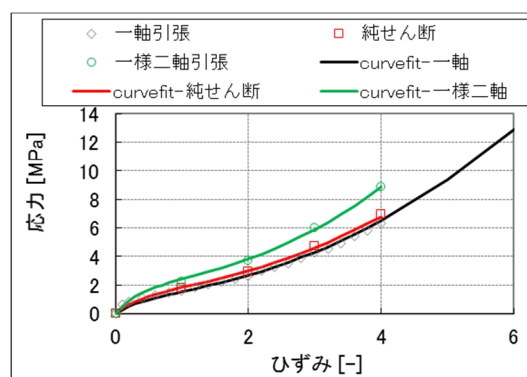


図 4.3.22 カーブフィッティング結果 (JIS, GP60L, 単調引張, 0°C)

n	μ_n [N/mm ²]	α_n
1	50.00	0.01210
2	0.05978	3.067
3	-0.0009209	-2.423

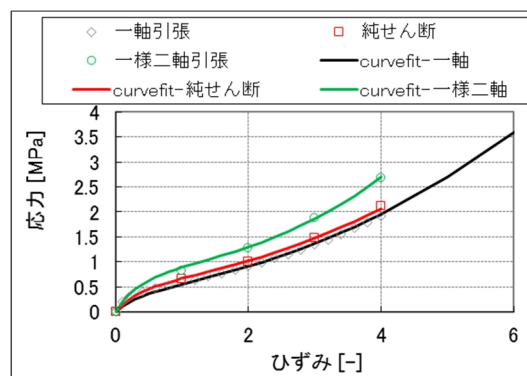


図 4.3.23 カーブフィッティング結果 (JIS, GP60L, 単調引張, 30°C)

n	μ_n [N/mm ²]	α_n
1	587.5	0.0007454
2	0.07230	2.875
3	-0.003405	-1.995

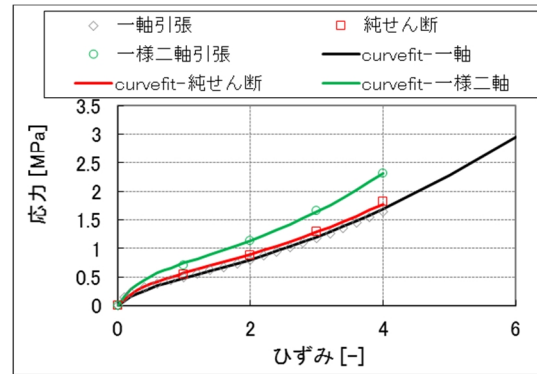


図 4.3.24 カーブフィッティング結果 (JIS, GP60L, 単調引張, 60°C)

n	μ_n [N/mm ²]	α_n
1	13180	6.842E-05
2	0.007774	4.918
3	-0.0001491	-3.322

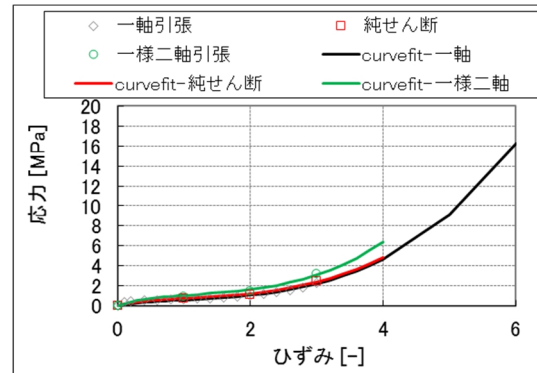


図 4.3.25 カーブフィッティング結果 (JIS, GP60L, 繰返し 3 回目, 0°C)

n	μ_n [N/mm ²]	α_n
1	58.35	0.007794
2	0.005414	4.539
3	-1.039E-06	-4.643

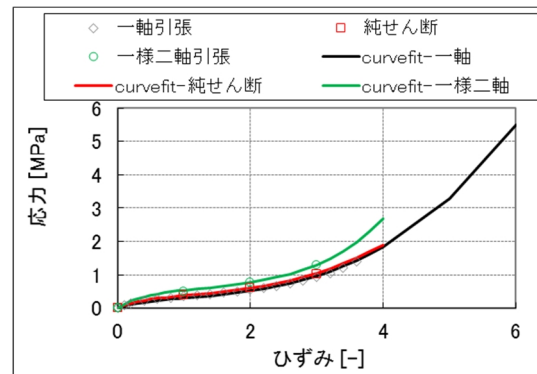


図 4.3.26 カーブフィッティング結果 (JIS, GP60L, 繰返し 3 回目, 30°C)

n	μ_n [N/mm ²]	α_n
1	1368	0.0002815
2	0.01421	3.824
3	-1.478E-05	-3.733

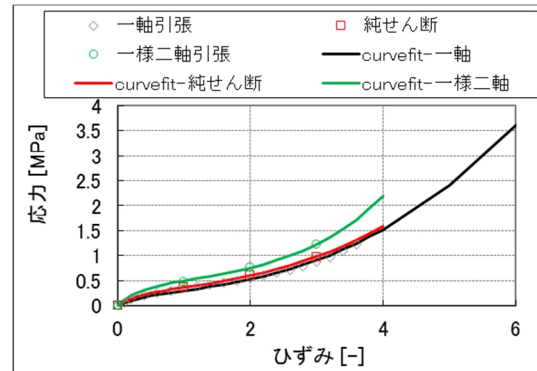


図 4.3.27 カーブフィッティング結果 (JIS, GP60L, 繰返し3回目, 60°C)

表 4.3.17 Oリングを用いた一軸引張試験のカーブフィッティング条件

試験方法	Oリングを用いた一軸引張試験
材料の種類	GP60L, U90, U70, EPDM70 EPDM50, CR70, CR50, NR70
载荷方法	単軸引張
試験温度	10°C
応力の関係	式(4.48)を考慮する

n	μ_n [N/mm ²]	α_n
1	1.178	0.8050
2	0.01569	3.620
3	-0.02481	-1.496

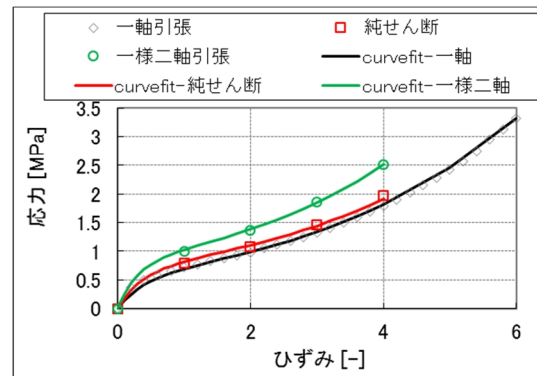


図 4.3.28 カーブフィッティング結果 (Oリング, GP60L, 単調引張, 10°C)

n	μ_n [N/mm ²]	α_n
1	35.17	0.2173
2	0.3443	2.847
3	-8.332E-07	-4.985

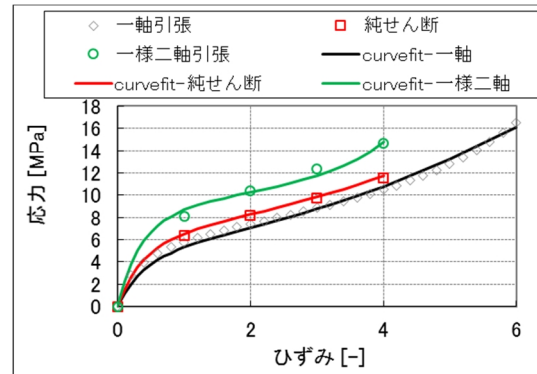


図 4.3.29 カーブフィッティング結果 (Oリング, U90, 単調引張, 10°C)

n	μ_n [N/mm ²]	α_n
1	2.821	1.328
2	0.004541	4.753
3	-0.5395	-0.9911

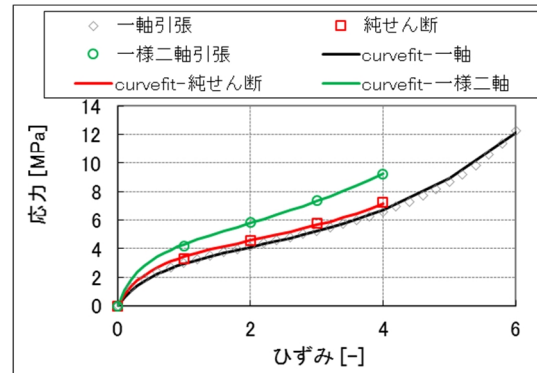


図 4.3.30 カーブフィッティング結果 (Oリング, U70, 単調引張, 10°C)

n	μ_n [N/mm ²]	α_n
1	1.109	2.367
2	0.0001948	2.368
3	-0.6782	-1.056

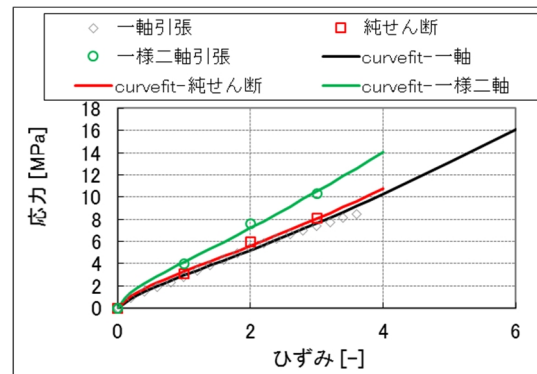


図 4.3.31 カーブフィッティング結果 (Oリング, EPDM70, 単調引張, 10°C)

n	μ_n [N/mm ²]	α_n
1	0.3600	2.769
2	0.0008339	2.771
3	-0.2897	-1.155

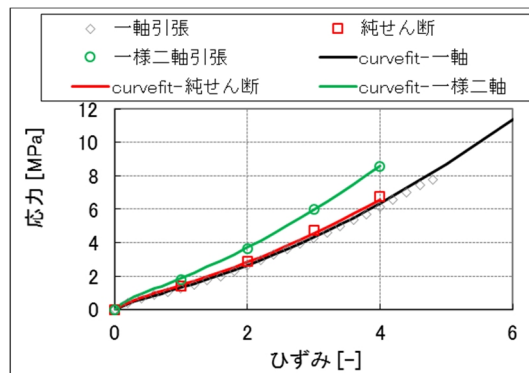


図 4.3.32 カーブフィッティング結果 (Oリング, EPDM50, 単調引張, 10°C)

n	μ_n [N/mm ²]	α_n
1	1.535	1.612
2	0.03000	5.000
3	-0.1670	-1.640

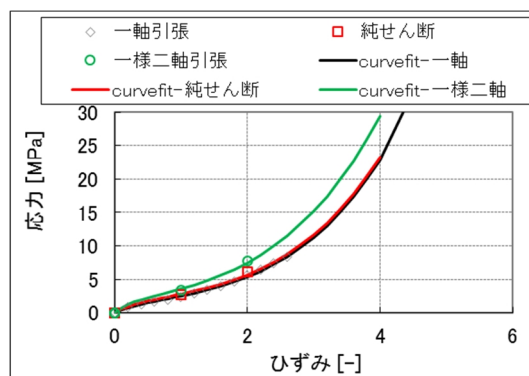


図 4.3.33 カーブフィッティング結果 (Oリング, CR70, 単調引張, 10°C)

n	μ_n [N/mm ²]	α_n
1	1.147	1.031
2	0.1331	3.612
3	-0.1675	-1.428

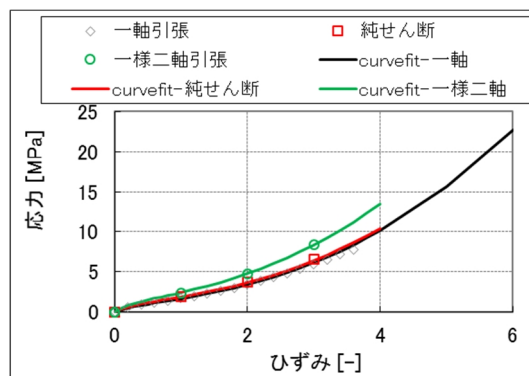


図 4.3.34 カーブフィッティング結果 (Oリング, CR50, 単調引張, 10°C)

n	μ_n [N/mm ²]	α_n
1	0.3989	3.245
2	0.001030	2.011
3	-0.3056	-1.374

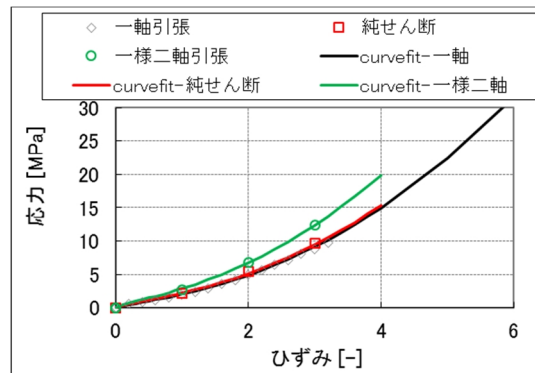


図 4.3.35 カーブフィッティング結果 (Oリング, NR70, 単調引張, 10°C)

4.3.4. JIS に準じた一軸引張試験と O リングを用いた一軸引張試験の比較

JIS に準じた一軸引張試験を行った, U90 及び GP60L について, O リングを用いた引張試験の結果と比較し, O リングを用いた引張試験から得られるデータの妥当性を確認する。比較するデータは, JIS に準じた一軸引張試験 (4.3.1 項) に示したものと, O リングを用いた引張試験 (4.3.2 項) に示したものをを用いる。

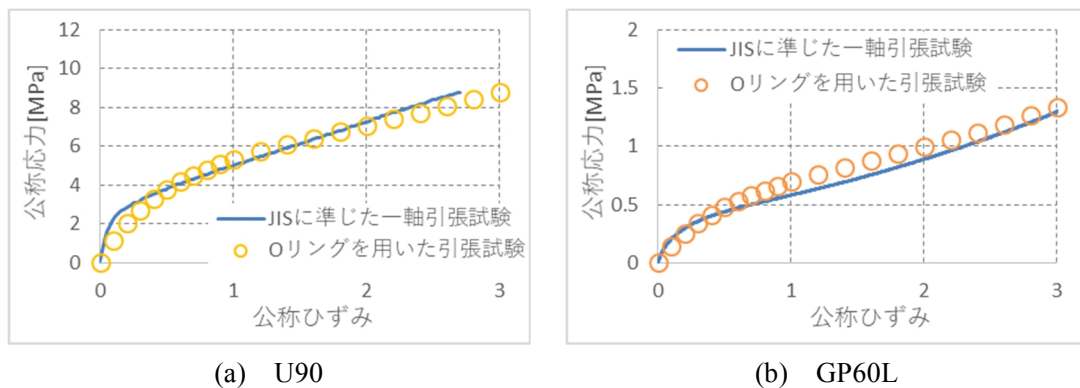


図 4.3.36 JIS に準じた一軸引張試験と O リングを用いた引張試験の比較

図 4.3.36 より, O リングを用いた引張試験の結果は, JIS に準じた一軸引張試験の結果と比較して, 小さなひずみにおける応力が小さく評価される傾向があるものの, 全体としてはほぼ同様の傾向を示すことが確認できる。

以上の結果より, O リングを用いた引張試験からゴムの超弾性モデルを同定した結果を用いて, ひずみエネルギーや荷重を予測することが可能であると考えられる。

4.4. ゴムの動的粘弾性試験

ゴムは固体にみられる弾性挙動と流体にみられる粘性挙動を併せ持っている。これはゴムを含むエラストマーの特徴で、これらの特徴を合わせて粘弾性と呼ばれている。また、粘弾性の特徴を有するため時間と温度による応力の変化が大きい。これらの性質を調べる方法として、動的粘弾性試験が提案されている^[4.31]。本節では、動的粘弾性試験を行い、Maxwell モデルの係数を求めたのでその結果について述べる。粘弾性試験に用いた試験片の種類を表 4.4.1 に示す。

表 4.4.1 粘弾性試験に用いた試験片の種類

略称	名称	硬さ	製造元
GP60L	ハネナイト (防振ゴム)	60°	内外ゴム
U90	ウレタンゴム	90°	モリセイ
U70	ウレタンゴム	70°	モリセイ
EPDM70	エチレンプロピレンゴム	70°	市川ゴム工業
EPDM50	エチレンプロピレンゴム	50°	市川ゴム工業
CR70	クロロプレンゴム	70°	市川ゴム工業
CR50	クロロプレンゴム	50°	市川ゴム工業

4.4.1. 動的粘弾性試験

(1) 試験条件

動的粘弾性試験は JIS K 6394 : 2007 加硫ゴム及び熱可塑性ゴム-動的性質の求め方-一般方針^[4.31]に準じて行った。なお、試験は 2 回に分けて実施しており、試験装置や試験条件が異なる。それぞれの試験条件を表 4.4.2 及び表 4.4.3 に、試験装置を図 4.4.1 及び図 4.4.2 に示す。GP60L は試験温度を-100[°C]~120[°C]まで変化させると共に、周波数 0.5, 1.0, 3.2, 5.0, 10.0[Hz]の 5 種類のひずみ入力を行った。広い温度変化を与えて試験を行っているため、材料の粘弾性特性を詳細に見ることができる。その他の材料に関しては温度一定（室温）として、周波数 200, 100, 20, 10, 5, 2, 1, 0.5, 0.2, 0.1, 0.05, 0.02[Hz]の 12 種類のひずみ入力とした。温度変化がないため粘弾性特性は狭い範囲でしか確認することができないが、通常の使用環境での挙動を予測することは可能であることから、この試験方法を採用した。なお、GP60L 以外の動的粘弾性試験データは定金駿介氏の試験^[4.32]によって得られたデータを再検討したものである。

表 4.4.2 GP60L の動的粘弾性試験に用いた装置及び試験方法

試験装置	RSA3
製造元	TA Instruments
変形モード	引張
材料の種類	GP60L (ハネナイト 硬度 60°)
試験片寸法 [mm]	長さ 40×幅 2.06×厚さ 1.53
つかみ具間距離 [mm]	20
周波数 [Hz]	0.5, 1.0, 3.2, 5.0, 10.0
試験温度範囲 [°C]	-100~120
昇温速度 [°C/min]	2
数量 [体]	1

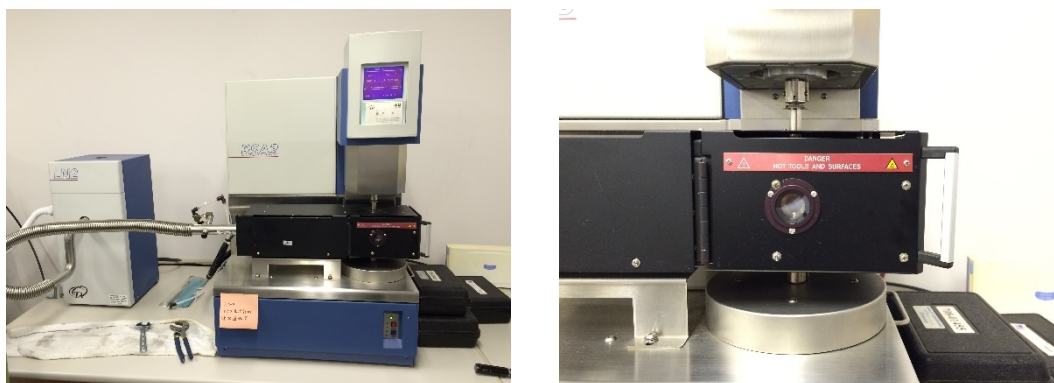


図 4.4.1 GP60L の動的粘弾性試験に用いた試験装置 (RSA3)

表 4.4.3 GP60L 以外の動的粘弾性試験に用いた装置及び試験方法

試験装置	EXSTAR DMS6100	
製造元	Seiko Instruments Inc.	
変形モード	引張	
材料の種類	U90, U70	EPDM70, EPDM50 CR70, CR50
試験片寸法 [mm]	長さ 40×幅 8×厚さ 2	長さ 40×幅 8×厚さ 3
つかみ具間距離 [mm]	20	
周波数 [Hz]	200, 100, 20, 10, 5, 2, 1, 0.5, 0.2, 0.1, 0.05, 0.02	
試験温度範囲 [°C]	室温：約 24	
昇温速度 [°C/min]	0 (一定)	
数量 [体]	各 1	



図 4.4.2 GP60L 以外の動的粘弾性試験に用いた試験装置 (EXSTAR DMS6100)

本試験では動的粘弾性試験装置を用い、貯蔵弾性率 $E'(\omega)$ 、損失弾性率 $E''(\omega)$ 、損失正接 $\tan\delta$ を求めた。なお、それぞれの値は、試験装置に設定した周期のひずみを試験片に与え、ひずみと応力の位相差から粘弾性試験装置が自動で計算し出力される。貯蔵弾性率、損失弾性率、損失正接の関係を図 4.4.3 及び(4.51)~(4.52)式に示す。

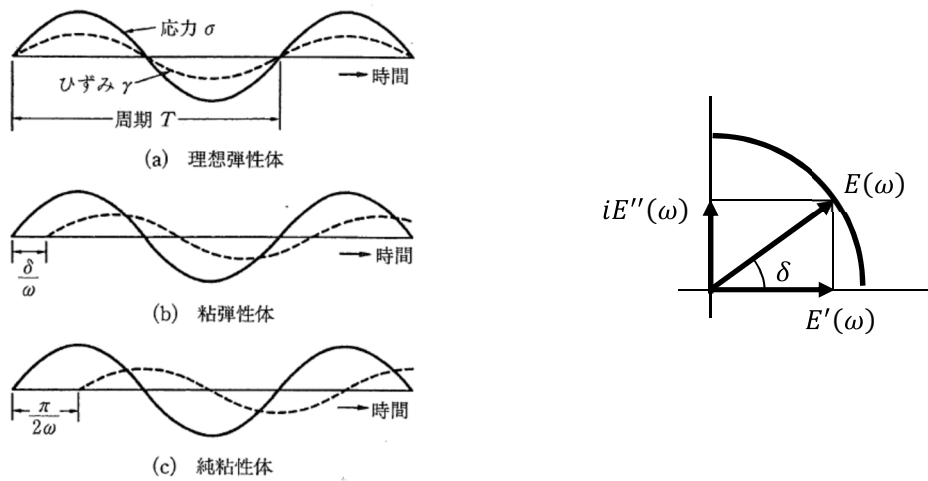


図 4.4.3 貯蔵弾性率，損失弾性率，損失正接の関係^[4.15]

$$\begin{aligned}
 E^*(\omega) &= \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \\
 &= E'(\omega) + iE''(\omega) \\
 &= \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \cos\delta + \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \sin\delta
 \end{aligned}
 \tag{4.51}$$

$$\tan\delta = \frac{E''(\omega)}{E'(\omega)}
 \tag{4.52}$$

$E^*(\omega)$: 複素弾性率
$E'(\omega)$: 貯蔵弾性率
$E''(\omega)$: 損失弾性率
σ_0	: 応力の片振幅
ε_0	: ひずみの片振幅
i	: 虚数単位 $i = \sqrt{-1}$
ω	: 周期
$\tan\delta$: 損失正接
δ	: 貯蔵弾性率と損失弾性率の位相差 ($0 \leq \delta \leq \pi/2$)

(2) 試験結果

試験によって得られた貯蔵弾性率 E' 、損失弾性率 E'' 、損失正接 $\tan\delta$ の値を図 4.4.4～図 4.4.10 に示す。

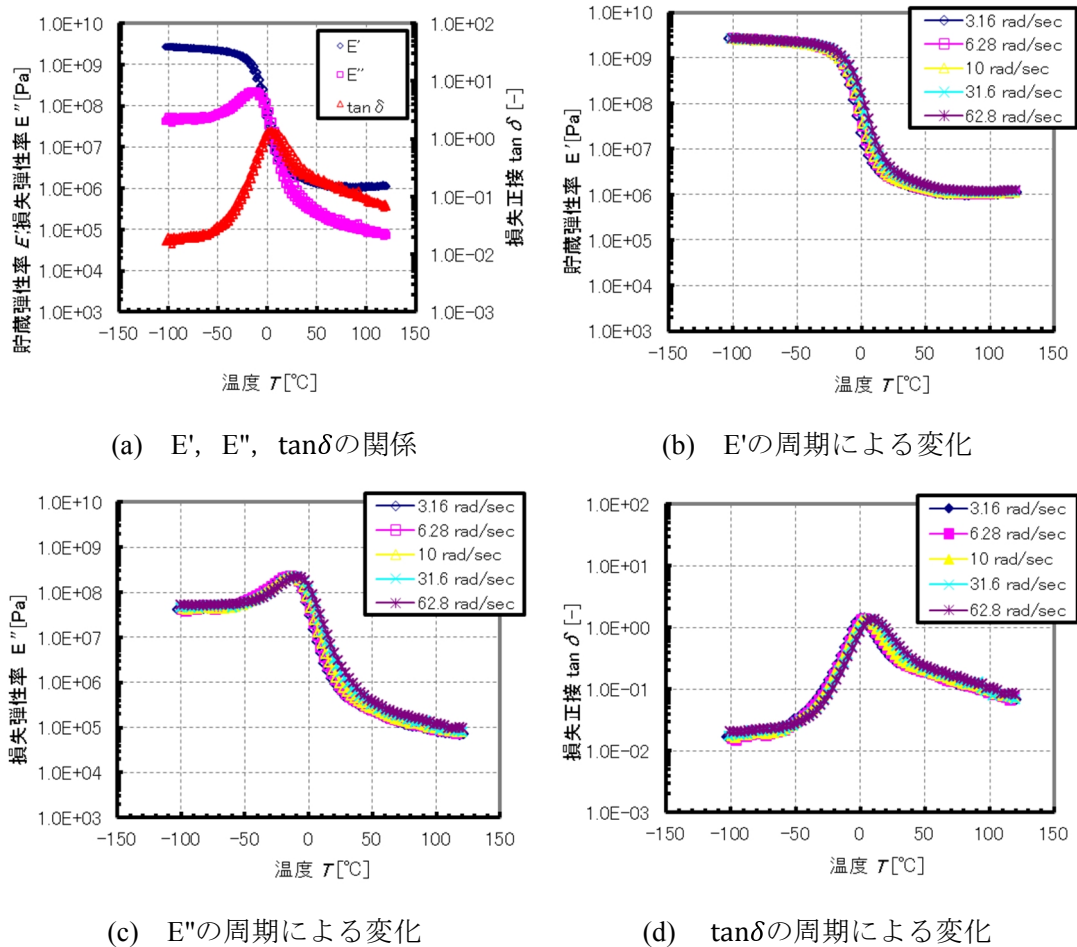
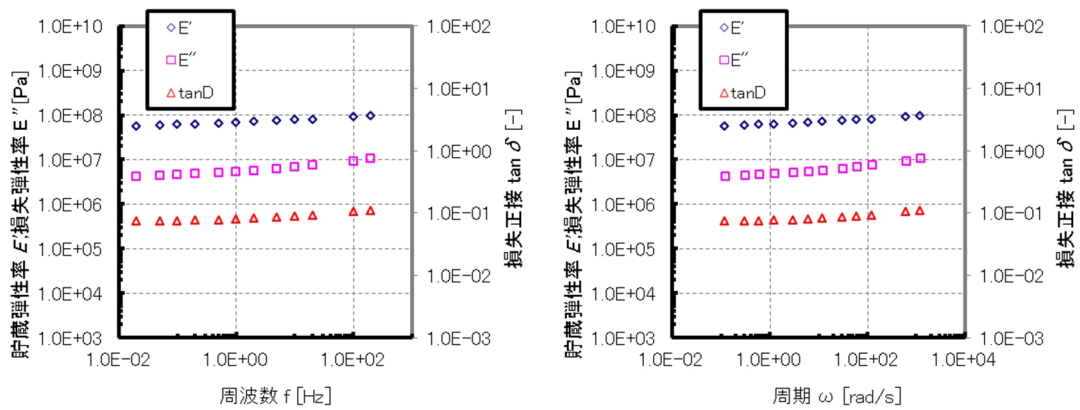


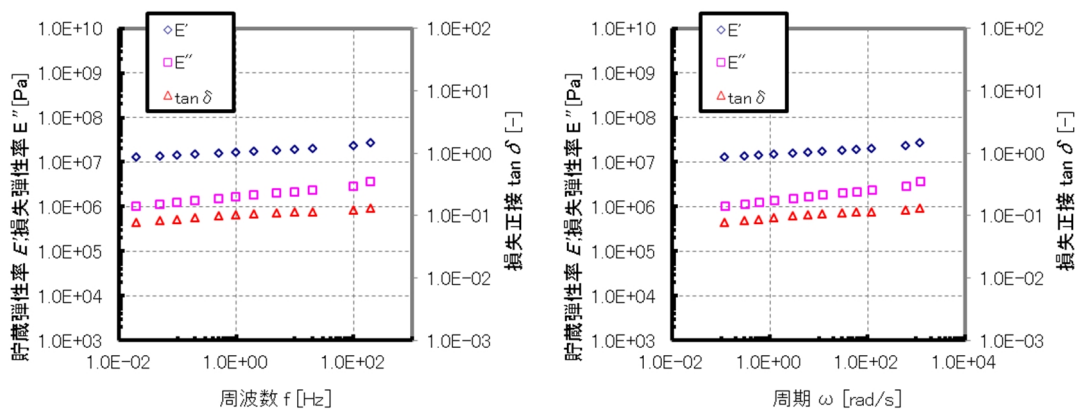
図 4.4.4 試験によって得られた貯蔵弾性率，損失弾性率，損失正接の関係 (GP60L)



(a) 横軸：周波数 f

(b) 横軸：周期 ω

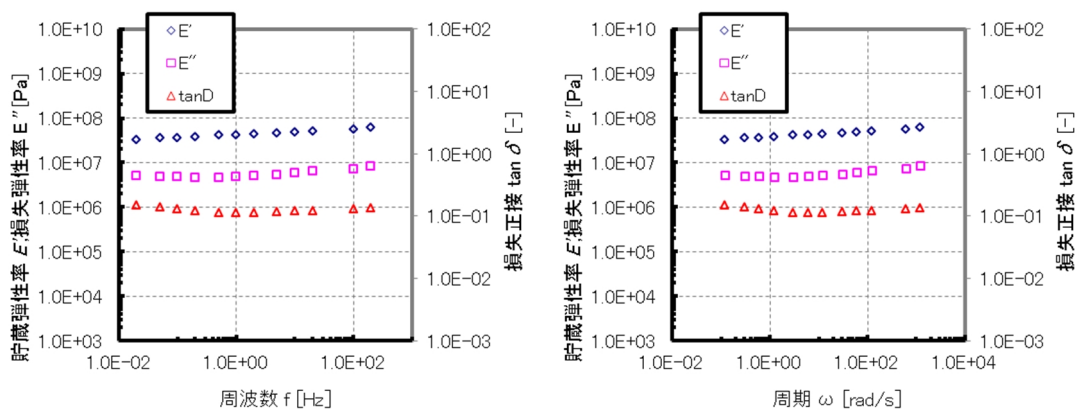
図 4.4.5 試験によって得られた貯蔵弾性率，損失弾性率，損失正接の関係 (U90)



(a) 横軸：周波数 f

(b) 横軸：周期 ω

図 4.4.6 試験によって得られた貯蔵弾性率，損失弾性率，損失正接の関係 (U70)



(a) 横軸：周波数 f

(b) 横軸：周期 ω

図 4.4.7 試験によって得られた貯蔵弾性率，損失弾性率，損失正接の関係 (EPDM70)

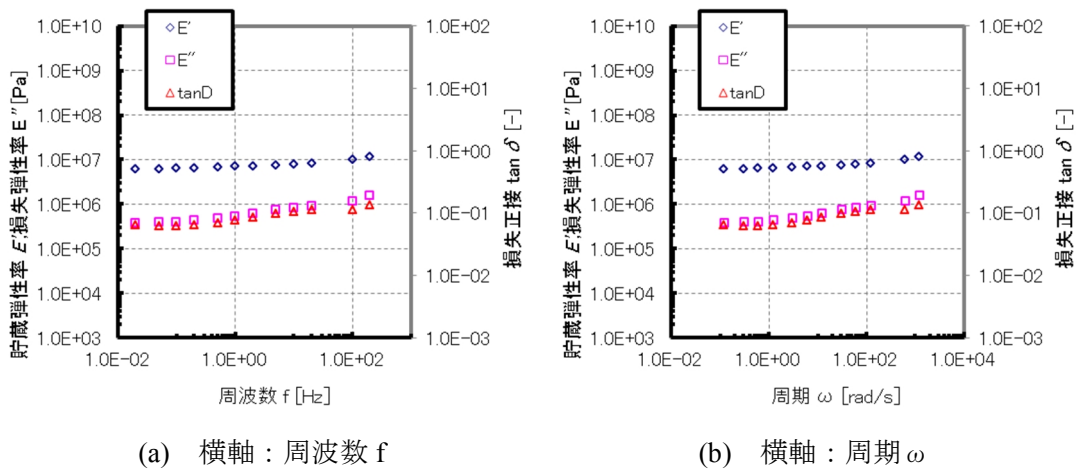


図 4.4.8 試験によって得られた貯蔵弾性率，損失弾性率，損失正接の関係 (EPDM50)

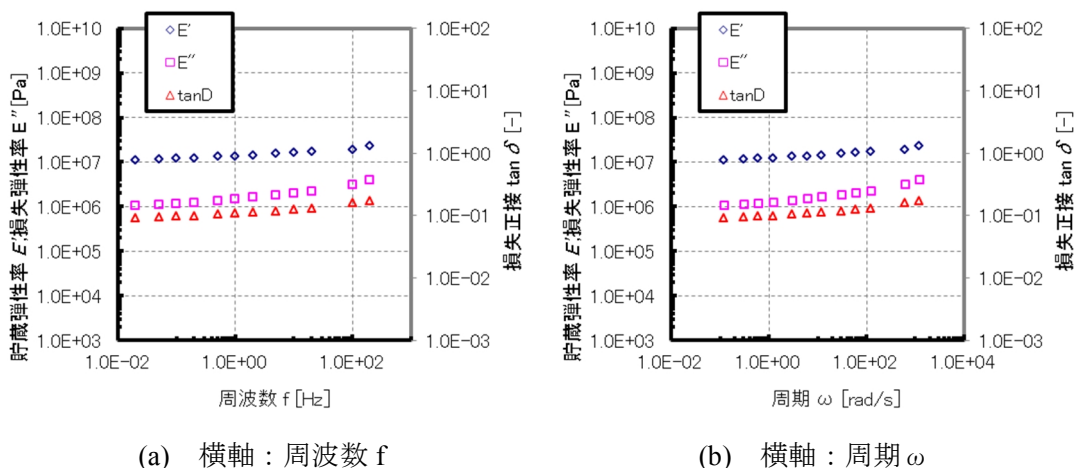


図 4.4.9 試験によって得られた貯蔵弾性率，損失弾性率，損失正接の関係 (CR70)

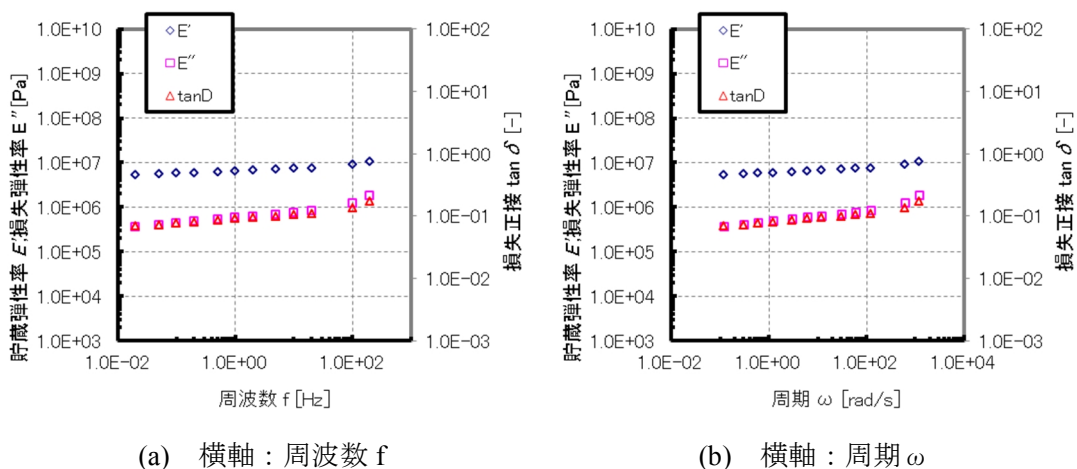


図 4.4.10 試験によって得られた貯蔵弾性率，損失弾性率，損失正接の関係 (CR50)

4.4.2. 各種ゴム材料の粘弾性モデルの同定

試験によって求めた貯蔵弾性率 $E'(\omega)$ 、損失弾性率 $E''(\omega)$ 、損失正接 $\tan\delta$ を用い、一般化 Maxwell モデルを同定する。この手順を図 4.4.11 に示す。

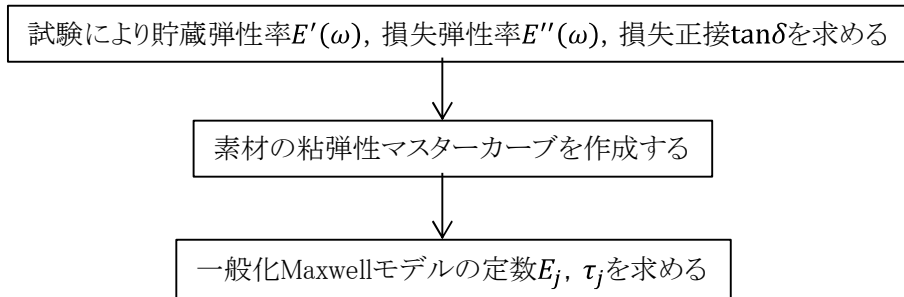


図 4.4.11 一般化 Maxwell モデルの同定手順

(1) 粘弾性マスターカーブ

GP60L は $-100[^\circ\text{C}] \sim 120[^\circ\text{C}]$ という幅広い温度と 5 種類のひずみ速度の入力を行った。試験結果をみると温度による弾性率の変化が顕著であると共に、ひずみ速度による弾性率の変化も確認できる。ゴムは 4.2.5 で述べたとおり「熱レオロジー的に単純な材料」であり、温度と時間の関係に密接な関係がある。試験で見られるひずみ速度による弾性率の変化は、既往の研究によって明らかにされている温度と時間の関係^[4,18]を用いることにより、一つの曲線に換算することができる。

本研究では代表的な時間-温度換算則である WLF 式を用い、粘弾性マスターカーブを作成する。WLF 式を次に示す。

$$\log\alpha_T = \frac{C_1(T - T_R)}{C_2 + (T - T_R)} \quad (4.43)$$

$$\alpha_T = \frac{t}{t'} = \frac{\omega'}{\omega} \quad (4.44)$$

$$T_R = T_g + 50 \quad (4.45)$$

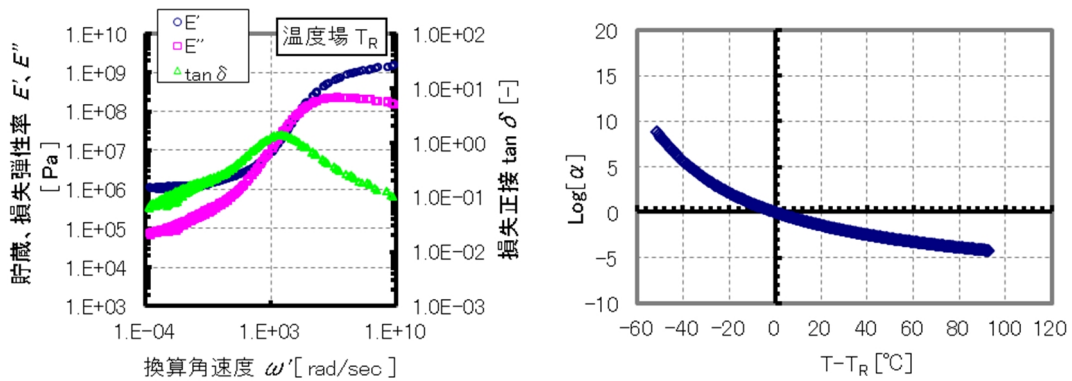
α_T	: 時間-温度換算因子
C_1	: 係数 (温度が $T_g + 50$ の時, $C_1 = 8.86$)
C_2	: 係数 (温度が $T_g + 50$ の時, $C_2 = 101.6$)
T	: 絶対温度 [K]
t	: 任意の温度 $T[K]$ における時間
t'	: 基準温度 $T_R[K]$ における時間
ω	: 任意の温度 $T[K]$ における角速度
ω'	: 基準温度 $T_R[K]$ における角速度

T_g : ガラス転移温度 [K]

ガラス転移温度 T_g は、ガラス状から転移に移行するときの温度であり、時間-温度換算則を考える上で重要な値である。GP60Lのガラス転移温度 T_g は試験結果より、 $-22[^\circ\text{C}]$ と読み取ることができる。他の試験に関しては室温の試験であるため、ガラス転移温度 T_g を読み取ることができない。そこで、表 4.2.3 に示す一般的な値の中央値を用いてマスターカーブを作成した。それぞれの材料に用いたガラス転移温度 T_g の値を表 4.4.4 に、ガラス転移温度 T_g を用いて作成したマスターカーブを図 4.4.12～図 4.4.18 に示す。

表 4.4.4 マスターカーブを作成するために用いたガラス転移温度 T_g

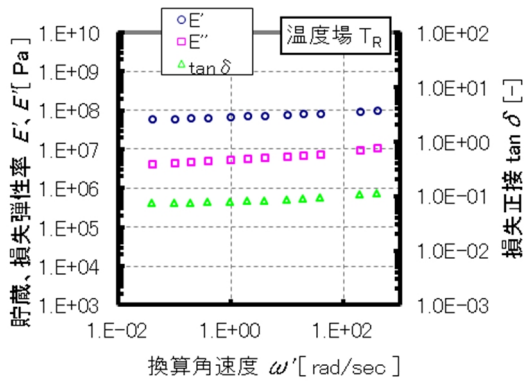
試験片名	材料の種類	ガラス転移温度 T_g [K, ($^\circ\text{C}$)]	T_R ($T_R = T_g + 50$) [K, ($^\circ\text{C}$)]
GP60L	ハネナイト	251, (-22)	301, (28)
U90, U70	ウレタンゴム	241, (-32)	291, (18)
EPDM70 EPDM50	エチレンプロ ピレンゴム	213, (-60)	263, (-10)
CR70, CR50	クロロプレングム	225, (-48)	275, (2)



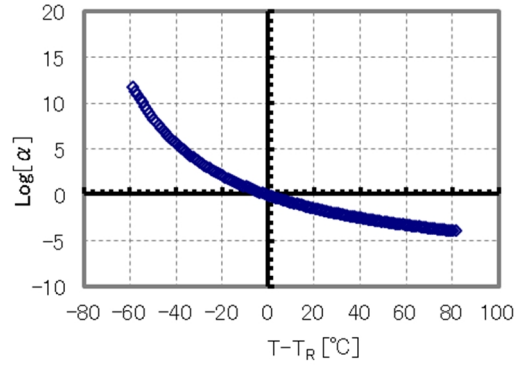
(a) E' , E'' , $\tan\delta$ のマスターカーブ

(b) 時間-温度換算則

図 4.4.12 マスターカーブと時間-温度換算則 (GP60L)

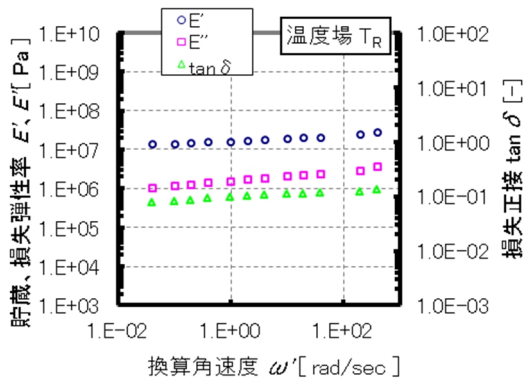


(a) E' , E'' , $\tan\delta$ のマスターカーブ

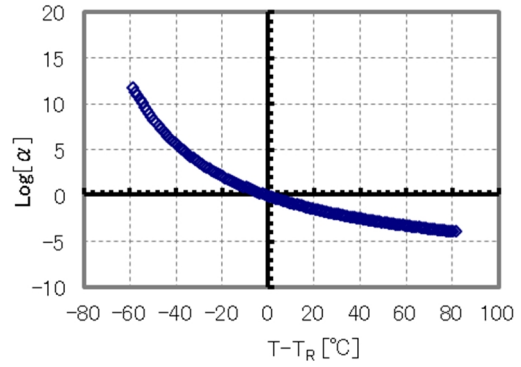


(b) 時間-温度換算則

図 4.4.13 マスターカーブと時間-温度換算則 (U90)

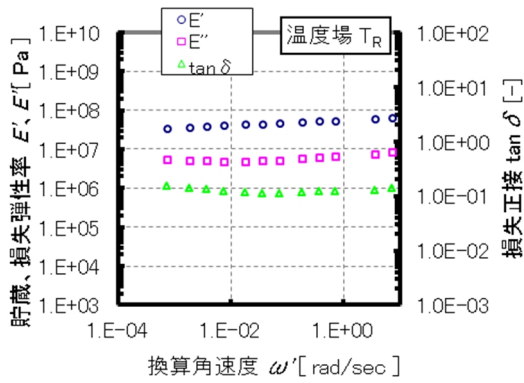


(a) E' , E'' , $\tan\delta$ のマスターカーブ

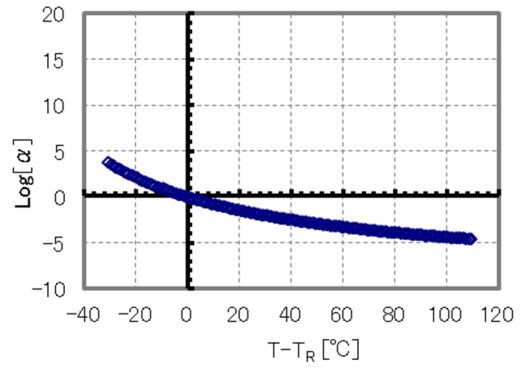


(b) 時間-温度換算則

図 4.4.14 マスターカーブと時間-温度換算則 (U70)

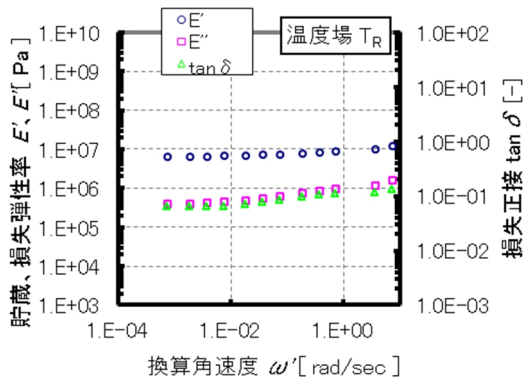


(a) E' , E'' , $\tan\delta$ のマスターカーブ

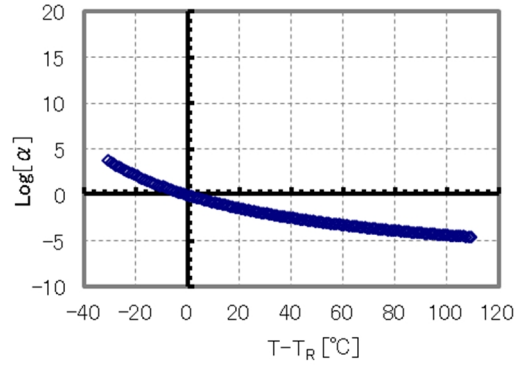


(b) 時間-温度換算則

図 4.4.15 マスターカーブと時間-温度換算則 (EPDM70)

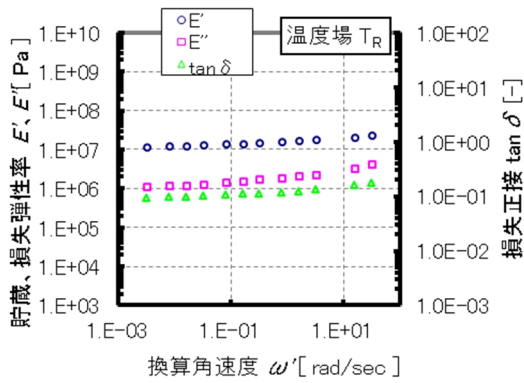


(a) E' , E'' , $\tan\delta$ のマスターカーブ

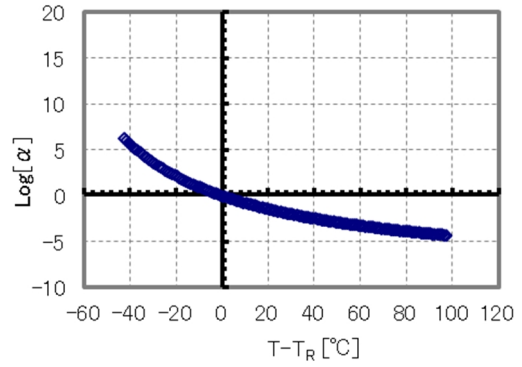


(b) 時間-温度換算則

図 4.4.16 マスターカーブと時間-温度換算則 (EPDM50)

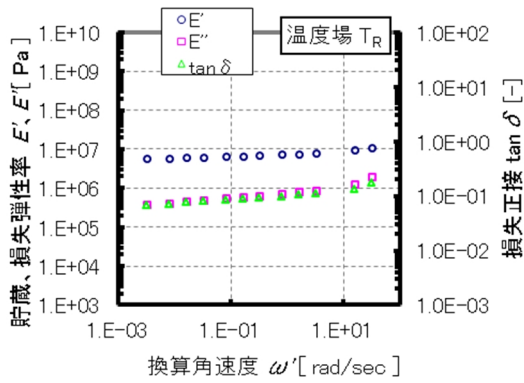


(a) E' , E'' , $\tan\delta$ のマスターカーブ

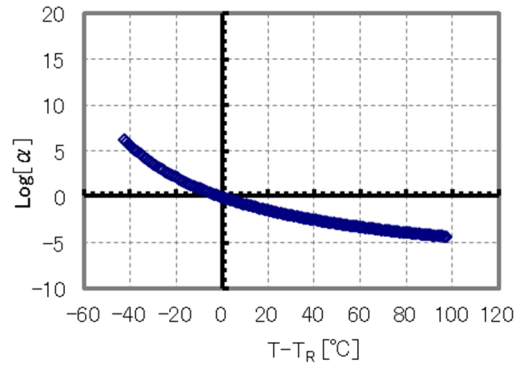


(b) 時間-温度換算則

図 4.4.17 マスターカーブと時間-温度換算則 (CR70)



(a) E' , E'' , $\tan\delta$ のマスターカーブ



(b) 時間-温度換算則

図 4.4.18 マスターカーブと時間-温度換算則 (CR50)

(2) 一般化 Maxwell モデルの同定

4.4.2(1)で作成したマスターカーブを用いて一般化 Maxwell モデルの同定を行う。一般化 Maxwell モデルを(4.37)~(4.39)式に、(4.37)式の模式図を図 4.4.19 に示す。

$$E = E_{\infty} + \sum_{j=1}^N E_j e^{-\frac{t}{\tau_j}} \quad (4.37)$$

$$\begin{aligned} E^*(\omega) &= E'(\omega) + iE''(\omega) \\ &= E_{\infty} + \sum_{j=1}^N E_j \frac{\omega^2 \tau_j^2}{1 + \omega^2 \tau_j^2} + i \sum_{j=1}^N E_j \frac{\omega \tau_j}{1 + \omega^2 \tau_j^2} \end{aligned} \quad (4.38)$$

$$\tan \delta = \frac{E''(\omega)}{E'(\omega)} = \frac{1}{\omega \tau} \quad (4.39)$$

E	: 全体の弾性率
$E^*(\omega)$: 複素弾性率
$E'(\omega)$: 貯蔵弾性率
$E''(\omega)$: 損失弾性率
E_{∞}	: ダッシュポットをもたない要素の弾性率
E_j	: j 番目の Maxwell モデルにおける弾性率
i	: 虚数単位 $i = \sqrt{-1}$
ω	: 周期
t	: 時間
τ_j	: j 番目の緩和時間 $(= \frac{\eta}{E})$
$\tan \delta$: 損失正接
δ	: 貯蔵弾性率と損失弾性率の位相差 ($0 \leq \delta \leq \pi/2$)

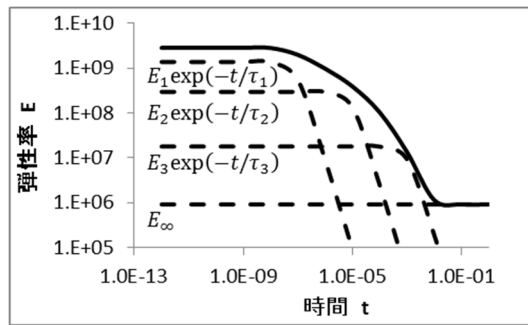


図 4.4.19 一般化 Maxwell モデルの緩和曲線

一般化 Maxwell モデルの定数は弾性率 E_j と、緩和時間 τ_j がそれぞれ j 個、ダッシュポットを持たない要素の弾性率 E_∞ である。試験から得られたマスターカーブに一般化 Maxwell モデルをフィッティングするためには、マスターカーブの時間の範囲を含むように Maxwell モデルの緩和時間 τ_j を定める必要がある。まず、緩和時間 τ_j の緩和にかかる時間を把握するため、 $\tau = 1$ [s], $E = 1.0 \cdot 10^7$ [Pa]と仮定して応力緩和曲線を作成した。

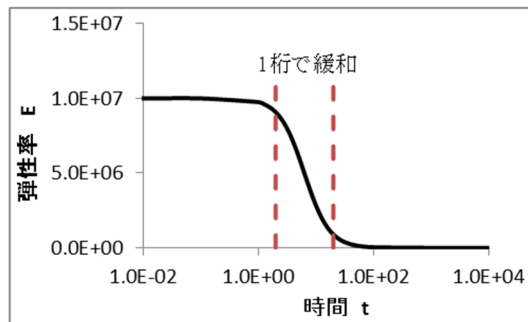


図 4.4.20 一つの Maxwell モデルで表現可能な緩和時間

図 4.4.20 より、弾性率は 1.0[s]から緩和し始め、100[s]にはほぼ弾性率がゼロになっている。その中でも特に破線で示す 2.0[s]から 20[s]の間の応力低下が大きく、1つの Maxwell モデルが表現可能な時間の範囲は、ほぼ 1 桁であることが分かる。従って、本研究では緩和時間 τ_j の有効範囲を 1 桁おきに定めた。また、緩和時間 τ_j の最大値と最小値は、試験より得られたマスターカーブの値を包含するように定めた。この値を 表 4.4.5 に示す。

表 4.4.5 緩和時間 τ_j の最大値と最小値

試験片名	マスターカーブの τ_j		一般化 Maxwell モデルの τ_j	
	最小値	最大値	最小値	最大値
GP60L	1.14×10^{-9}	8.47×10^4	1.0×10^{-10}	1.0×10^4
U90, U70	2.28×10^{-2}	3.42×10^2	1.0×10^{-3}	1.0×10^2
EPDM70, EPDM50	9.79×10^{-1}	8.84×10^3	1.0×10^{-1}	1.0×10^4
CR70, CR50	1.73×10^{-1}	3.26×10^3	1.0×10^{-2}	1.0×10^3

表の数値だけを見ると、マスターカーブの τ_j の最大値に対して、一般化 Maxwell モデルの τ_j の最大値は包含していないものが存在する。しかし、図 4.4.20 からも明らかのように、緩和時間 τ_j は設定した時間以降に緩和するため、この範囲で十分包含していると言える。

一般化 Maxwell モデルの緩和時間 τ_j が定まったので、これに対応する弾性率 E_j と、ダッシュポットを持たない要素の弾性率 E_∞ を定める。この同定方法として、一般的な表計算ソフト (excel) の最小二乗法機能を用い、式(4.53)の F が最小になるようにして各弾性率を定めた。

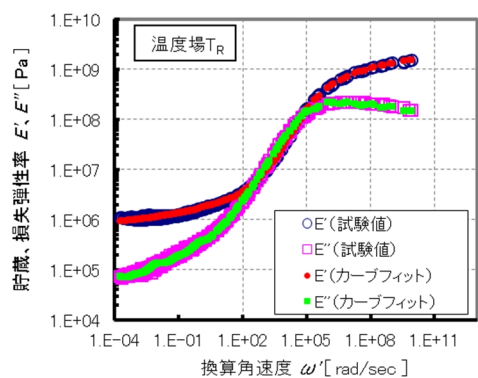
$$\begin{aligned}
F &= F' + F'' \\
&= \frac{1}{2} \sum_{k=1}^M \left\{ \frac{E'_k - Ep'_k}{E'_k} \right\}^2 + \frac{1}{2} \sum_{k=1}^M \left\{ \frac{E''_k - Ep''_k}{E''_k} \right\}^2 \\
&= \frac{1}{2} \sum_{k=1}^M \left\{ 1 - \left(E_\infty + \sum_{j=1}^N E_j \frac{\omega_k^2 \tau_j^2}{1 + \omega_k^2 \tau_j^2} \right) / E'_k \right\}^2 \\
&\quad + \frac{1}{2} \sum_{k=1}^M \left\{ 1 - \left(\sum_{j=1}^N E_j \frac{\omega_k \tau_j}{1 + \omega_k^2 \tau_j^2} \right) / E''_k \right\}^2
\end{aligned} \tag{4.53}$$

F	: 試験値と理論値の誤差 (二乗和)
F'	: 貯蔵弾性率の試験値と理論値の誤差
F''	: 損失弾性率の試験値と理論値の誤差
E'	: 貯蔵弾性率 (試験値)
Ep'	: 貯蔵弾性率 (理論値)
E''	: 損失弾性率 (試験値)
Ep''	: 損失弾性率 (理論値)
E_∞	: ダッシュポットをもたない要素の弾性率
E_j	: j 番目の Maxwell モデルにおける弾性率
ω_k	: 周期
τ_j	: j 番目の緩和時間 $\left(= \frac{\eta}{E} \right)$

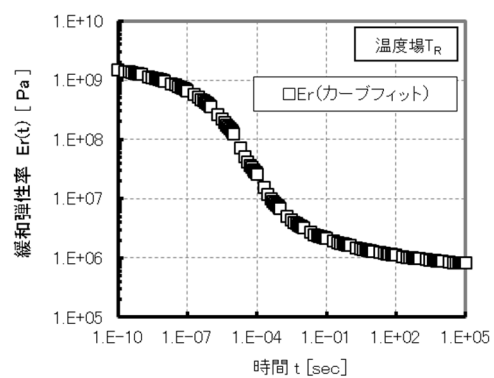
ゴムの弾性率は 1000[MPa]~1[MPa]程度の広い範囲があるため、最小二乗法でフィッティングする際に重みを付けない場合、弾性率の大きな範囲の精度は良いが、弾性率の小さい範囲は値が大きくなることとなる。そこで、試験値と理論値の誤差を、試験値の弾性率で除して重みを付けた。カーブフィットの結果を図 4.4.21~図 4.4.27 に示す。

i	E_i [Pa]	τ_i [sec]
1	2.301E+08	1.000E-10
2	2.571E+08	1.000E-09
3	2.761E+08	1.000E-08
4	3.120E+08	1.000E-07
5	3.293E+08	1.000E-06
6	2.046E+08	1.000E-05
7	4.010E+07	1.000E-04
8	6.947E+06	1.000E-03
9	1.920E+06	1.000E-02
10	6.609E+05	1.000E-01
11	4.725E+05	1.000E+00
12	2.200E+05	1.000E+01
13	1.920E+05	1.000E+02
14	9.496E+04	1.000E+03
15	1.206E+05	1.000E+04
E_c	8.269E+05	-

(a) 弾性率 E_j



(b) E' , E'' のカーブフィット

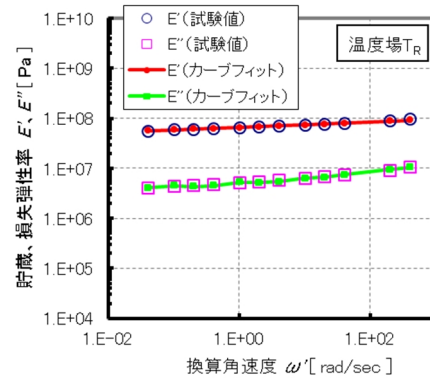


(c) 緩和弾性率

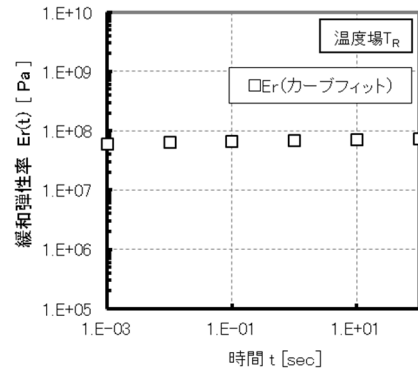
図 4.4.21 カーブフィット結果 (GP60L)

i	E _i [Pa]	τ _i [sec]
1	2.089E+07	1.000E-03
2	1.270E+07	1.000E-02
3	8.254E+06	1.000E-01
4	7.360E+06	1.000E+00
5	5.847E+06	1.000E+01
6	7.151E+06	1.000E+02
E _e	4.887E+07	-

(a) 弾性率 E_j



(b) E' , E'' のカーブフィット

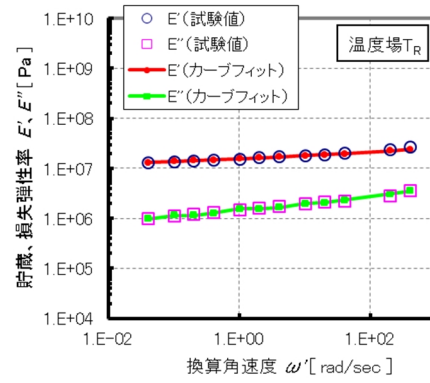


(c) 緩和弾性率

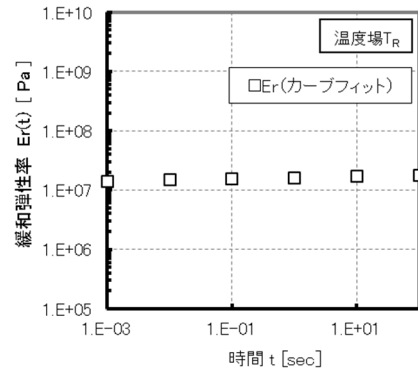
図 4.4.22 カーブフィット結果 (U90)

i	E _i [Pa]	τ _i [sec]
1	7.305E+06	1.000E-03
2	3.878E+06	1.000E-02
3	2.594E+06	1.000E-01
4	2.188E+06	1.000E+00
5	1.492E+06	1.000E+01
6	1.550E+06	1.000E+02
E _e	1.145E+07	-

(a) 弾性率 E_j



(b) E' , E'' のカーブフィット

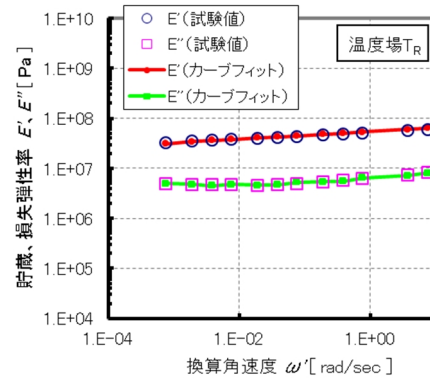


(c) 緩和弾性率

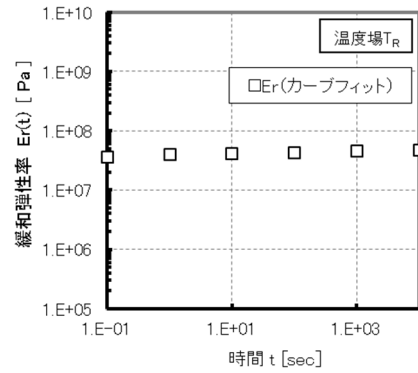
図 4.4.23 カーブフィット結果 (U70)

i	E _i [Pa]	τ _i [sec]
1	1.424E+07	1.000E-01
2	8.945E+06	1.000E+00
3	7.460E+06	1.000E+01
4	6.382E+06	1.000E+02
5	7.653E+06	1.000E+03
6	6.074E+06	1.000E+04
E _e	2.197E+07	-

(a) 弾性率 E_j



(b) E' , E'' のカーブフィット

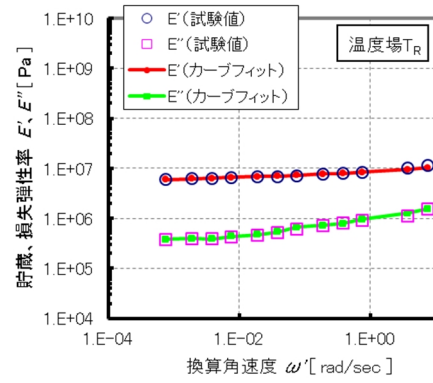


(c) 緩和弾性率

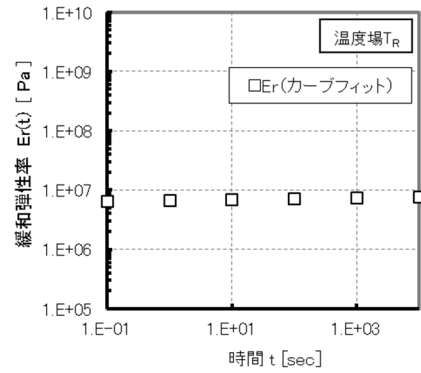
図 4.4.24 カーブフィット結果 (EPDM70)

i	E _i [Pa]	τ _i [sec]
1	2.828E+06	1.000E-01
2	1.276E+06	1.000E+00
3	9.709E+05	1.000E+01
4	5.547E+05	1.000E+02
5	6.324E+05	1.000E+03
6	2.081E+05	1.000E+04
E _e	5.509E+06	-

(a) 弾性率 E_j



(b) E' , E'' のカーブフィット

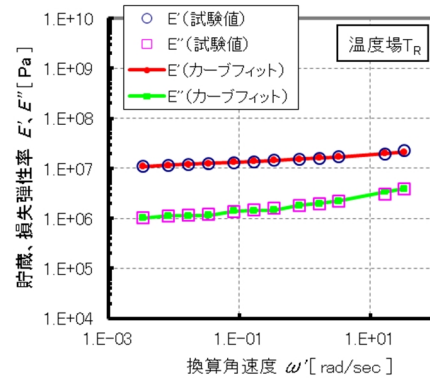


(c) 緩和弾性率

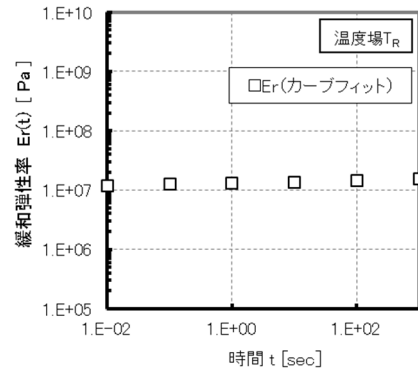
図 4.4.25 カーブフィット結果 (EPDM50)

i	E _i [Pa]	τ _i [sec]
1	9.162E+06	1.000E-02
2	4.024E+06	1.000E-01
3	2.326E+06	1.000E+00
4	1.971E+06	1.000E+01
5	1.451E+06	1.000E+02
6	1.849E+06	1.000E+03
E _e	9.096E+06	-

(a) 弾性率 E_j



(b) E' , E'' のカーブフィット

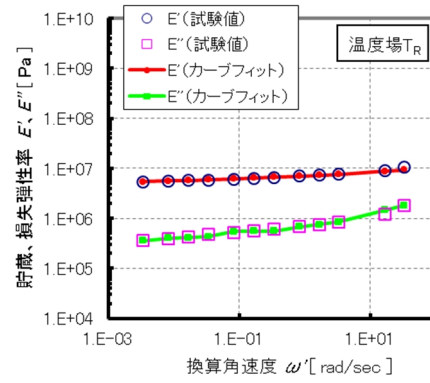


(c) 緩和弾性率

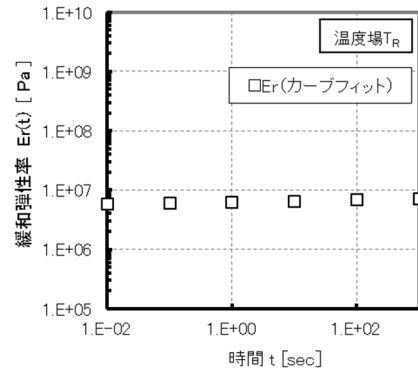
図 4.4.26 カーブフィット結果 (CR70)

i	E _i [Pa]	τ _i [sec]
1	4.648E+06	1.000E-02
2	1.461E+06	1.000E-01
3	8.617E+05	1.000E+00
4	7.876E+05	1.000E+01
5	5.160E+05	1.000E+02
6	6.374E+05	1.000E+03
E _e	4.728E+06	-

(a) 弾性率 E_j



(b) E' , E'' のカーブフィット



(c) 緩和弾性率

図 4.4.27 カーブフィット結果 (CR50)

4.5. Oリングの圧縮試験

本節では、円環ダンパーに用いたOリングの圧縮試験を行い、材料の有するヒステリシスロスを明らかにする。

試験には島津製作所製のアムスラー試験機（UH-2000kNA）を用いて行った。UH-2000kNAは油圧式の試験機で、加力能力は2000[kN]である。試験方法を表4.5.1に、試験体形状を図4.5.1に示す。

表 4.5.1 Oリングを用いた一軸圧縮試験の試験方法

試験片形状	Oリング						
試験片寸法	φ20-φ5（内径20[mm]，線形5[mm]）						
試験片名	GP60L	U90	EPDM 70	EPDM 50	CR70	CR50	NR70
材料の種類	ハネナイト	ウレタンゴム	エチレンプロピレンゴム		クロロプレンゴム		天然ゴム
硬度	60°	90°	70°	50°	70°	50°	70°
室温	30[°C]						
载荷方法	一方向繰返し圧縮						
数量	1[体]						

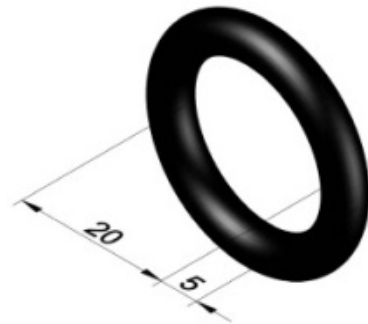
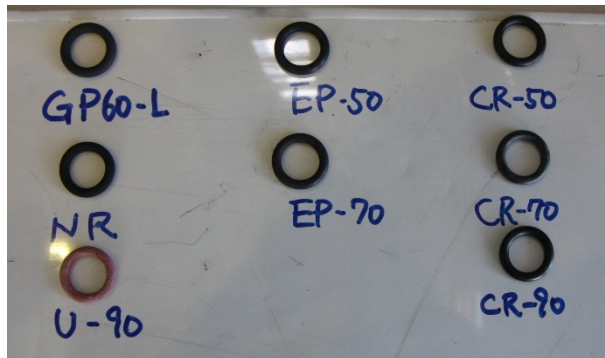


図 4.5.1 試験体形状

载荷は、変位0.5,1.0,1.5,2.0,2.5,3.0[mm]で加力と除加の1回繰返しを行った。荷重は東京測器製の圧縮ロードセル（CLP-2B）を用い、変位の計測には東京測器製の高感度変位計（CDP-25）を用いた。

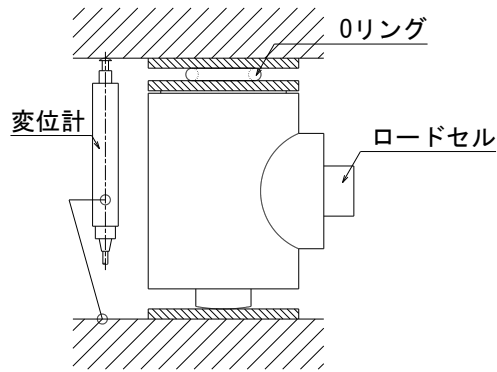


図 4.5.2 計測方法



図 4.5.3 一軸圧縮試験の状況

変形に必要な単位体積当たりのひずみエネルギーを W_{if} 、蓄積された単位体積当たりのひずみエネルギーを W_{ir} とおくと、ヒステリシスロス係数 α_i は変形に必要なひずみエネルギーと蓄積されたひずみエネルギーの比で表すことができる。

$$\alpha_i = \frac{(W_{if} - W_{ir})}{W_{if}} \quad (4.54)$$

(4.54)式を用いて、試験結果から 2 回目のヒステリシスロスを求めた。この結果を表 4.5.2 に示す。

表 4.5.2 各材料の圧縮におけるヒステリシスロス

つぶし量	GP60L	U90	EPDM 70	EPDM 50	CR70	CR50	NR70
0.5mm (10%)	17%	12%	16%	0%	14%	0%	9%
1.0mm (20%)	25%	18%	14%	12%	2%	5%	6%
1.5mm (30%)	23%	21%	13%	2%	14%	0%	9%
2.0mm (40%)	27%	21%	17%	14%	25%	18%	20%
2.5mm (50%)	30%	28%	40%	23%	35%	29%	40%
2.85mm (57%) ※1	34%	25%	46%	38%	45%	38%	44%
3.0mm (60%)	36%	24%	48%	44%	49%	42%	45%

※1：つぶし量 2.85mm のヒステリシスロスは 2.5mm と 3.0mm のデータから線形補間を行い求めた

表 4.5.2 より、つぶし量が増加するほどヒステリシスロスも増加する傾向があることがわかった。試験に用いたつぶし量 2.85[mm]で比較すると、U90 のヒステリシスロスは最も小さく、25%であった。GP60L は 36%で次に小さく、EPDM50, EPDM70, CR50, CR70, NR70 は 40%を超えていた。ゴムのヒステリシスロスの値は $\tan\delta$ と比較して、GP60L 以外で 1 桁大きく、円環ダンパーへの影響が大きいことが予測できる。

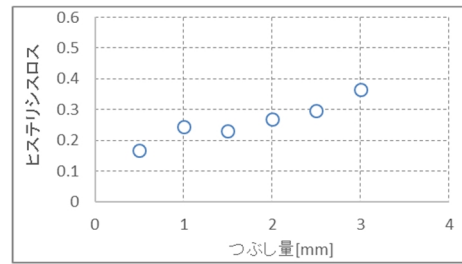
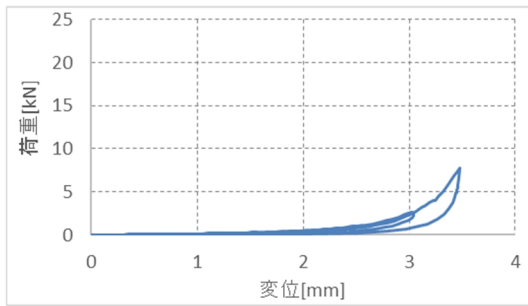


図 4.5.4 試験結果 (GP60L)

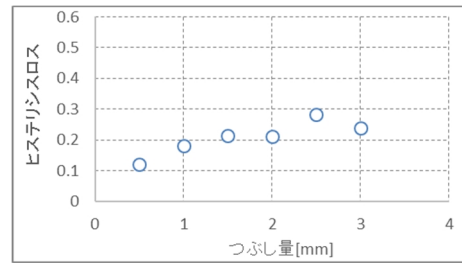
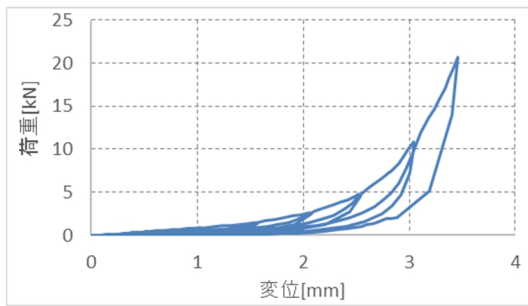


図 4.5.5 試験結果 (U90)

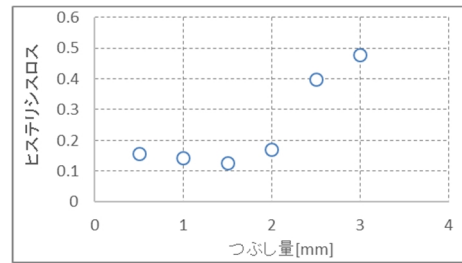
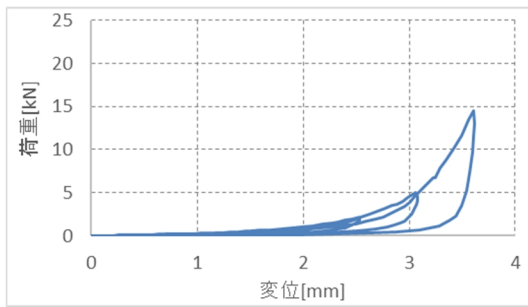


図 4.5.6 試験結果 (EPDM70)

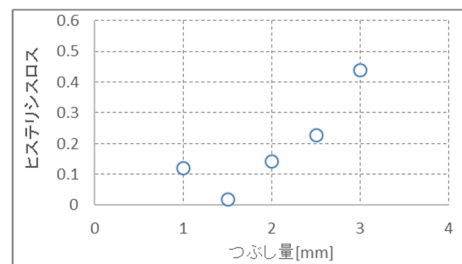
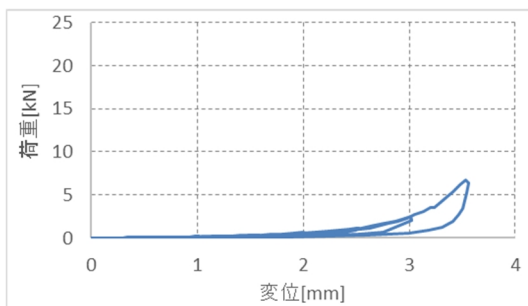


図 4.5.7 試験結果 (EPDM50)

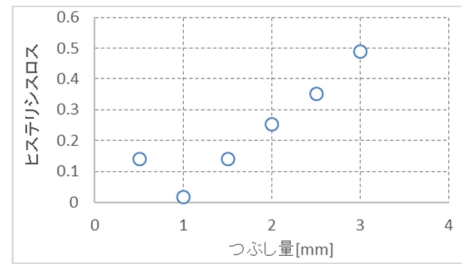
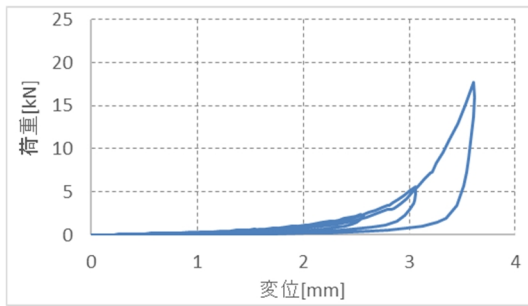


図 4.5.8 試験結果 (CR70)

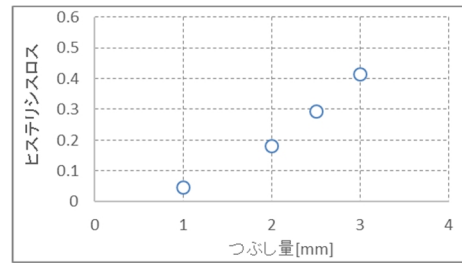
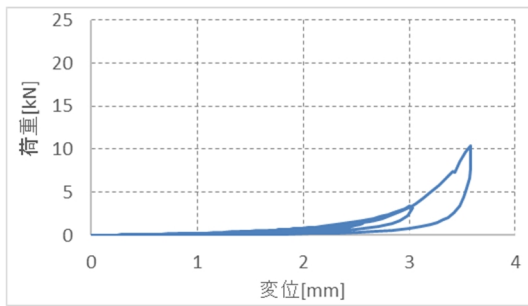


図 4.5.9 試験結果 (CR50)

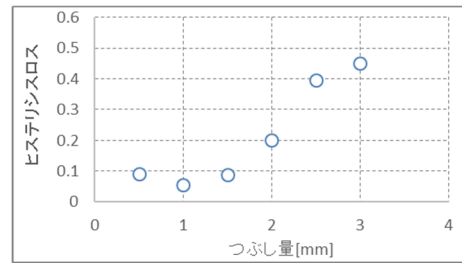
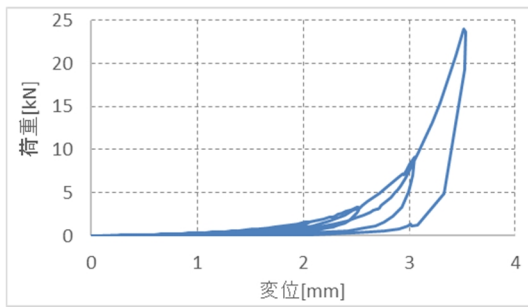


図 4.5.10 試験結果 (N70)

4.6. まとめ

本章ではゴムの分子構造や理論について調査し、試験によって求めたゴムの応力ひずみ関係を理論式に当てはめて数値計算に適用できるようにした。得られた主要な内容は下記のとおりである。

4.2 節ではゴムの性質について調査した。ゴムは高分子と呼ばれる鎖状の長いひもで形成されており、鎖の構造によって物理的性質の異なる多くのゴムがある。多くの種類があるゴムは、物理的な特徴に合わせて、適材適所に日常的に用いられている。

力を受けていない状態のゴムは、鎖状の長い紐が絡まり合って縮んで存在している。力を受けると、絡まりあったまま伸びる。このような特殊な高分子構造であるため、応力ひずみ曲線は超弾性と呼ばれる特殊な履歴を示す。この性質を表す数値モデルには様々なモデルが提案されているが、本節では一般的によく用いられる Mooney-Rivlin モデルと、Ogden モデルについて示した。

ゴムは超弾性と呼ばれる弾性的な性質の他に、粘性的な性質も有している。これらは合わせて粘弾性と呼ばれており、この性質を表す数値モデルとして Maxwell モデルが用いられている。

また、ゴムの弾性と粘性は温度や応力の継続時間によって大きく変化し、特に温度と時間の間には強い相関関係が存在する。本節ではこの時間-温度換算則の中でも、ゴムに良く適合する WLF 式を取り上げた。

4.3 節ではゴムの一軸引張試験を行い、その結果をまとめた。引張試験は JIS に準じた棒状の引張試験片と、O リングを用いた引張試験の二種類の試験を実施した。これらの試験で得られたデータは Ogden モデルに対して同定を行い、数値計算に用いる事のできる形とした。また、O リングを用いた引張試験の結果と JIS に準じた棒状引張試験片の結果がほぼ一致することから、O リングを用いた引張試験を行えば、ゴムのひずみエネルギー関数を求めることが可能である事を示した。

4.4 節ではゴムの動的粘弾性試験を行い、その結果をまとめた。動的粘弾性試験で得られたデータは Maxwell モデルに対して同定を行い、数値計算に用いることのできる形とした。

4.5 節では O リングの圧縮試験を行い、つぶし量の増加に対するヒステリシスロスの変化を求めた。円環ダンパーの試験に用いたつぶし量 2.85[mm]のヒステリシスロスについても線形補間で求め、数値計算に用いることのできる形とした。

参考文献

- [4.1] Guth E. and Mark H, *Monatsh. Chem.* , 65, 93, 1934
- [4.2] Kubo R., *J. Phys. Soc. Japan*, 2, 47, 1947
- [4.3] James H. M. and Guth E, *J.Chem. Phys.* , 11, 455, 1934
- [4.4] Flory P. J. , *Chem. Rev.* , 35, 51, 1944
- [4.5] Treloar L. R. G. , *The Physics of Rubber Elasticity*, Oxford University Press, 1975
- [4.6] 日本工業規格, JIS 6253 加硫ゴム及び熱可塑性ゴム-硬さの求め方, 2012
- [4.7] 深堀美英, 高分子の力学, 技報堂出版, pp1-2, 2000
- [4.8] 日本住宅・木材技術センター, 木造軸組工法住宅の許容応力度設計, P411, 2001
- [4.9] 久保亮五, ゴム弾性, 裳華房, P9, 1996年
- [4.10] Kawabata S., Matsuda M., Tei K. and Kawai H., *Macromolecules*, 14, 154, 1981
- [4.11] 西敏夫 他, ゴム材料選択のポイント, P410, 1988
- [4.12] 機械設計委員会編, 機械設計便覧 第3版, 1992
- [4.13] 深堀美英, 高分子の力学, 技報堂出版, pp12-18, 2000
- [4.14] K. H. Meyer and C.Ferri, *Helv. chim. Acta*, 18, 570, 1935
- [4.15] 深堀美英, 高分子の力学, 技報堂出版, p61, 2000
- [4.16] 小野木重治, 科学者のためのレオロジー, 化学同人, 1982
- [4.17] 深堀美英, 高分子の力学, 技報堂出版, p67-69, 2000
- [4.18] *Mech D&A Nexs vol.2005-3*, 【特集】粘弾性材料解析における諸問題, メカニカルデザイン, 2005
- [4.19] JIS K 6253-1:2012 加硫ゴム及び熱可塑性ゴム-硬さの求め方-第1部:通則, 日本工業規格, 2012
- [4.20] JIS K 6253-2:2012 加硫ゴム及び熱可塑性ゴム-硬さの求め方-第2部:国際ゴム硬さ(10IRHD~100IRHD), 日本工業規格, 2012
- [4.21] 国際ゴム硬さ(IRHD), 一般財団法人化学物質評価研究機構, Home>業務案内>ゴム・プラスチックの総合評価試験>材料物性, http://www.cerij.or.jp/service/05_polymer/material_property_01_01.htm, (参照2017.7.27)
- [4.22] デュロメータ(ゴム硬度計)とは, 高分子機器株式会社, Home>製品情報>デュロメータ(ゴム硬度計)とは, <http://www.asker.co.jp/products/durometer/analog/about/index.html>, (参照2017.7.27)
- [4.23] IRHD ポケット硬さ計, 株式会社富士インストルメンツ, Home>製品ラインアップ>IRHD ポケット硬さ計, <http://fuji-inst.com/products/pocket.html>, (参照2017.7.27)
- [4.24] JIS K 6250:2006 ゴム-物理試験方法通則, 日本工業規格, 2006

- [4.25] JIS K 6251 : 2010 加硫ゴム及び熱可塑性ゴム-引張特性の求め方, 日本工業規格, 2010
- [4.26] JIS K 6254 : 2010 加硫ゴム及び熱可塑性ゴム-応力・ひずみ特性の求め方, 日本工業規格, 2010
- [4.27] ゴムの実挙動とそのモデル化[II], サイバネットシステム>解析事例>解析講座, http://www.cybernet.co.jp/ansys/case/lesson/012_2.html#5, (参照 2016.1.23)
- [4.28] Ogden モデルによるゴム材料解析, 株式会社メカニカルデザイン, vol.99-4, 1999年11月, http://www.mech-da.co.jp/services/nltb_nletter.html, (参照 2017.7.21)
- [4.29] 永田孝弘 他, 一軸試験による二軸伸長ゴム材料モデルの推定, 日本機械学会計算力学講演会講演論文集, 14th, pp55-56, 2001
- [4.30] プラムディタ ジョナス アディティヤ 田邊裕治, 超弾性材料の特性評価のための一様二軸引張試験治具, 科学技術振興機構 新技術説明会 平成 26 年度 2014 年 6 月 3 日資料 <http://shingi.jst.go.jp/abst/p/14/1404/niigata03.pdf>, (参照 2016.1.31)
- [4.31] JIS K 6394 : 2007 加硫ゴム及び熱可塑性ゴム-動的性質の求め方-一般指針, 日本工業規格, 2007
- [4.32] 定金駿介, ゴム環の転がりを用いたダンパーの力学的挙動に関する研究, 東京大学修士論文, 2013

5章 錫・鉛を用いた円環ダンパー

5章 錫・鉛を用いた円環ダンパー

5.1. はじめに

本章で述べる円環ダンパーは、円環に錫や鉛を用いたものである。このダンパーの構成を図 5.1.1 及び図 5.1.2 に示す。それぞれの図では円環の周囲に取り付く部材形状が異なるが、円環を回転させて減衰力を得るという機構は同様である。

「シャフト」は円環の内側に位置する部材を指し、本論文では全ねじを用いた場合とパイプを用いたものとを考察する。シャフトは一端を構造体に留め付ける。「シリンダ」は円環の外側に位置する部材を指し、シャフトと同様に全ねじを用いた場合とパイプを用いたものとを考察する。シリンダはシャフトと反対側の一端を構造体に留め付ける。シャフトを留め付けた構造体と、シリンダを留め付けた構造体の間に相対変位が生じると、この変位はシャフトとシリンダの相対変位として伝わり、シャフトとシリンダの間に挟まれた円環を線径の中央を中心に回転させることとなる。本論文で考察するダンパーは、このときに生じる転動抵抗を減衰として利用するものである。

本章では、円環に錫や鉛を用いたダンパーについて調査した結果について報告し、理論式、性能試験、FEM 数値解析について述べる。

5.2 節では錫や鉛を用いた円環ダンパーの力学モデルから導かれる理論式を示す。3 章で明らかになった錫や鉛の性質を用い、円環ダンパーの理論式を提案する。

5.3 節では錫や鉛を用いた噛合い型円環ダンパーの試験を行い、減衰力を調査する。噛合い型では全ねじの本数による変化や、全ねじと円環の垂直抗力による影響について調査する。

5.4 節では錫や鉛を用いた摩擦型円環ダンパーの試験を行い、減衰力について調査する。摩擦型では円環の大半径による変化や、円環の線径による変化について調査する。

5.5 節では錫や鉛を用いた円環ダンパーの FEM 数値解析を行う。5.3～5.4 節で行った試験条件を元に、円環形状の変化に対する減衰力の変化を調査する。

5.6 節では 5.2～5.5 節で提案した理論式と試験値・解析値の整合性を評価する。

5.7 節では錫や鉛を用いた円環ダンパーについて、得られた知見のまとめを行う。



図 5.1.1 錫・鉛を用いた円環ダンパーの構成（噛合い型）

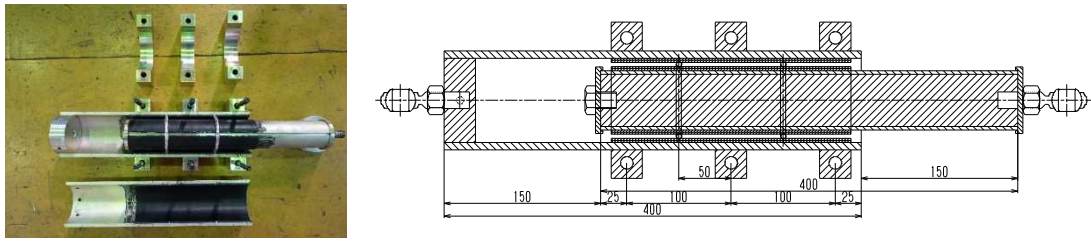


図 5.1.2 錫・鉛を用いた円環ダンパーの構成（摩擦型）

5.2. 錫・鉛を用いた円環ダンパーの構成と力学モデル

5.2.1. 錫・鉛を用いた円環ダンパーの構成

錫や鉛を円環に用いたダンパーは、円環に連続的な塑性変形を与えることによって減衰力を得るシステムである。円環ダンパーの基本的な構成を図 5.2.1 に示す。

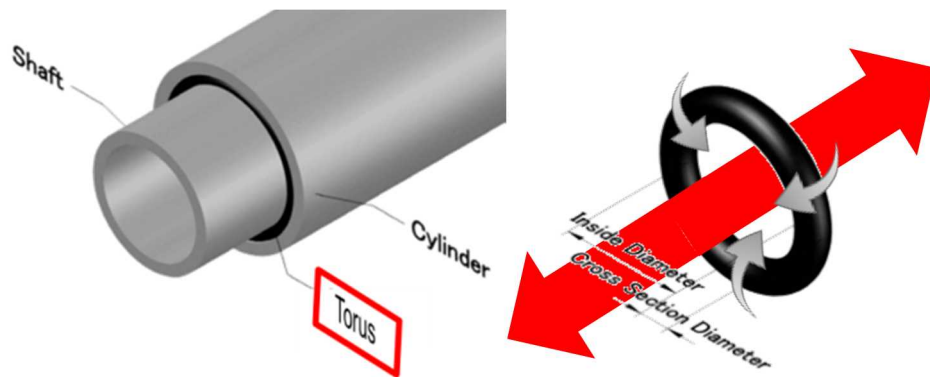


図 5.2.1 円環ダンパーの基本的な構成

円環に錫や鉛を用いる場合、円環と金属の間の接線抵抗力（摩擦力）が不足することがある。円環とシャフト及び円環とシリンダの接触部は線状であり、接触部近傍の円環のせん断面積は小さいため、接触部近傍でせん断降伏して滑りが生じる可能性が高い。これを回避するためには、線状接触部の線の幅をなるべく大きくする、言い換えれば円環とシャフト及び円環とシリンダの接触面積を大きくすることが重要である。

本論文では円環の転動力を上回る接触部の接線転動力伝達機構として、摩擦型と噛合い型の2種類を考案した。これらの模式図を図 5.2.2 に示す。

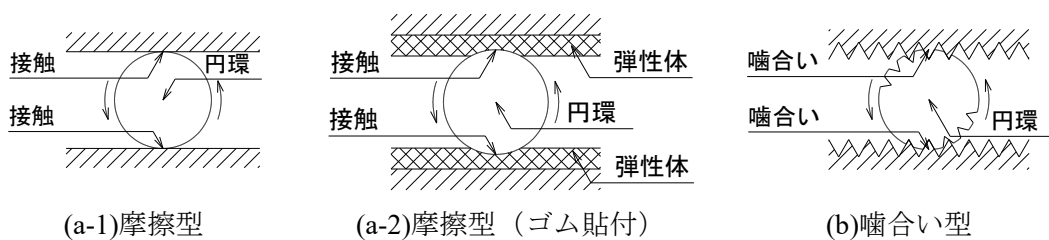


図 5.2.2 接触部の接線転動力伝達機構

摩擦型の接線転動力伝達機構は、接触部の接線抵抗力を摩擦力によって得る方法である。摩擦力は一般的に垂直抗力と摩擦係数に依存するため、各接線抵抗力を充分大きくするためには円環とシャフト、及び円環とシリンダに生じる垂直抗力を大きくすること、および接触部の摩擦係数を大きくする必要がある。

一方、噛合い型の接線転動力伝達機構は歯車やねじのように、幾何学的な噛合わせによって接線抵抗力を得る方法である。幾何学的な噛合わせを用いているため、大きな接線転動力を有しているが、噛合いの深さが不足している場合、接触部のせん断面積が不足し、接触部の材料がせん断破壊してすべりを生じる。歯車やねじの設計と同様に、接触部のせん断面積が不足しない噛合い深さに設定する必要がある。

円環に錫や鉛などの金属材料を用いる場合、円環にゴムを用いる場合と比較して、大きな転動抵抗力を得ることができる。円環を転動させるためには、転動抵抗力よりも大きな接線転動力や円環のせん断抵抗力が必要であるが、円環に金属材料を用い、接触部を摩擦型とする場合、接線転動力や円環のせん断抵抗力が転動抵抗力より小さくなりやすい。摩擦型の場合、摩擦係数と垂直抗力を大きくする必要があるが、金属材料はゴムと比較して弾性変形能力が小さく、小さなひずみで塑性化するため、垂直抗力を大きくできないことが大きな要因である。摩擦係数と垂直抗力を大きくする方法として、接触部に摩擦係数が大きく、弾性変形能力の大きなゴムで被覆することが有効であると考えられる。

本論文では錫や鉛を円環に用いた円環ダンパーの代表的な形状として、全ねじと円環の噛合いを利用した噛合い型円環ダンパー（図 5.1.1 参照）と、シャフトやシリンダの表面にゴムを貼付した摩擦型円環ダンパー（図 5.1.2 参照）を考案し、試験体を製作した。錫や鉛を円環に用いたダンパーは、ゴムを円環に用いたダンパーと比較して、①少ない円環で大きな減衰力を得ることが可能、②温度依存性、速度依存性が小さいという特徴がある。以下にそれぞれの特徴について詳細に述べる。

① 少ない円環で大きな減衰力を得ることが可能

錫や鉛はゴムと比較するとヤング率が高いため、同じひずみで比較すると、大きな抵抗力が得られる。また、ひずみが一定以上に達すると、錫や鉛の組織内にすべり面が形成され、塑性変形を生じる。錫や鉛は金属の中では塑性変形能力に優れるとともに、再結晶温度が低いことから、金属組織のひずみの蓄積が起こりにくいという利点を有している。ひずみが正負繰り返して生じた場合、連続して塑性変形するため、大きなエネルギーを吸収する事が可能である。

一方で、円環の形状と異なる変形をした場合、ゴムのような材料は弾性変形の範囲が広いため、元の形状に復帰することが予測できるが、錫や鉛は弾性変形の範囲が狭いため、元の形状に復帰することは難しいと思われる。

② 温度依存性、速度依存性が小さい

錫や鉛はゴムと比較すると温度や速度の依存性が小さい。錫や鉛を円環に用いた

場合、ゴムを円環に用いた場合と比較して、温度や速度の変化に対するダンパーの性能の変化が小さいと評価することが可能である。このようなダンパーは、温度や速度の大きな変化に対応できる他、ダンパーが正常に動作するために付加する余裕度を減らすことも可能で、小型化・軽量化に繋げられる可能性がある。

5.2.2. 錫・鉛を用いた円環ダンパーの力学モデル

円環を確実に回転させるためには、常に接線転動力が転動抵抗力を上回っている必要がある。また、円環のせん断抵抗力が転動抵抗力よりも大きくなってはならない。円環ダンパーの転動抵抗力を $F_{torus_rotation}$ 、円環とシャフトの接触部における接線転動力を $F_{contact1}$ 、円環とシリンダの接触部における接線転動力を $F_{contact2}$ 、円環のせん断抵抗力を F_{shear} とおくと、

$$F_{torus_rotation} < F_{contact1} \quad (5.1)$$

かつ

$$F_{torus_rotation} < F_{contact2} \quad (5.2)$$

かつ

$$F_{torus_rotation} < F_{shear} \quad (5.3)$$

上の式が成り立つ場合、円環が回転する。この時の円環ダンパーの減衰力 F_{torus} は円環の材料や接触部の条件に応じて、以下の(1)~(3)を提案する。

(1) 円環に金属材料を用いる場合

精算式 (2.33)式より

$$F_{torus_rotation} = \frac{2\pi R\sigma_y}{r_{roll}} \left(R^2 \text{asin}\left(\frac{r}{R}\right) - r\sqrt{R^2 - r^2} \right) \quad (5.4)$$

略算式 (2.37)式より

$$F_{torus_rotation} = \frac{4}{3r_{roll}} \pi r^3 \sigma_y \quad (5.5)$$

$F_{torus_rotation}$: 円環の転動抵抗力 [N]
R	: 円環の大半径 [mm]
σ_y	: 降伏点 [MPa]
r_{roll}	: すべり止め材も含めた線半径 [mm]
r	: 円環の線半径 [mm]

(2) 円環に金属材料を用い、接触部にゴムを介在させる場合 (2.97)式より

$$F_{torus} = F_{torus_rotation} + F_{rubberhysloss}$$

$$= \frac{2\pi R\sigma_y}{r_{roll}} \left(R^2 \text{asin}\left(\frac{r}{R}\right) - r\sqrt{R^2 - r^2} \right) + \alpha_i \cdot \beta^2 \cdot \frac{\pi^2 RE_1 \sqrt{2rt_{push} - t_{push}^2}}{8(1 - \nu_1^2)^2} \quad (5.6)$$

F_{torus}	: 円環の転動によって生じる抵抗力の総和 [N]
$F_{torus_rotation}$: 円環の転動抵抗力 [N]
$F_{rubberhysloss}$: ゴムによって付加される転動抵抗力 [N]
R	: 円環の大半径 [mm]
σ_y	: ひずみ速度・温度依存性を考慮した降伏応力 [MPa]
r_{roll}	: すべり止め材も含めた線半径 [mm]
r	: 円環の線半径 [mm]
α_i	: ゴムのヒステリシスロス係数
β	: ゴムの厚さとめり込み深さに応じて乗じる係数
E_1	: ゴムのヤング率 [MPa] ^[5.2] (=10MPa)
t_{push}	: ゴムのめり込み深さ [mm]
ν_1	: ゴムのポアソン比 ^[5.2] (=0.49)

(3) 円環に金属材料を用い、接触部に噛合いを用いる場合 (2.101)式より

$$F_{torus} = F_{torus_rotation} + F_{plastic_deformation}$$
$$= \frac{2\pi R\sigma_y}{r_{roll}} \left(R^2 \arcsin\left(\frac{r}{R}\right) - r\sqrt{R^2 - r^2} \right) + \frac{H_{torus} \cdot G}{D} \sum A_i L_i \quad (5.7)$$

F_{torus}	: 円環ダンパーの減衰力 [N]
$F_{torus_rotation}$: 円環の転動抵抗力 [N]
$F_{plastic_deformation}$: 金属の塑性変形によって付加される転動抵抗力 [N]
R	: 円環の大半径 [mm]
σ_y	: 降伏点 [MPa]
r_{roll}	: すべり止め材も含めた線半径 [mm]
r	: 円環の線半径 [mm]
H_{torus}	: 円環とねじの関係における硬さ
G	: 重力加速度 [m/s ²]
D	: ねじの隙間 [mm]
A_i	: i 番目のくぼみ表面積 [mm ²]
L_i	: i 番目のねじの頂点から円環中心までの水平距離 [mm]

(4) 力学モデルの各係数

(5.6)式で提案した力学モデルの係数 α_i , β について、試験に用いた条件を元に求め、5.6節の検証に用いる。

1) ゴムの弾性ヒステリシスロス係数 α_i

ゴムの弾性ヒステリシスロス α_i は、(5.6)式で用いている。円環の転動と共にゴムの変形部が移動するという事は、円環の転動する前方ではゴムの圧縮に伴いゴムにエネルギーが蓄積されており、円環の転動する後方ではゴムの圧縮が開放されてエネルギーがゴムから戻ってきている (図 5.2.3 参照)。理想的な弾性材料であれば、蓄積されるエネルギーと戻ってくるエネルギーは釣り合うため、ゴムの変形に伴う付加的な転動抵抗力はない。しかし、ゴムにも弾性ヒステリシスロスが存在する。この関係は既往の研究^[5.2]等によって報告されている。

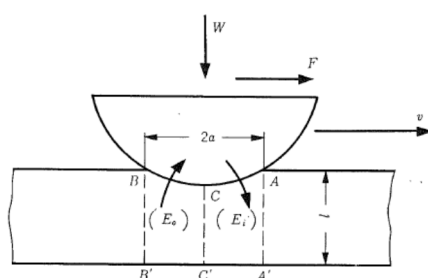


図 5.2.3 ゴム板と円環の関係^[5.1]

図の凡例において、「NR」は天然ゴムを示しており、続く数字は硬度を示している。ハイフンの後の「往」は加力される過程を示し、「復」は除荷される過程を示している。図より硬度が高いほど載荷時と除荷時の応力の差が大きいことが分かる。変形に必要な単位体積当たりのひずみエネルギーを W_{if} 、蓄積された単位体積当たりのひずみエネルギーを W_{ir} とおくと、弾性ヒステリシスロス α_i は変形に必要なひずみエネルギーと蓄積されたエネルギーの比で表すことができる。

$$\alpha_i = \frac{(W_{if} - W_{ir})}{W_{if}} \quad (5.8)$$

表 5.2.1 各材料の圧縮におけるヒステリシスロス (表 4.5.2 を再掲)

つぶし量	GP60L	U90	EPDM 70	EPDM 50	CR70	CR50	NR70
0.5mm (10%)	17%	12%	16%	0%	14%	0%	9%
1.0mm (20%)	25%	18%	14%	12%	2%	5%	6%
1.5mm (30%)	23%	21%	13%	2%	14%	0%	9%
2.0mm (40%)	27%	21%	17%	14%	25%	18%	20%
2.5mm (50%)	30%	28%	40%	23%	35%	29%	40%
2.85mm (57%) ^{※1}	34%	25%	46%	38%	45%	38%	44%
3.0mm (60%)	36%	24%	48%	44%	49%	42%	45%

※1：つぶし量 2.85mm のヒステリシスロスは 2.5mm と 3.0mm のデータから線形補間を行い求めた

本章では、円環の接触部に天然ゴムのシートを介在させた試験を行っている。ゴムシートの厚みは 2mm, 3mm, 4mm で、つぶし量は 0.7mm であったことから、ひずみはそれぞれ、35%, 23%, 18%である。これらの条件にあう弾性ヒステリシスロスの値を 4 章表 4.5.2 の試験結果より読み取ると、ゴムの厚みが 2mm のときは $\alpha_i=0.15$ 、ゴムの厚みが 2mm と 3mm のときは $\alpha_i=0.10$ と読み取る事ができる。本研究におけるゴムシートの

弾性ヒステリシスロスにはこれらの値を用いる。

2) ゴムの厚さとめり込み深さに応じて乗じる係数 β

シャフトやシリンダに貼付するゴムシートの厚みは有限で、2~4[mm]程度を用いている。一方、ヘルツの接触理論ではゴムの厚みを無限と仮定している。ゴムの厚み小さい場合、応力の分布に差異が生じることが考えられることから、FEM 数値解析を用いて、ゴムの厚さとめり込み深さによる β の変化を検討した。この結果を表 5.2.2 及び図 5.2.4 に示す。

表 5.2.2 ゴムの厚みの変化に伴う弾性接触荷重の変化 単位[mm]

めり込み深さ [mm]	ゴム厚さ [mm]						
	10.0	4.0		3.0		2.0	
				比		比	
0.40	0.55	0.87	1.58	1.05	1.89	1.42	2.56
0.50	1.27	2.15	1.69	2.70	2.12	4.09	3.21
0.60	2.07	3.72	1.80	4.90	2.37	8.15	3.94
0.70	2.92	5.58	1.91	7.66	2.63	13.60	4.67
0.80	3.85	7.79	2.02	10.97	2.85	20.51	5.33
0.90	4.82	10.30	2.14	14.86	3.09	28.82	5.98
1.00	5.86	13.07	2.23	19.27	3.29	38.39	6.55

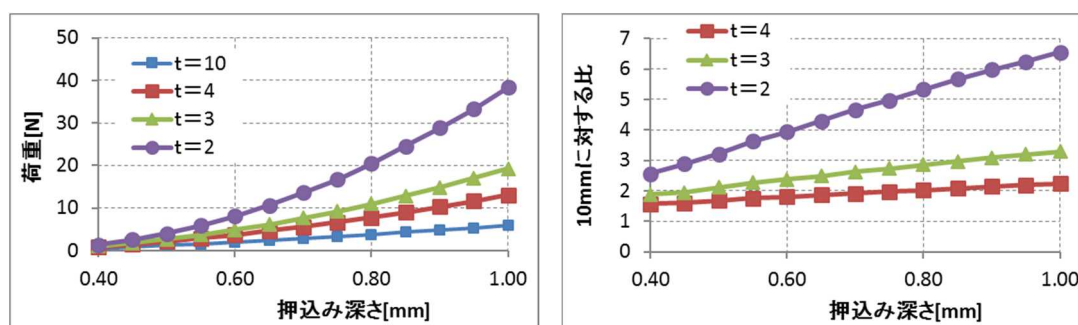


図 5.2.4 ゴムの厚みの変化に伴う弾性接触荷重の変化

ゴムの厚みが薄くなるほど、荷重が大きくなるのが分かる。めり込み深さが0.7[mm]の場合、ゴム厚さが4/10では1.91倍、2/10では4.67に達することが分かった。以上より、係数 β は試験に用いたゴムの厚みとめり込み深さに応じて、表 5.2.2 の値を用いる。

3) 噛合いにおけるくぼみの表面積と噛合い深さ

ある材料に対して、硬い材料を押し付けた場合、くぼみが生じる。この時、くぼみが生じる材料が塑性材料で、押し付ける角度が垂直であった場合、くぼみの表面積と垂直抗力は比例する。この原理は硬さを図る際に用いられており、例えば、ビッカース硬さ試験^[5.3]などが参考になる。ビッカース硬さ試験における硬さと試験力の関係は次の式^[5.3]で示される。

$$HV = \frac{F}{GA} \quad (5.9)$$

HV	: ビッカース硬さ
F	: 試験力 [N]
G	: 重力加速度 (=9.80665) [m/s ²]
A	: くぼみの表面積 [mm ²]

噛合い型ダンパーにおいて、くぼみの表面積を求めるためには円環に対してねじがどの程度の深さまでめり込んでいるかを把握する必要がある。この時のめり込みの深さを「噛合い深さ」と呼ぶこととする。噛合い深さはシャフト側の全ねじが円環にめり込んでいる深さ及び、シリンダ側の全ねじが円環にめり込んでいる深さの平均である。噛合い深さは次式のように表すことができる。

$$t_{depth} = \frac{1}{2} \left(D_{wire} - \frac{D_{cylinder_in} - D_{shaft_out}}{2} \right) \quad (5.10)$$

t_{depth}	: 噛合い深さ [mm]
D_{wire}	: 円環の線径 [mm]
$D_{cylinder_in}$: シリンダの内径 [mm]
D_{shaft_out}	: シャフトの外径 [mm]

くぼみの表面積と噛合い深さの関係は、幾何学的な関係にある。円環の表面座標を表す式を(5.11)に、ねじの表面座標を表す式を(5.12)に示す。ただし、ねじは螺旋状であるが、そろばん状であると仮定した (図 5.2.5 参照)。

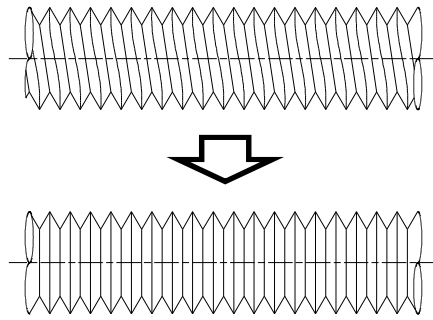


図 5.2.5 ねじの表面形状の仮定

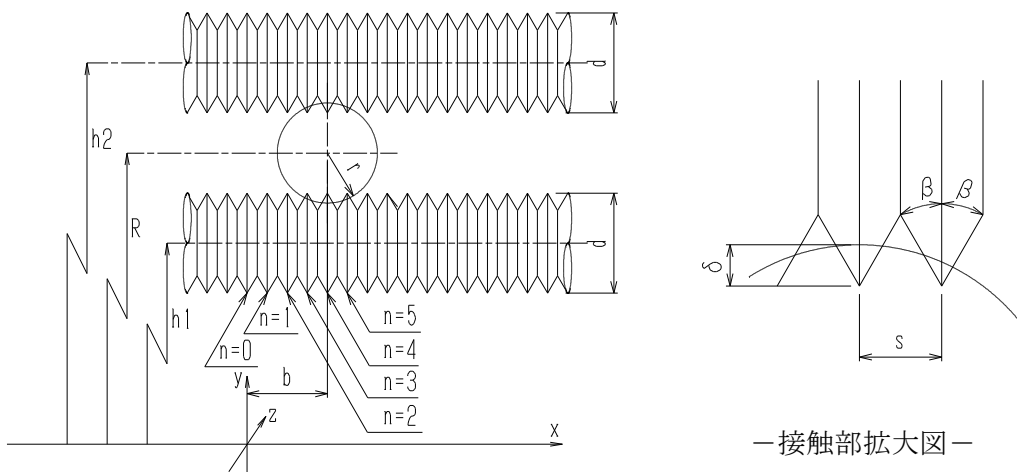


図 5.2.6 式における記号の説明

$$(x - b)^2 + (\sqrt{y^2 + z^2} - R)^2 = r^2 \quad (5.11)$$

R : 円環の大半径 [mm]

r : 円環の線半径 [mm]

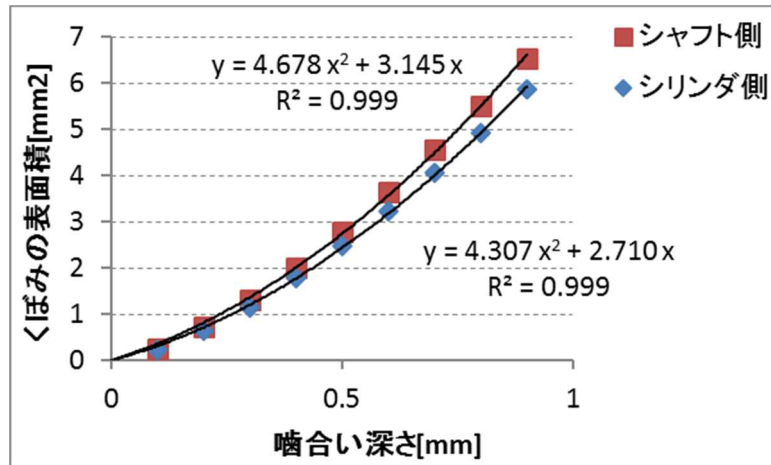
$$(y - h)^2 + z^2 = \left(\mp \frac{x}{\tan\beta} + \frac{d}{2} \pm \frac{n \cdot s}{\tan\beta} \right)^2 \quad (5.12)$$

- h : ねじ軸心の y 座標
 シャフトの場合 h_1 , シリンダの場合 h_2
 β : ねじの角度
 d : ねじの外径 [mm]
 n : ねじ山の位置番号
 s : ねじのピッチ [mm]

(5.11)式と(5.12)式の交点を求めることによってくぼみの表面積と噛合い深さの関係を求めることができる。ここでは、試験に用いたねじ (M6) と円環 ($R=46[\text{mm}]$, $r=2.5[\text{mm}]$) について、CAD を用いてくぼみの表面積と噛合い深さの関係を求めた。この結果を表 5.2.3 及び図 5.2.7 に示す。

表 5.2.3 くぼみの表面積と噛合い深さの関係

噛合い深さ [mm]	くぼみの表面積 [mm ²]	
	シャフト側	シリンダ側
0.1	0.111	0.097
0.2	0.312	0.274
0.3	0.569	0.501
0.4	0.870	0.769
0.5	1.207	1.070
0.6	1.576	1.400
0.7	1.971	1.757
0.8	2.391	2.137
0.9	2.833	2.538



(a)線径 5.0[mm]

図 5.2.7 くぼみの表面積と噛み込み深さの関係

図 5.2.7 において、原点を通る二次関数を仮定し、最小二乗法によってフィッティングを試みた。この結果、シャフト側、シリンダ側共に、二次関数に非常に精度良くフィッティングすることができた。このことより、噛み込み深さに対して、くぼみの表面積は二次関数の関係で増加すると言える。

$$A_{\text{shaft}} = 4.678 \cdot (t_{\text{depth}})^2 + 3.145 \cdot t_{\text{depth}} \quad (5.13)$$

$$A_{\text{cylinder}} = 4.307 \cdot (t_{\text{depth}})^2 + 2.710 \cdot t_{\text{depth}} \quad (5.14)$$

A_{shaft} : シャフト側のくぼみの表面積 [mm²]

A_{cylinder} : シリンダ側のくぼみの表面積 [mm²]

t_{depth} : 噛み込み深さ[mm]

円環に生じるくぼみの大きさは、シャフト側とシリンダ側のくぼみの和であることから次のように表すことができる。

$$A = 8.985 \cdot (t_{\text{depth}})^2 + 5.855 \cdot t_{\text{depth}} \quad (5.15)$$

円環がくぼむことによって付加される転動抵抗力 $F_{plastic_deformation}$ は、円環がねじによって押し込まれる（塑性変形する）時の力（垂直抗力）と円環の中心からの距離の積を、円環とねじの接触部から円環中心までの距離で除したもので表すことができることから、

$$F_{plastic_deformation} = \frac{\sum N_i L_i}{D} \quad (5.16)$$

- $F_{plastic_deformation}$: 円環の塑性変形によって付加される
転動抵抗力 [N]
- N_i : i 番目のねじに生じている垂直抗力 [N]
- L_i : i 番目のねじの頂点から円環中心
までの水平距離 [mm]
- D : ねじの隙間 [mm]

円環は塑性材料であることから、ねじが円環にめり込むことによって生じる垂直抗力は、めり込みによって生じるくぼみの表面積に比例する。硬さ係数 H_{torus} を用いてこの関係を表すと、

$$F_{plastic_deformation} = \frac{H_{torus} \cdot G}{D} \sum A_i L_i \quad (5.17)$$

- $F_{plastic_deformation}$: 円環の塑性変形によって付加される
転動抵抗力 [N]
- H_{torus} : 円環とねじの関係における硬さ
- G : 重力加速度 [m/s²]
- D : ねじの隙間 [mm]
- A_i : i 番目のくぼみ表面積 [mm²]
- L_i : i 番目のねじの頂点から円環中心
までの水平距離 [mm]

i 番目のくぼみ表面積は、円環の線半径とねじの関係で求めることができる。

$$t_{depth_i} = t_{depth} - r \left\{ 1 - \cos \left(\sin^{-1} \left(\frac{n \cdot s}{r} \right) \right) \right\} \quad (5.18)$$

t_{depth_i}	: i 番目のねじ山の噛合い深さ[mm]
t_{depth}	: 噛合い深さ[mm]
r	: 円環の線半径 [mm]
n	: ねじ山の位置番号
s	: ねじのピッチ [mm]

ここで、円環の線半径を $r=2.5$ [mm]、ねじを M6 (ピッチ 1.0[mm]) とすると、(5.15)式より、

$$\begin{aligned} A_i &= 8.985 \cdot (t_{depth_i})^2 + 5.855 \cdot t_{depth_i} \\ &= 8.985 \cdot \left[t_{depth} - 2.5 \left\{ 1 - \cos \left(\sin^{-1} \left(\frac{L_i}{2.5} \right) \right) \right\} \right]^2 \\ &\quad + 5.855 \cdot \left[t_{depth} - 2.5 \left\{ 1 - \cos \left(\sin^{-1} \left(\frac{L_i}{2.5} \right) \right) \right\} \right] \end{aligned} \quad (5.19)$$

t_{depth_i}	: i 番目のねじ山の噛合い深さ[mm]
t_{depth}	: 噛合い深さ[mm]
L_i	: i 番目のねじの頂点から円環中心 までの水平距離 [mm]

で求めることができる。これを(5.17)式に代入すると、次のように表すことができる。

$$\begin{aligned}
F_{plastic_deformation} &= \frac{H_{torus} \cdot G}{D} \sum A_i L_i \\
&= \frac{H_{torus} \cdot G}{D} \sum \left[8.985 \cdot \left[t_{depth} - 2.5 \left\{ 1 - \cos \left(\sin^{-1} \left(\frac{L_i}{2.5} \right) \right) \right\} \right]^2 \right. \\
&\quad \left. + 5.855 \cdot \left[t_{depth} - 2.5 \left\{ 1 - \cos \left(\sin^{-1} \left(\frac{L_i}{2.5} \right) \right) \right\} \right] \right] \cdot L_i
\end{aligned} \tag{5.20}$$

$F_{plastic_deformation}$: 円環の塑性変形によって付加される 転動抵抗力 [N]
H_{torus}	: 円環とねじの関係における硬さ
G	: 重力加速度 [m/s ²]
D	: ねじの隙間 [mm]
t_{depth}	: 噛合い深さ[mm]
L_i	: i 番目のねじの頂点から円環中心 までの水平距離 [mm]

4) 円環にねじ山を圧入する際の硬さ

円環にねじ山を圧入する際の硬さ H_{torus} は、(5.7)式で用いている。ビッカース硬さ試験^[5.3]は相対する面の角度が 136° の四角錐を試験体に圧入してその時の荷重とくぼみの表面積から硬さを求めている。本研究の円環とねじの関係は、ビッカース硬さ試験の条件と大きく異なることから、試験に用いた円環とねじを用いて、荷重とくぼみの表面積の関係を求めた。なお、試験にはアムスラー試験機を用いた。試験結果を表 5.2.4 及び図 5.2.8 に示す。

表 5.2.4 荷重とくぼみの表面積の関係

材料	線径 [mm]	噛合い深さ [mm]	くぼみの表面積 [mm ²]	荷重 [N]	硬さ H_{torus}
錫	5.0	0.7	8.50	306	3.67
鉛			8.50	160	1.92

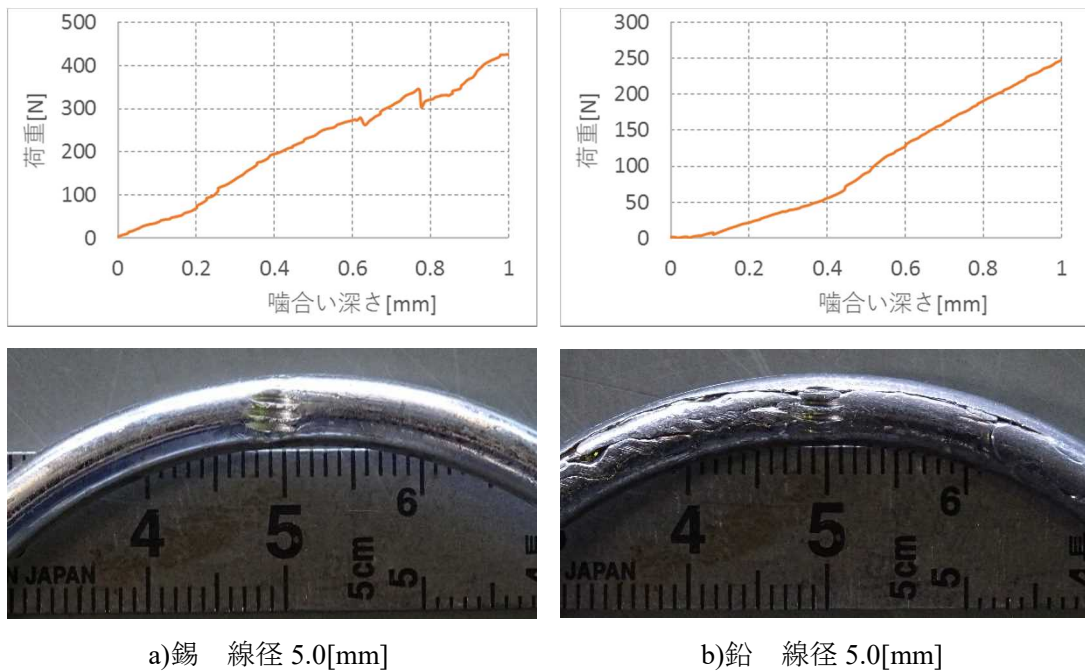


図 5.2.8 試験結果

(5.9)式及び(5.15)式より、噛合い深さと荷重の間には二次関数の関係が成り立つはずである。噛合い深さ 0.7[mm]の時の荷重を抽出し、硬さを求めたところ、錫は 3.67、鉛は 1.92 であった。

以上をゴムの円環を用いたダンパーの基礎式として利用する。

5.3. 錫・鉛を用いた噛合い型円環ダンパーの性能試験

噛合い型円環ダンパーはシャフトやシリンダに全ねじを用いている点が特徴である。噛合い型円環ダンパーの例を図 5.3.1 に示す。錫や鉛を用いて作成した円環の表面は平滑であり、単純に接触するだけでは全ねじとの間に噛合いが存在しない。そこで、シャフトとして用いている全ねじには外側方向への力を導入し、シリンダとして用いる全ねじには内側方向への力を導入する。この状況を図 5.3.2 に示す。このような圧力を円環に加えることで、円環の表面は全ねじの凹凸に沿った凹凸が形成される。円環に形成された凹凸と全ねじと噛み合うことで接触部がすべることを防ぐ機構である。



図 5.3.1 噛合い型円環ダンパーの例

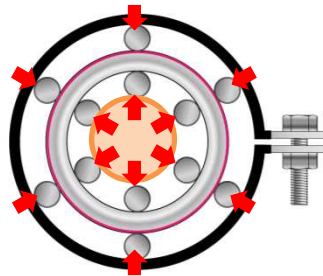


図 5.3.2 シャフトとシリンダにかける初期圧力

噛合い型円環ダンパーは円環と全ねじの関係が重要であることから、これらの関係を変化させて試験を実施する。

5.3.1 項では全ねじの数量を変化させることで、円環の動きがどのように変化するかを確認する。

5.3.2 項では全ねじと円環の噛合いの強さを変化させることで、円環にどのような影響があるかを確認する。

5.3.1. 全ねじの数量による変化

(1) 試験体

噛合い型円環ダンパーのシャフトやシリンダに用いる全ねじの数量が性能に及ぼす影響を確認するため、2種類の試験体を作成した。試験に用いた試験体の形状を図 5.3.3～図 5.3.4 に、円環の形状を図 5.3.5 に、試験条件を表 5.3.1～表 5.3.3 に示す。

T6n 試験体はシャフト側・シリンダ側共に全ねじ 6 本を用いている。全ねじは M6 のピッチ 1.0[mm]を用いた。シャフト側の全ねじは円環ダンパーの断面視で同心円上に 60° 間隔で位置し、相対するねじの外径は 36.0[mm]である。シリンダ側の全ねじも円環ダンパーの断面視で同心円上に 60° 間隔で位置し、相対するねじの内径は 44.6[mm]である。シャフト側の全ねじとシリンダ側の全ねじは、円環を挟んで同じ角度で向かい合っている。

T12n 試験体はシャフト側・シリンダ側共に全ねじ 12 本を用いている。全ねじは T6n と同様に、M6 のピッチ 1.0[mm]を用いた。シャフト側の全ねじは円環ダンパーの断面視で同心円上に 30° 間隔で位置し、相対するねじの外径は 42.0[mm]である。シリンダ側の全ねじも円環ダンパーの断面視で同心円上に 30° 間隔で位置し、相対するねじの内径は 50.6[mm]である。T6n 試験体と比較して T12n 試験体はシャフト外径の寸法及び、シリンダ内径の寸法が 6.0[mm]ずつ大きくなっているが、これは全ねじを配置するために T12n 試験体を大きくする必要があったためである。シャフト側の全ねじとシリンダ側の全ねじは、円環を挟んで同じ角度で向かい合っている。



図 5.3.3 噛合い型円環ダンパー (6 本タイプ)



図 5.3.4 噛合い型円環ダンパー (12 本タイプ)

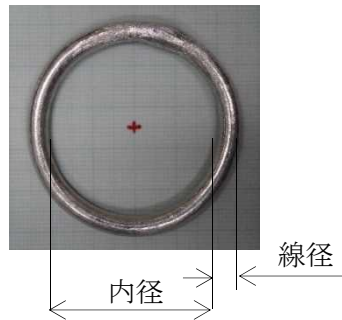


図 5.3.5 円環の形状

表 5.3.1 試験条件（試験体形状）

記号	試験体形状	シャフト 外径[mm]	シリンダ 内径[mm]	噛合い深さ [mm]	試験体 数量
T6n	噛合い型 全ねじ 6 本	ϕ 36.0	ϕ 44.6	0.35 (14%)	1
T12n	噛合い型 全ねじ 12 本	ϕ 42.0	ϕ 50.6	0.35 程度 (14%程度)	1

表 5.3.2 試験条件（円環）

記号	材料	純度[%]	内径[mm]	線径[mm]	数量
T6n	錫	99.99	ϕ 35	ϕ 5	1
T12n			ϕ 41		1

表 5.3.3 試験条件（気温）

記号	室温[°C]
T6n	20
T12n	10

表 5.3.1～表 5.3.2 に示すとおり、円環内径はシャフト外径に対して 1[mm]小さくなるように製作した。また、円環外径はシリンダ内径に対して 0.4[mm]大きくなるように製作した。これは図 5.3.2 に示すような初期圧力を導入し、全ねじと円環を噛合わせるためである。

(2) 試験方法

試験はアングルで製作した試験装置から反力を得ながら、手動で行った。試験体のシリンダ側は試験装置のアングルに直接固定し、試験体のシャフト側はロードセルを介して試験治具の全ねじに固定した。試験治具の全ねじは試験装置のアングルに回転可能な形で固定されており、この全ねじに付けてあるナットを回転させることで、試験治具の全ねじが引き揚げられ、同時に試験体のシャフトとシリンダの間に相対変位が生じるシステムである。試験装置を図 5.3.6 に示す。円環ダンパーの抵抗力は共和電業製 ロードセル LU-50KSB34D を用いた。シャフトとシリンダの相対変位は共和電業製 変位計 DT100A を用いた。変位計はフレームとシャフトの相対変位を計測しているため、フレームの変形や試験治具のがたつきを含んでいる。試験は一方向単調引張加力で、抵抗力が低下するまで载荷した。なお、引張速度は 17[mm/min]とした。

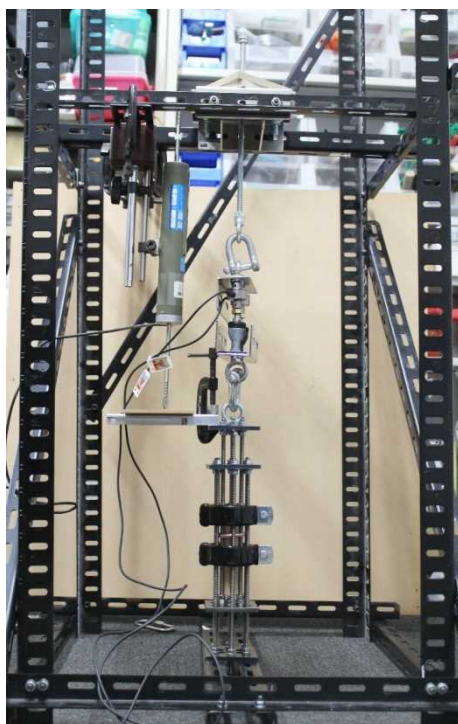


図 5.3.6 試験装置

(3) 試験結果

試験の結果を表 5.3.4 及び図 5.3.7～図 5.3.8 に示す。

表 5.3.4 試験結果

記号	抵抗力 [N]	最大変位 [mm]	回転量	備考
T6n	800-1000	18.0	1/2 回転弱	シャフトと円環のすべりで抵抗力低下
T12n	500-600	35.2	1 回転弱	シャフトと円環のすべりで抵抗力低下

T6n 試験体は 800～1000[N]の抵抗力で転動した。しかし、変位 18[mm]でシャフトと円環の間にすべりが発生し、これ以降円環が回転することはなかった。円環の回転量は 1/2 回転弱であった。試験後の円環を確認したところ、全ねじと接触している部分は回転しているが、全ねじと接触していない部分はほぼ初期の形状をとどめていた。

T12n 試験体は 500～600[N]の抵抗力で転動した。円環の転動距離を見ると、変位 35.2[mm]でシャフトと円環の間にすべりが生じ、これ以降円環が回転することはなかった。円環の回転量は 1 回転弱であった。試験後の円環を確認したところ、全ねじの接触している部分と接触していない部分での回転量の差異は見られず、T6n に見られたような不均一な回転が生じないことが確認できた。

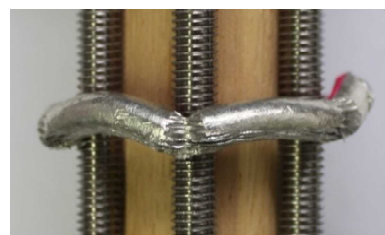
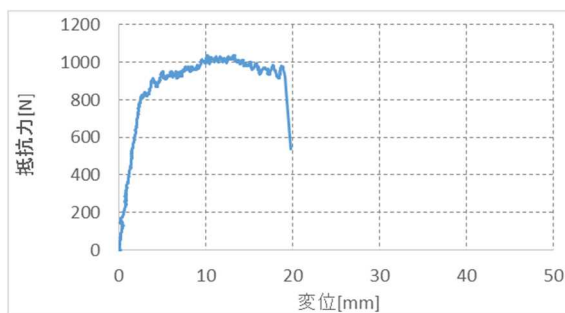


図 5.3.7 試験結果 (T6n)

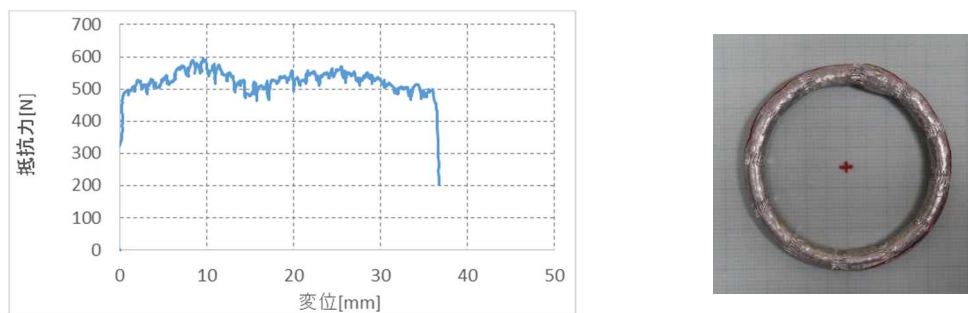


図 5.3.8 試験結果 (T12n)

(4) 考察

T6n 試験体は 800～1000[N]の抵抗力で円環が転動したが、全ねじと接触している部分は回転しているが、全ねじと接触していない部分はほぼ初期の形状をとどめていた。錫や鉛を用いた円環ダンパーは、円環全体が変形するという理論に基づいており、この試験体では理論通りの動きをしていないことは明らかである。

T12n 試験体は 500～600[N]の抵抗力で円環が転動した。T12n 試験体は T6n 試験体と比較して抵抗力が小さい。これは円環と全ねじの噛合い深さの違いによるものと思われる。T6n 試験体は拘束治具でしっかりと締め付けたため、噛合い深さ 0.35[mm]に達しているが、T12n 試験体は拘束治具の締め付け限界に達したため、噛合い深さ 0.35[mm]に達していない。試験結果の写真を見ても、T6n 試験体は全ねじの痕が深く残っているのに対して、T12n 試験体は全ねじの痕が浅い。このことから、T12n 試験体は T6n 試験体と比較して噛合い深さが小さかったため、抵抗力が小さくなったことが裏付けられる。

円環の回転は、全ねじの接触部と非接触部との差異は見られず、T6n に見られたような不均一な回転が生じないことが確認できた。以上の結果より、シャフトやシリンダに全ねじを用いる場合、円環との接点を多くする必要があると言える。

本試験では、全ねじが 6 本のととき、12 本のとときの 2 種類のみ確認した。円環が転動するか否かは、円環のサイズと噛合い深さ、全ねじの本数の各条件によって定まると考えられる。本検討ではこれらの関係について、これ以上の調査を行わないが、シャフトやシリンダに全ねじを用いる場合は、これらの関係を明らかにする必要がある。

5.3.2. 全ねじと円環の噛合いの強さによる変化

(1) 試験体

噛合い型円環ダンパーは円環をシャフトやシリンダの全ねじで噛合いが生じるように締め付けている。このときの締め付け力の影響を確認するため、4種類の試験体を作成した。試験に用いた試験体の形状を図 5.3.9～図 5.3.11 に、円環の形状を図 5.3.12 に、試験条件を表 5.3.5～表 5.3.7 に示す。

試験体の形状は何れも T12n を用いている。ただし、T12n_0Nm はバンドを用いておらず、T12n_25% はバンドにホースバンドを用いている。これらの試験体の組み立て状況を図 5.3.9～図 5.3.11 に示す。全ねじは M6 のピッチ 1.0[mm] を用いた。シャフト側の全ねじは円環ダンパーの断面視で同心円上に 30° 間隔で位置し、相対するねじの外径は 42.0[mm] である。シリンダ側の全ねじも円環ダンパーの断面視で同心円上に 30° 間隔で位置し、相対するねじの内径は拘束バンドの締め付けによって変化する。締め付け後のシャフト内径及び噛合い深さの値を表 5.3.5 に示す。なお、シャフト側の全ねじとシリンダ側の全ねじは、円環を挟んで同じ角度で向かい合っている。



図 5.3.9 噛合い型円環ダンパー（12 本タイプ・鱗口バンド使用）



図 5.3.10 噛合い型円環ダンパー（12 本タイプ・拘束なし）



図 5.3.11 噛合い型円環ダンパー (12 本タイプ・ホースバンド使用)

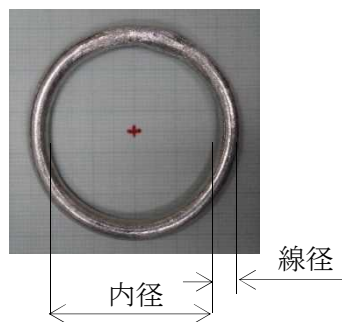


図 5.3.12 円環の形状

表 5.3.5 試験条件 (試験体形状)

記号	試験体形状 (バンド)	シャフト 外径[mm]	シリンダ 内径[mm]	噛合い深さ [mm]	試験体 数量
T12n_1.5Nm	噛合い型 全ねじ 12 本 鱈口バンド	φ 42	φ 48.4 ～ φ 49.5	0.63～0.90 (25%～36%)	1
T12n_0Nm	噛合い型 全ねじ 12 本 拘束なし		φ 49.0 ～ φ 50.7	ほぼ 0 (ほぼ 0%)	1
T12n_25%	噛合い型 全ねじ 12 本 ホースバンド		φ 49.5	0.63 (25%)	1
T12n	噛合い型 全ねじ 12 本 鱈口バンド		φ 50.6	0.35 程度 (14%程度)	1

表 5.3.6 試験条件 (円環)

記号	材料	純度[%]	内径[mm]	線径[mm]	数量
T12n_**	錫	99.99	φ 41	φ 5	1

表 5.3.7 試験条件 (気温)

記号	室温[°C]
T12n_1.5Nm	12
T12n_0Nm	13
T12n_25%	10
T12n	10

(2) 試験方法

T12n 試験はアングルで製作した試験装置から反力を得ながら、手動で行った。試験体のシリンダ側は試験装置のアングルに直接固定し、試験体のシャフト側はロードセルを介して試験治具の全ねじに固定した。試験治具の全ねじは試験装置のアングルに回転可能な形で固定されており、この全ねじに付けてあるナットを回転させることで、試験治具の全ねじが引き揚げられ、同時に試験体のシャフトとシリンダの間に相対変位が生じるシステムである。試験装置を図 5.3.13 に示す。円環ダンパーの抵抗力は共和電業製ロードセル LU-50KSB34D を用いた。シャフトとシリンダの相対変位は共和電業製変位計 DT100A を用いた。変位計はフレームとシャフトの相対変位を計測しているため、フレームの変形や試験治具のがたつきを含んでいる。試験は一方向単調引張加力で、抵抗力が低下するまで載荷した。なお、引張速度は 17[mm/min]とした。

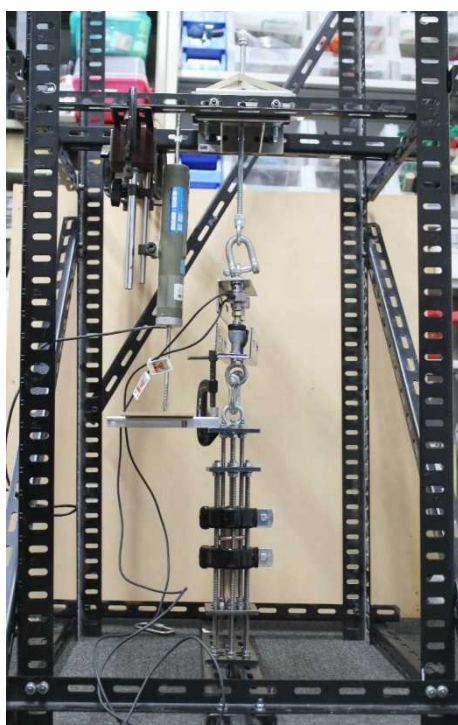


図 5.3.13 試験装置

T12n_1.5Nm, T12n_0Nm, T12n_25%試験は島津製作所製のアムスラー式万能試験機を用いて行った。試験機の諸元を表 5.3.8 に、写真を図 5.3.14 に示す。試験機の最大引張抵抗力は 2,000[kN]であり、本試験の予測される最大抵抗力 1[kN]と比較して非常に大きく、計測誤差が大きくなる可能性がある。そこで、試験体と試験機の間には共和電業製ロードセル LUR-A-20KNSA1 を用い、抵抗力の計測を行った。シャフトとシリンダの相対変位は東京測器製変位計 DP-500 を用いた。変位はアムスラー試験機のチャックの相対変位を計測しているため、わずかではあるが、試験治具の変形やがたつきを含んでいる。試験は一方向単調引張加力で、抵抗力が低下するまで载荷した。なお、引張速度は手動試験と同様の 17[mm/min]とした。

表 5.3.8 アムスラー式万能試験機の諸元

製造元	島津製作所
型番	UH-FX2000KN
最大引張荷重 [kN]	2,000
試験時設定最大荷重 [kN]	40
分解能	1/50,000
引張速度 [mm/min]	17



図 5.3.14 アムスラー式万能試験機の外観

(3) 試験結果

試験の結果を表 5.3.9 及び図 5.3.15～図 5.3.19 に示す。

表 5.3.9 試験結果

記号	抵抗力 [N]	最大変位 [mm]	回転量	備考
T12n_1.5Nm	600-1450	192	6 回転	試験体の変位限界で終了
T12n_0Nm	230	0	0 回転	転動することなくすべった
T12n_25%	500-800	70	2 回転	シャフトと円環のすべりで抵抗力低下
T12n	500-600	35.2	1 回転弱	シャフトと円環のすべりで抵抗力低下

T12n_1.5Nm 試験体は鱈口バンド4本を1.5[Nm]の同一トルクで締め付けた試験体である。試験を行った結果、試験体の限界変位まですべりを生じなかった。限界変位までに円環は6回転していた。抵抗力-変位関係を確認すると、5[mm]ほど転動した時に最大抵抗力1450[N]が生じており、その後変位が進むと共に、抵抗力が徐々に低下している。試験体は6回転する間に円環と全ねじの接触部が大きくくびれ、破断している部分もあった。

T12n_0Nm 試験体はバンドを付けないため、錫の円環に全ねじがほとんどめり込まず、

ほとんど噛合いが生じない。この状況で試験を実施した結果、円環は転動することなく、すべりを生じた。

T12n_25%試験体と T12n 試験体はシリンダの外径が一定になるようにバンドを設置した試験体である。T12n_25%試験体は 5[mm]程度転動した後、最大抵抗力 800[N]に達し、その後徐々に抵抗力が低下し、変位 70[mm]・抵抗力 500[N]ですべりを生じた。すべりが生じた部分は円環とシリンダの接触部であった。すべりが生じるまでに円環は 2 回転していた。

T12n 試験体は 5[mm]程度転動した後、最大抵抗力 600[N]に達し、その後徐々に抵抗力が低下し変位 35[mm]・500[N]ですべりを生じた。すべりが生じるまでに円環は約 1 回転していた。

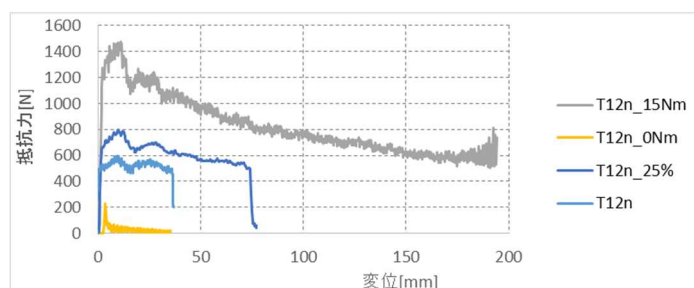


図 5.3.15 試験結果 (まとめ)

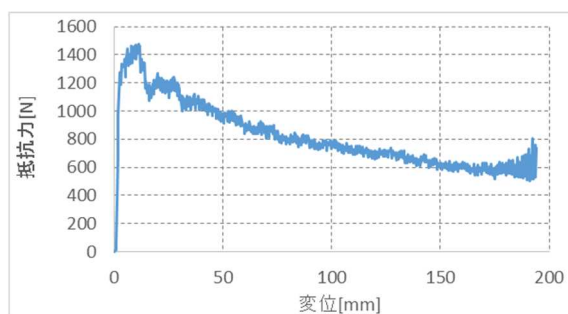


図 5.3.16 試験結果 (T12n_1.5Nm)

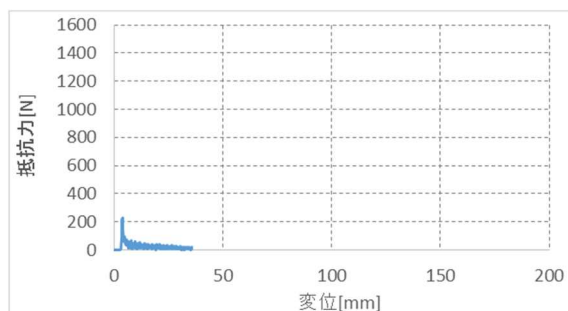


図 5.3.17 試験結果 (T12n_0Nm)

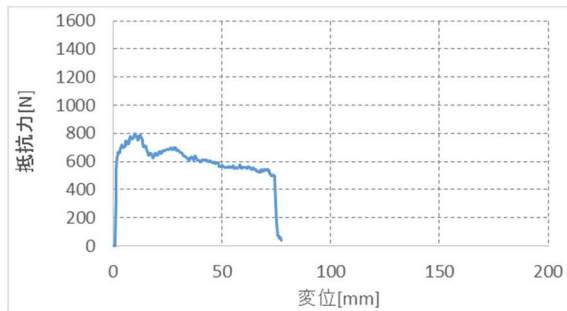


図 5.3.18 試験結果 (T12n_25%)

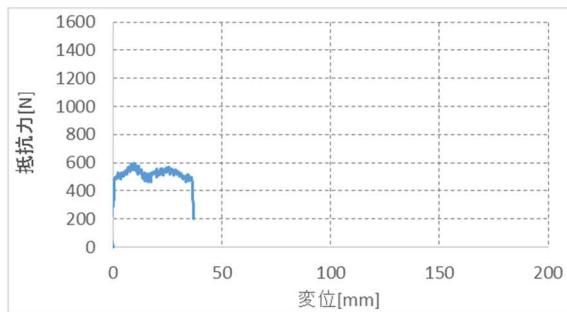


図 5.3.19 試験結果 (T12n)

(4) 考察

T12n_1.5Nm 試験体は鱈口バンド 4 本を 1.5[Nm]の同一トルクで締め付けた試験体で、円環の近傍にあるバンドと円環から離れた位置にあるバンドの内径は異なっており、円環が転動するほど噛合い深さが大きくなる。これは円環が転動とともにくびれていくことを意味している。このため、5[mm]ほど転動した時に最大抵抗力 1450[N]を生じ、その後変位が進むと共に、全ねじと接触している円環の断面が減少し、円環の中立軸周りの伸縮ひずみの総量が減少し、転動抵抗力が減少したと考えられる。

続いて T12n_1.5Nm 試験体の転動距離について考察する。円環の線径は 5[mm]であることから、円環の円周は $5\pi=15.7$ [mm]である。シャフトとシリンダの相対変位は、円環の回転量の 2 倍と等しいことから、理想的な転動をした場合、円環 1 回転=31.4[mm]である。試験体に取り付けた糸の巻取り量をみると 6 回転しており、6 回転×31.4[mm]=188.4[mm]の相対変位が生じるはずである。試験結果はこの値とほぼ一致しており、このことからもすべりが生じていないことが確認できた。

T12n_0Nm 試験体はバンドを付けなため、錫の円環に全ねじがほとんど入り込まず、円環が転動することがなかった。このことから、円環に適度な噛合い深さを与えられるようにバンドを締め付ける必要があることが確認できた。

T12n_25%試験体と T12n 試験体はシリンダの外径が一定になるようにバンドを設置した試験体である。T12n_1.5Nm 試験体ではシリンダの外径が一定ではなかったため、円環の絞り現象が生じたが、この二つの試験体では絞り現象は起きにくいと考えられる。T12n_25%試験体は噛合い深さが 0.63[mm]になるようにバンドを締め付けた。M6 ピッチ 1.0 の全ねじの谷の深さは 0.87[mm]であることから、約 3/4 の深さまでめり込ませている。T12n_25%試験体は 5[mm]程度転動した後、最大抵抗力 800[N]に達し、その後徐々に抵抗力が低下し、変位 70[mm]・抵抗力 500[N]ですべりを生じた。すべりが生じた部分は円環とシリンダの接触部であった。すべりが生じるまでに円環は 2 回転しており、シャフトとシリンダの相対変位と、理想的な円環の回転から推測する変位量はほぼ一致している。このことから、円環は 2 回転する間にすべっていないと言える。

T12n 試験体は噛合い深さが 0.35[mm]になるようにバンドを締め付けた。M6 ピッチ 1.0 の全ねじの谷の深さは 0.87[mm]であることから、40%程度の深さまでめり込ませている。T12n 試験体は 5[mm]程度転動した後、最大抵抗力 600[N]に達し、その後徐々に抵抗力が低下し変位 35[mm]・500[N]ですべりを生じた。

噛合い型円環ダンパーの転動抵抗力は、円環の転動抵抗力と、噛合い部が生成される際に生じる塑性変形に伴う抵抗力の和であると考えられることから、すべりが生じる瞬間にはほとんど噛合い部の塑性変形が生じていないと考えられる。噛合い部の応力伝達を保つためには、噛合い深さを大きく取ることが有効であるが、噛合い深さが大きくても、転動と共に円環と全ねじの接触部にくびれが生じ、やがてすべりを生じると考えられる。錫を円環に用いてダンパーを構成するためには、円環とシャフト、及び円環とシリンダの接触面を増やし、円環の一部だけが変形するという状況を防止する必要があると言える。

5.4. 錫・鉛を用いた摩擦型円環ダンパーの性能試験

摩擦型円環ダンパーは、円環に接するシャフトやシリンダの表面が比較的凹凸が少なく、円環とシャフト及び円環とシリンダの応力伝達を摩擦力に依存する点が特徴である。摩擦型円環ダンパーの例を図 5.4.1 に示す。金属の摩擦力は一般的に、摩擦係数と摩擦面の垂直抗力の積によって求めることができる。垂直抗力はシャフトに外側方向への力を導入した場合、もしくはシリンダに内側方向への力を導入した場合に発生する（図 5.4.2 参照）。ただし、垂直抗力を大きくすると、やがて円環が樽状に塑性変形を生じ、転動しにくくなる為、垂直抗力の導入には限界がある。摩擦型円環ダンパーにおいて、円環接触部の摩擦力を大きくするためには、摩擦係数を大きくすることが重要と言える。

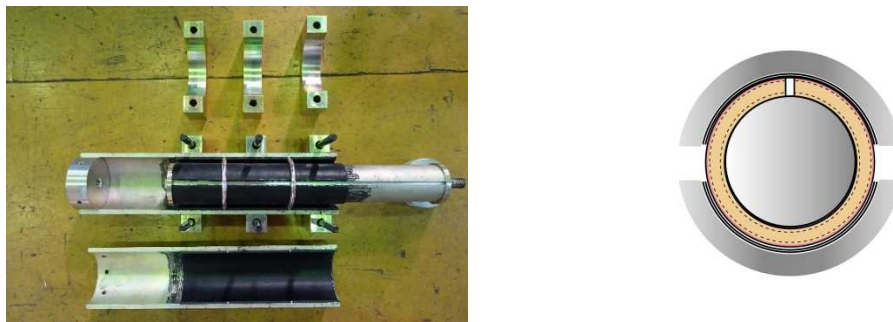


図 5.4.1 摩擦型円環ダンパーの例

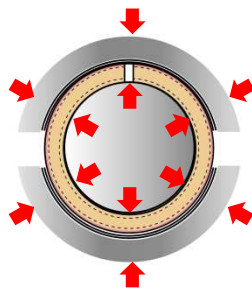


図 5.4.2 シャフトとシリンダにかける初期圧力

5.4.1 項では摩擦型円環ダンパーの試験体の概要について示す。試験体は線径と材料を変化させている。

5.4.2 項では前項で示した試験体の試験方法について示す。

5.4.3 項では試験結果について示す。試験体の各条件による性能の変化について、本項の結果をもとに次項以降でまとめなおす。

5.4.4 項では試験体の線径の変化について考察する。

5.4.5 項では試験体の材料の変化について考察する。

5.4.1. 試験体

円環に錫や鉛などの金属材料を用いる場合、円環にゴムを用いる場合と比較して、大きな転動抵抗力を得ることができる。円環を転動させるためには、転動抵抗力よりも大きな接線転動力や円環のせん断抵抗力が必要であるが、円環に金属材料を用い、接触部を摩擦型とする場合、接線転動力や円環のせん断抵抗力が転動抵抗力より小さくなりやすい。摩擦型の場合、摩擦係数と垂直抗力を大きくする必要はあるが、金属材料はゴムと比較して弾性変形能力が小さい。これは小さなひずみで塑性化してしまうことを意味しており、垂直抗力を単純に大きくできない。そこで、摩擦型試験体には弾性変形能力に優れ、錫や鉛よりも弾性係数が低いゴムをシャフトやシリンダに貼付し、被覆材として用いることとした。

試験体に用いた材料を図 5.4.3～図 5.4.7 に示す。

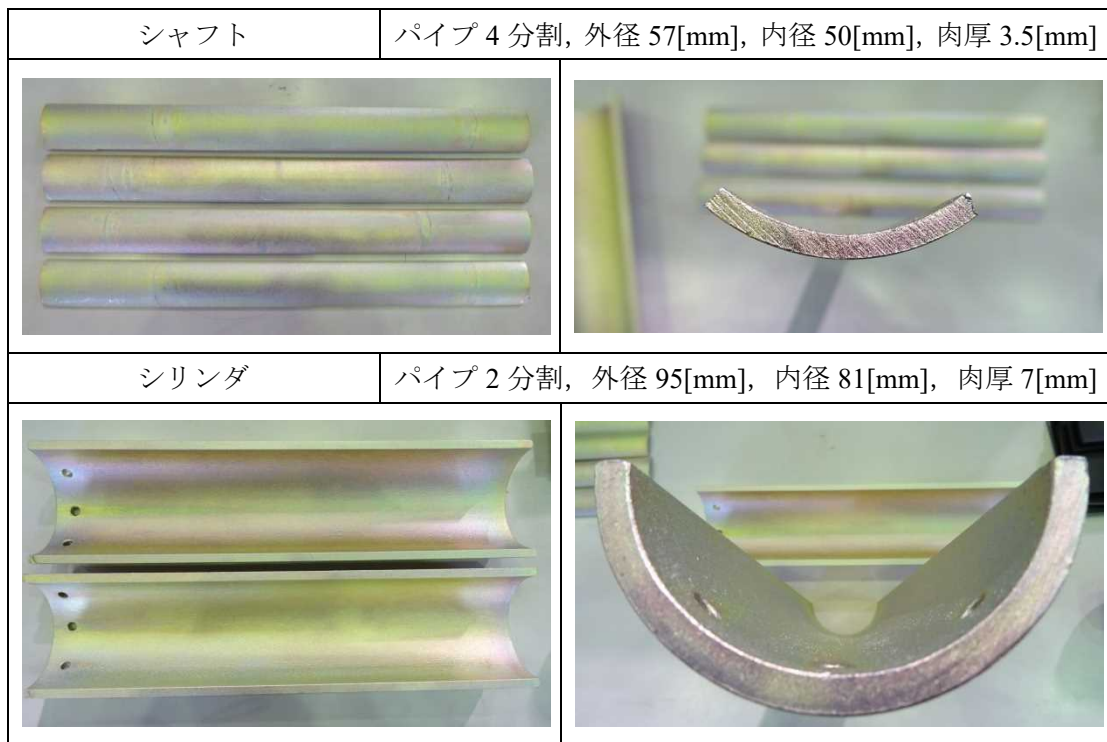


図 5.4.3 シャフト, シリンダ

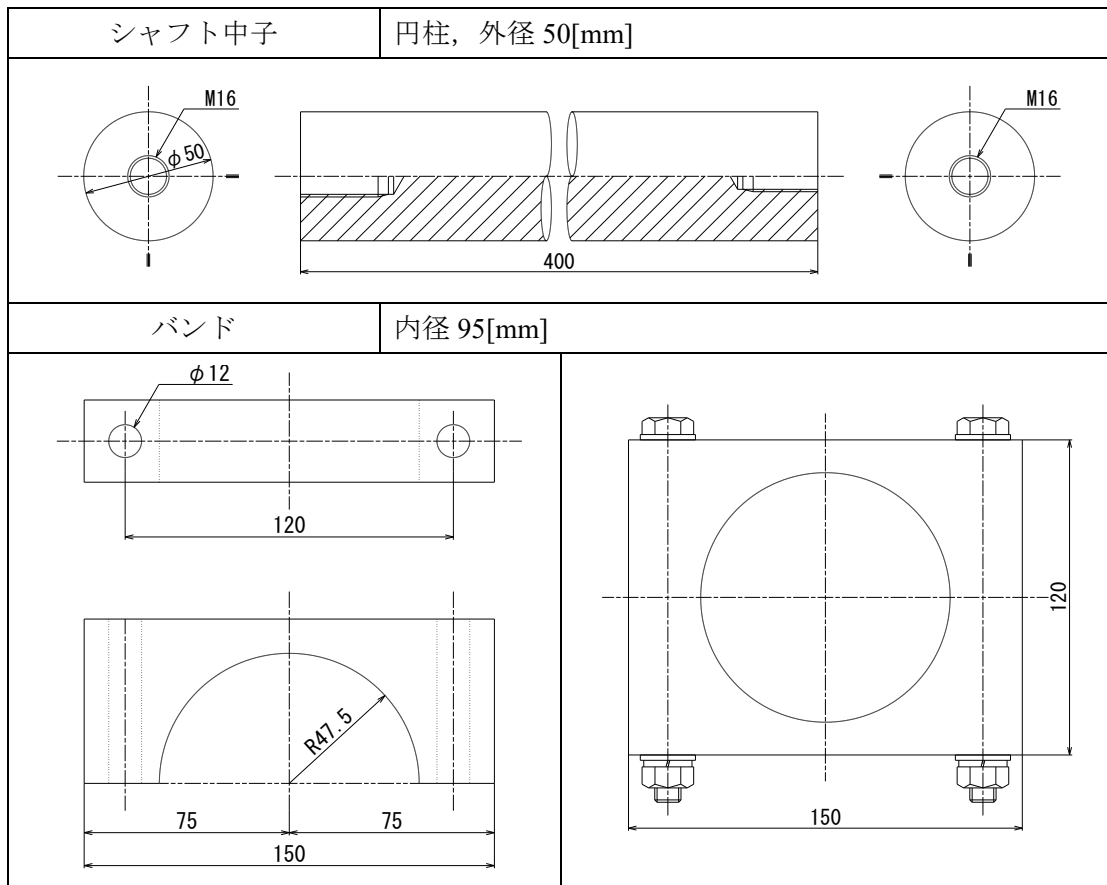


図 5.4.4 シャフト中子, バンド

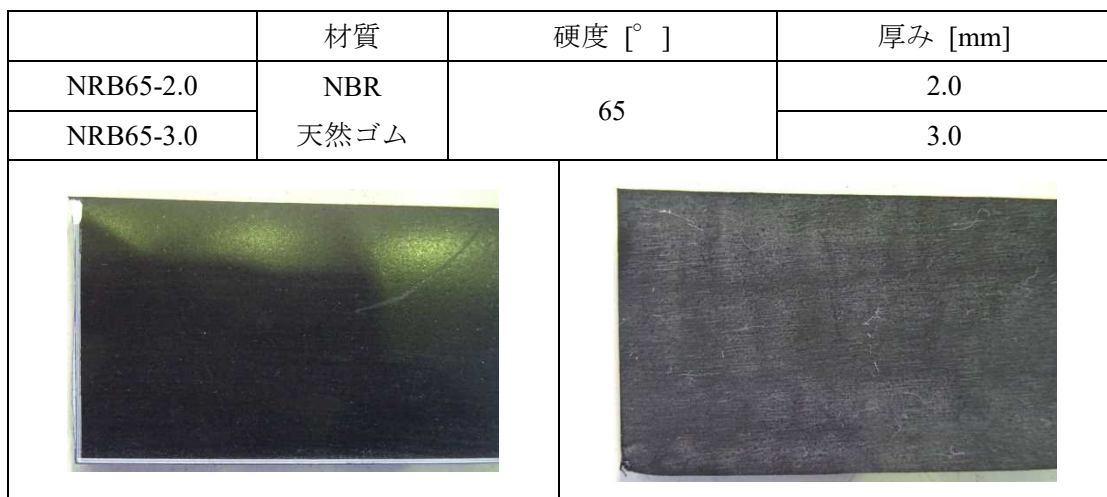


図 5.4.5 被覆材 (ゴム板)







	材質	外径 [mm]	内径 [mm]	クリアランス [mm]	
				外側	内側
φ 69-5	錫・鉛	74	64	3.5	3.5
φ 69-7		76	62	2.5	2.5
φ 69-9		78	60	1.5	1.5
					
φ 69-5 (錫)		φ 69-7 (錫)		φ 69-9 (錫)	
					
φ 69-5 (鉛)		φ 69-7 (鉛)		φ 69-9 (鉛)	

図 5.4.6 円環

製品名	スーパーX ブラック
メーカー	セメダイン
主成分	アクリル変成シリコーン
タイプ	一液性
貼り合わせ可能時間	11分 (23℃)
硬化時間	24h
引張せん断接着強さ	4.0[MPa], NBR:0.27[MPa]
硬化物性 (ショア A)	43
破断時伸び	200[%]
	

図 5.4.7 接着剤

試験体は図 5.4.3～図 5.4.7 の材料を組み合わせて作成した。試験体の組み合わせ詳細を表 5.4.1 及び図 5.4.8 に示す。

表 5.4.1 試験条件 (試験体の組み合わせ)

記号	シリンダ 内径[mm]	シャフト 外径[mm]	円環 材料	円環内径 [mm]	円環線径 [mm]	ゴム 厚 [mm]	つぶし量 [mm]
T5	φ 81	φ 57	錫	φ 64	φ 5	4.0	1.4
L5			鉛				
T7			錫	φ 62	φ 7	3.0	1.4
L7			鉛				
T9			錫	φ 60	φ 9	2.0	1.4
L9			鉛				

記号	試験体形状
T5 L5	
T7 L7	
T9 L9	

図 5.4.8 試験条件 (試験体形状)

T5 試験体及び L5 試験体は、シャフトとシリンダの隙間 12[mm]の間に、円環 5[mm]とシャフト側のゴム 4[mm]、シリンダ側のゴム 4[mm]が挟まれており、ゴムが 1.4[mm]つぶされる予定である。理想的にはシャフト側が 0.7[mm]、シリンダ側が 0.7[mm]つぶされる。なお、ゴム 4[mm]は、2[mm]のゴムを 2 枚貼り合わせて作成した。円環は 2 個使用し、3 組のバンドから等距離になるように配置した。

T7 試験体及び L7 試験体は、シャフトとシリンダの隙間 12[mm]の間に、円環 7[mm]とシャフト側のゴム 3[mm]、シリンダ側のゴム 3[mm]が挟まれており、ゴムが 1.4[mm]つぶされる予定である。理想的にはシャフト側が 0.7[mm]、シリンダ側が 0.7[mm]つぶされる。円環は 2 個使用し、3 組のバンドから等距離になるように配置した。

T9 試験体及び L9 試験体は、シャフトとシリンダの隙間 12[mm]の間に、円環 9[mm]とシャフト側のゴム 2[mm]、シリンダ側のゴム 2[mm]が挟まれており、ゴムが 1.4[mm]つぶされる予定である。理想的にはシャフト側が 0.7[mm]、シリンダ側が 0.7[mm]つぶされる。円環は 1 個使用し、シャフト端部に近いバンド 2 個の中央になるように配置した。

試験体の組み立て例を図 5.4.9 に示す。

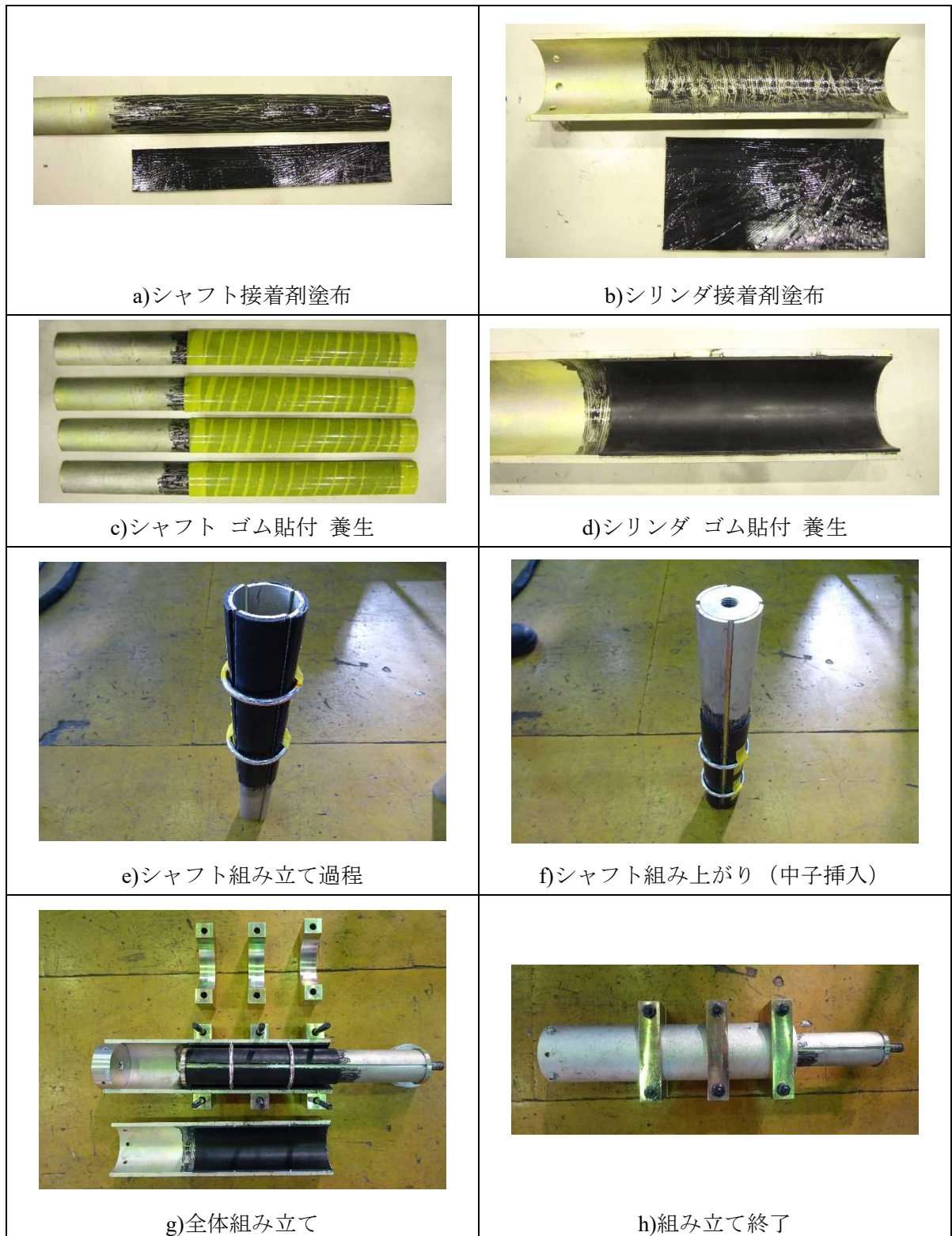


図 5.4.9 組み立て例

接着剤はゴムの貼付に適しているセメダイン社のスーパーX ブラックを用いた。貼付する側のゴムは表面を荒らし、接着する両面に接着剤を塗布した。接着後、強度が発現するまで、1 日以上の養生を行った。なお、シャフトとゴム板の接着では、シャフトの曲率とゴムの曲率が異なり、ゴム板の剛性によって剥離する力が生じるため、接着剤が硬化するまでビニールテープで養生を行った。

5.4.2. 試験方法

動的試験機は椿本マシナリー製 パワージャッキを用いたシステム（試験力容量 5[kN]，ストローク±200[mm]）を用いた。試験機の試験体周りの拡大図を図 5.4.10 に示す。円環ダンパーの抵抗力は東京測器製 ロードセル TCLP-30KNB を用いた。シャフトとシリンダの相対変位は東京測器製 変位計 SDP-200D を用い、試験機の相対変位を円環ダンパーの相対変位とみなし、計測を行った。試験機の相対変位には円環ダンパー端部のピンジョイント部のがたつきを含んでいる。試験スケジュールを表 5.4.2 に示す。

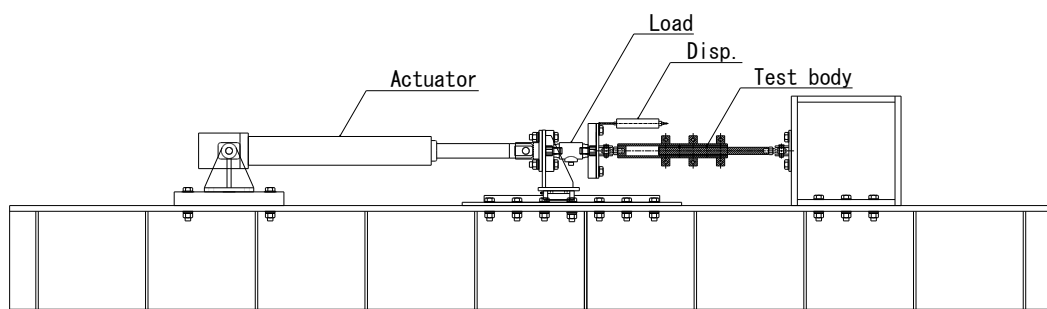


図 5.4.10 動的試験機

表 5.4.2 試験スケジュール

記号	移動量[mm]	速度[mm/s]	室温[°C]
T5-1	0→+50	30	11
T5-2	+50→-50		
T5-3	±50 1cycle		
T5-4	±50 1cycle		
T5-5	±50 3cycle		
L5-1	±50 1cycle		9
L5-2	±50 1cycle		
L5-3	±50 1cycle		
L5-4	±50 2cycle		
T7-1	±50 4cycle		10
L7-1	0→+50		14
L7-2	+50→-50		
L7-3	-50→-140		
L7-4	-140→+60		
T9	0→+50→-50→0 1cycle		6
L9	0→+50→-50→0 1cycle		9

5.4.3. 試験結果

(1) T5 試験体

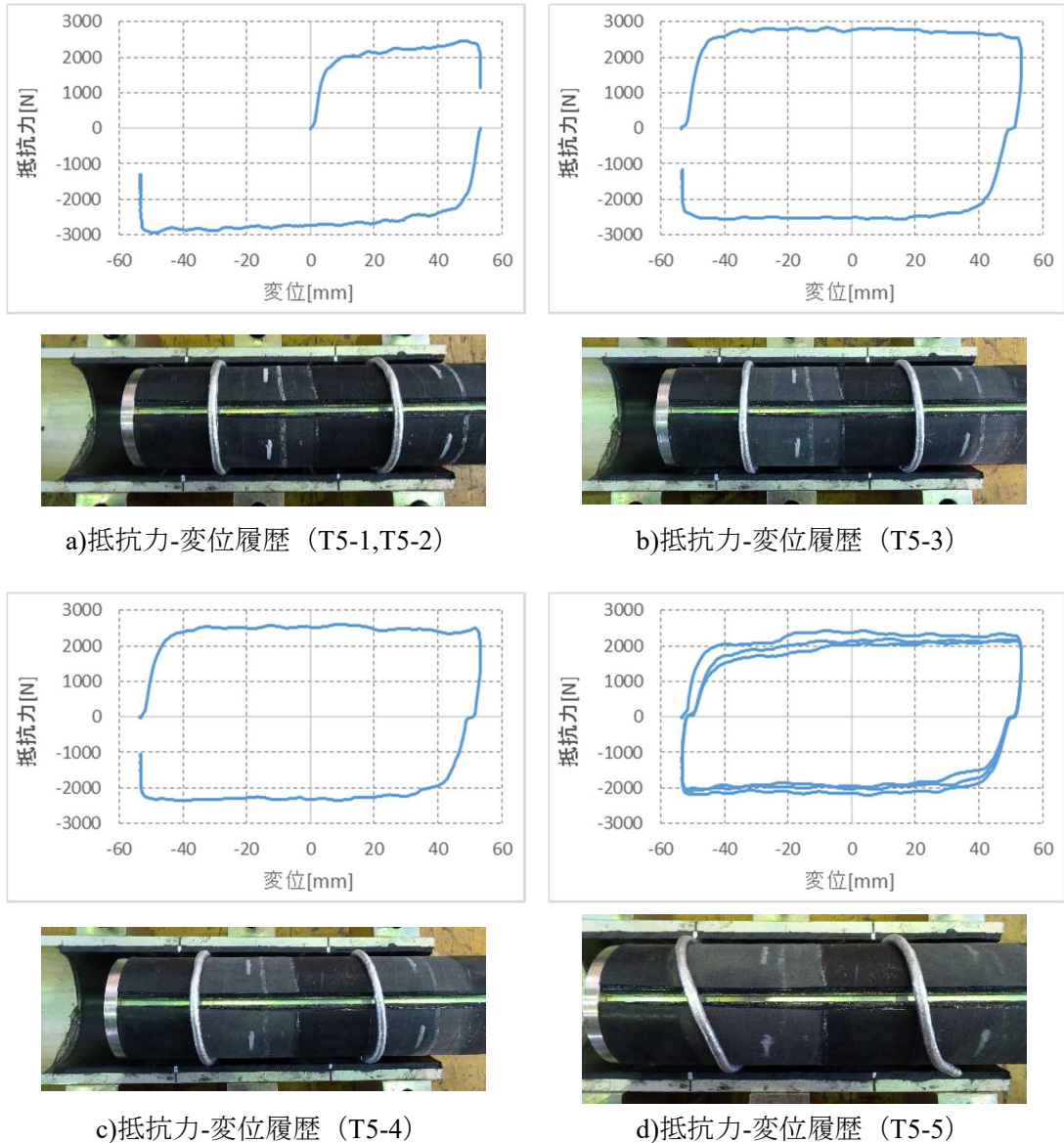


図 5.4.11 試験結果 (T5)

T5 試験体の抵抗力履歴をみると、いずれの载荷でも変位 10[mm]までの範囲で弾性的に抵抗力が上昇し、その後急激に剛性が低下し、変位が進んでも抵抗力の上昇は少なくなっている。最大抵抗力はサイクルが進むとともに若干低下しており、1~2cycle では 2500[N]、3cycle では 2300[N]、4~6cycle では 2000[N]であった。いずれのサイクルでもビデオによる観察で円環の転動が確認できた。3cycle で写真右側の円環に傾きが生じてきており、6cycle で円環が切断していることを確認した。

(2) L5 試験体

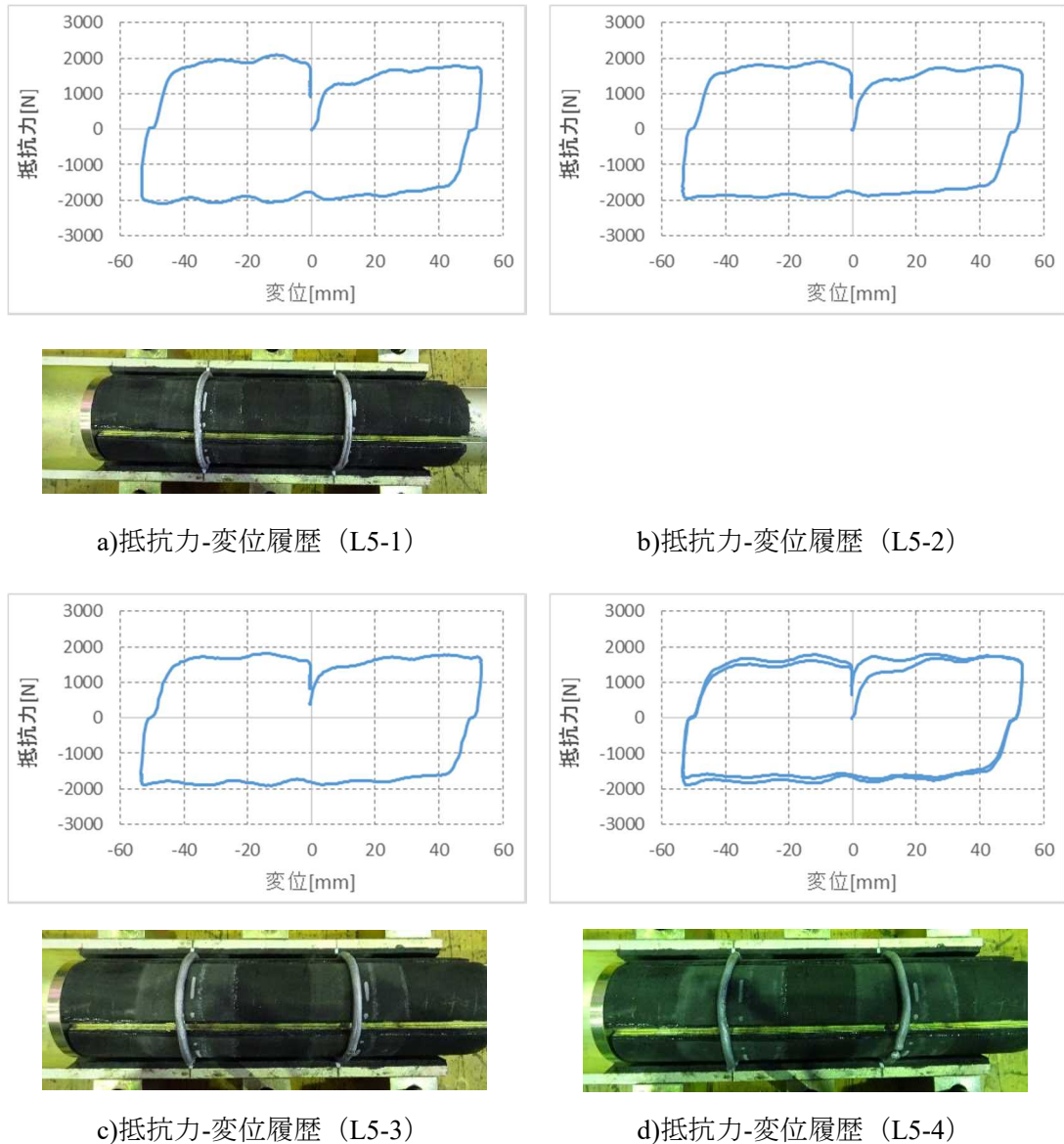
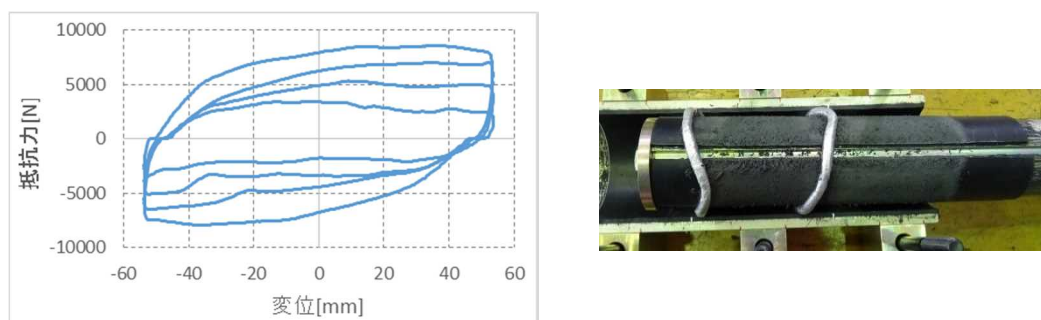


図 5.4.12 試験結果 (L5)

L5 試験体の抵抗力履歴をみると、いずれの载荷でも変位 5[mm]までの範囲で弾性的に抵抗力が上昇し、その後急激に剛性が低下し、変位が進んでも抵抗力はほとんど変化していない。最大抵抗力はサイクルが進むとともに若干低下しており、1cycle では 2000[N]、5cycle では 1700[N]であった。いずれのサイクルでもビデオによる観察で円環の転動が確認できた。T5 試験体と異なり、円環の転動による傾きは見られないが、1cycle で円環の一部に亀裂が入っていることが確認された。3cycle において円環の亀裂部がほとんど切れていたが、追加で 2cycle の载荷を行った結果、2本の円環は両方ともに切れてい

た。切断した場所を確認したところ、写真左側の円環はシリンダのスリットの付近、写真右側の円環はスリット部でなく、内外ともにゴムに挟まれた部分であった。

(3) T7 試験体

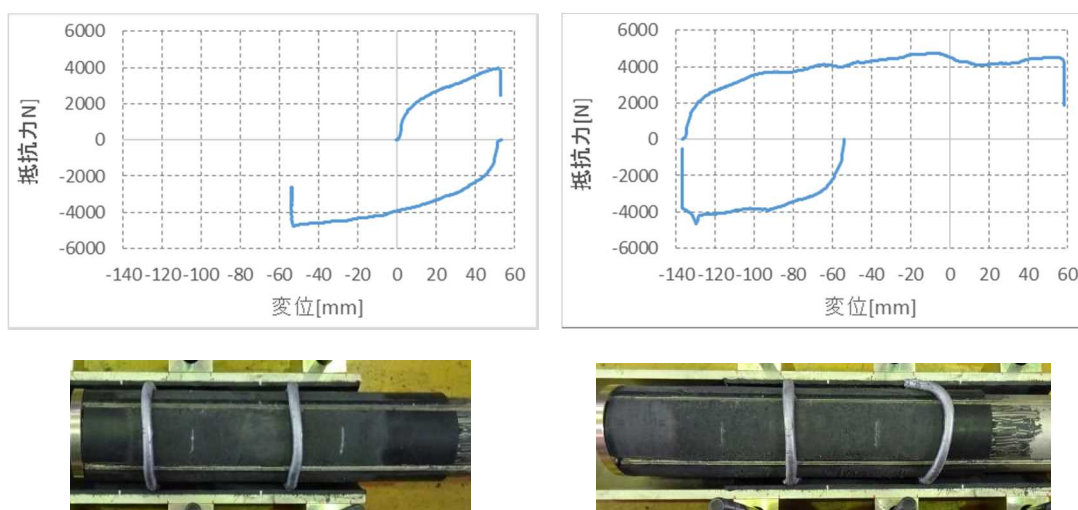


a) 抵抗力-変位履歴 (T7-1)

図 5.4.13 試験結果 (T7)

T7 試験体の抵抗力履歴を見ると、抵抗力ゼロからの抵抗力-変位関係は弾性的ではなく、変位と共に剛性が低下していき、1cycle では 8000[N]程度で一定となった。その後、繰り返しとともに抵抗力は低下し、2cycle では 7000[N]、3cycle では 5000[N]、4cycle では 2000~3000[N]であった。1cycle まで円環が回転していることをビデオによる観察で確認できたが、3cycle 以降ではすべりが生じていた。

(4) L7 試験体



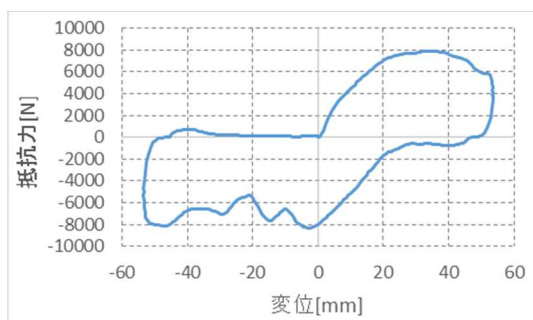
a) 抵抗力-変位履歴 (L7-1)

b) 抵抗力-変位履歴 (L7-2)

図 5.4.14 試験結果 (L7)

L7 試験体では L7-3 において、-53[mm]から-136[mm]まで転動させている。これは、アクチュエータの正負の設定を間違えたためである。抵抗力履歴をみると、抵抗力ゼロからの抵抗力-変位関係は弾性的ではなく、変位と共に剛性が低下していき、約 4000[N]で一定となった。いずれの载荷でもビデオによる観察で円環の転動が確認できた。

(5) T9 試験体

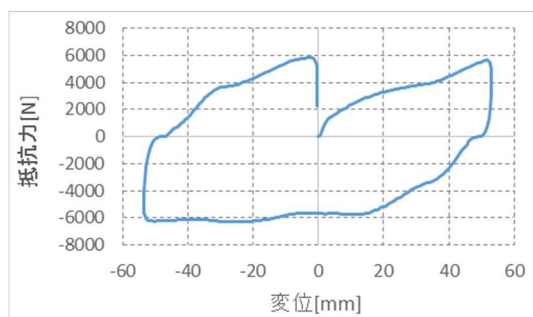


a)抵抗力-変位履歴

図 5.4.15 試験結果 (T9)

T9 試験体では、ビデオによる観察で変位が+35[mm]程度ですべりが生じていることが確認できた。これはグラフの抵抗力履歴が+35[mm]から低下していることとほぼ一致している。従って、T9 試験体の抵抗力は 7800[N]（円環 1 個）程度であると考えられる。試験体の抵抗力履歴を見ると、抵抗力-変位関係の立ち上がりは弾性的ではなく、変位と共に剛性が低下していく傾向にあることがわかった。変位が+40[mm]以降の抵抗力-変位曲線は滑りを含んでいるため、参考データである。試験後、シリンダを開けたところ、被覆材のゴム板の破損が確認できた。

(6) L9 試験体



a)抵抗力-変位履歴 (L9-1)

図 5.4.16 試験結果 (L9)

L9 試験体では、载荷が反転した直後に転動していない時間がわずかにあるものの、ほぼ全域で転動しており、転動抵抗力は 6000[N] (円環 1 個) であった。試験体の抵抗力履歴を見ると、抵抗力-変位関係の立ち上がりは弾性的ではなく、変位と共に剛性が低下していく傾向にあることがわかった。試験後、シリンダを開けたところ、被覆材のゴム板の一部がはがれていた。

(7) 試験結果のまとめ

(1)~(6)で得られた試験結果から抵抗力を抜き出し、表 5.4.3 に示す。

表 5.4.3 試験結果まとめ

記号	材料	線半径 r [mm]	抵抗力 [N]	円環 1 個あたりの抵抗力[N]
T5	錫	2.5	2400	1200
T7		3.5	8000	4000
T9		4.5	7800	7800
L5	鉛	2.5	1800	900
L7		3.5	4000	2000
L9		4.5	6000	6000

5.4.4. 円環の線径による変化の考察

前項のまとめに記載された円環 1 個あたりの抵抗力を元に、線径の変化に対する抵抗力の変化について検討する。錫と鉛それぞれの線径 5~9[mm] (線半径 $r=2.5\sim 4.5$ [mm]) の試験結果を表 5.4.4 及び表 5.4.5 に示す。なお、表に示す円環の転動抵抗力の推定値は(5.5)式の略算式を用い、材料の降伏点は素材試験の結果より、錫 35[MPa], 鉛 20[MPa]を用いた。

$$F_{torus_rotation} = \frac{4}{3r_{roll}} \pi r^3 \sigma_y \quad (5.5)$$

- $F_{torus_rotation}$: 円環の転動抵抗力 [N]
 σ_y : 降伏点 [MPa]
 r_{roll} : すべり止め材も含めた線半径 [mm]
 r : 円環の線半径 [mm]

表 5.4.4 試験結果まとめ (錫)

記号	材料	線半径 r [mm]	円環 1 個あたり の抵抗力[N]	T5 に対する 比	略算式による 転動抵抗力[N]
T5	錫	2.5	1200	1.00	916
T7		3.5	4000	3.33	1796
T9		4.5	7800	6.50	2969

表 5.4.5 試験結果まとめ (鉛)

記号	材料	線半径 r [mm]	円環 1 個あたり の抵抗力[N]	T5 に対する 比	略算式による 転動抵抗力[N]
L5	鉛	2.5	900	1.00	524
L7		3.5	2000	2.22	1026
L9		4.5	6000	6.66	1696

試験結果より、線径が大きくなるほど抵抗力が大きくなっていることが分かる。試験結果と略算式による転動抵抗力を比べると、大きな差がある。特に、線径が大きくなるほど乖離している。これは被覆材を用いた試験体であることから、試験によって求められた抵抗力にはゴム板のヒステリシスロスが加わっているためと考えられる。これらの詳細な検討は 5.6 節で行うものとする。

5.4.5. 円環の材料による変化の考察

前項のまとめに記載された円環 1 個あたりの抵抗力を元に、材料の変化に対する抵抗力の変化について検討する。錫と鉛それぞれの線径 5~9[mm] (線半径 $r=2.5\sim 4.5$ [mm]) の試験結果を表 5.4.6~表 5.4.8 に示す。なお、表に示す円環の転動抵抗力の推定値は (5.5) 式の略算式を用い、材料の降伏点は素材試験の結果より、錫 35[MPa]、鉛 20[MPa] を

用いた。

$$F_{torus_rotation} = \frac{4}{3r_{roll}} \pi r^3 \sigma_y \quad (5.5)$$

- $F_{torus_rotation}$: 円環の転動抵抗力 [N]
 σ_y : 降伏点 [MPa]
 r_{roll} : すべり止め材も含めた線半径 [mm]
 r : 円環の線半径 [mm]

表 5.4.6 試験結果まとめ (線径 5[mm])

記号	材料	線半径 r [mm]	A:円環 1 個あたりの抵抗力[N]	B:略算式による転動抵抗力[N]	A-B [N]
T5	錫	2.5	1200	916	284
L5	鉛		900	524	374

表 5.4.7 試験結果まとめ (線径 7[mm])

記号	材料	線半径 r [mm]	A:円環 1 個あたりの抵抗力[N]	B:略算式による転動抵抗力[N]	A-B [N]
T7	錫	3.5	4000	1796	2204
L7	鉛		2000	1026	974

表 5.4.8 試験結果まとめ (線径 9[mm])

記号	材料	線半径 r [mm]	A:円環 1 個あたりの抵抗力[N]	B:略算式による転動抵抗力[N]	A-B [N]
T9	錫	4.5	7800	2969	4831
L9	鉛		6000	1696	4304

試験結果より、線径の同じ試験体で比較すると、錫のほうが大きな値であることが分かる。試験で求めた抵抗力は、円環の転動抵抗力とゴム板のヒステリシスロスの和であると考えられることから、各試験の値から円環の転動抵抗力を減じると、ゴム板のヒステリシスロスの値が求まると考えられる。そこで、試験の抵抗力(A)から、略算式による転動抵抗力(B)を減じた値を表に示した。線径 7[mm]ではこの値に乖離が見られるものの、線径ごとにほぼ同じような値であることが確認できた。これらの詳細な検討は 5.6 節で再度行うものとする。

5.5. 錫・鉛を用いた円環ダンパーの FEM 数値解析

本節では、錫や鉛を用いた円環の転動抵抗力について、有限要素プログラムを用いて検討する。有限要素プログラムには MSC Software Corporation 製の一般弾塑性プログラム MARC を用いた。有限要素プログラムの詳細を表 5.5.1 に示す。解析は材料非線形解析とし、軸対称モデル、平面ひずみ四辺形要素を用いた。解析に採用した要素の詳細を表 5.5.2 に示す。

表 5.5.1 有限要素プログラム

名称	MARC
販売元	MSC Software Corporation
解析範囲	線形解析, 非線形解析, 接触解析, 動解析, 熱伝導解析, 流体解析等
バージョン	MARC2014.r2

表 5.5.2 解析要素

解析条件	非線形解析
材料	弾塑性モデル
構造体	軸対称構造体
要素	平面ひずみ要素
1 要素の節点数	4 節点

解析では円環の内径や線径による性能の変化について検討する。

5.5.1 項では円環の内径の変化による転動抵抗力の変化について調査する。

5.5.2 項では円環の線径の変化による転動抵抗力の変化について調査する。

5.5.1. 円環の内径による性能の変化

(1) 解析条件

本項では円環の内径が変化した場合、転動抵抗力がどのように変化するかについて検討する。円環の線径が変化しない場合、円環の内径 A の変化量と円環のリング半径 R の変化量は等しい。従って、円環の内径 A の変化は、円環の大半径 R の変化と言い換えることも可能である。解析に用いたモデルの寸法を表 5.5.3 及び図 5.5.1 に、円環の材料データを表 5.5.4 に、解析モデルの境界条件を図 5.5.2 に、解析モデルを図 5.5.3 に示す。

表 5.5.3 解析モデルの寸法

記号	材料	R[mm]	r[mm]	備考	
TR24.5-r2.5	錫	24.5	2.5	T5 試験体と同寸法	
TR34.5-r2.5		34.5			
TR44.5-r2.5		44.5			
LR24.5-r2.5	鉛	24.5		2.5	L5 試験体と同寸法
LR34.5-r2.5		34.5			
LR44.5-r2.5		44.5			

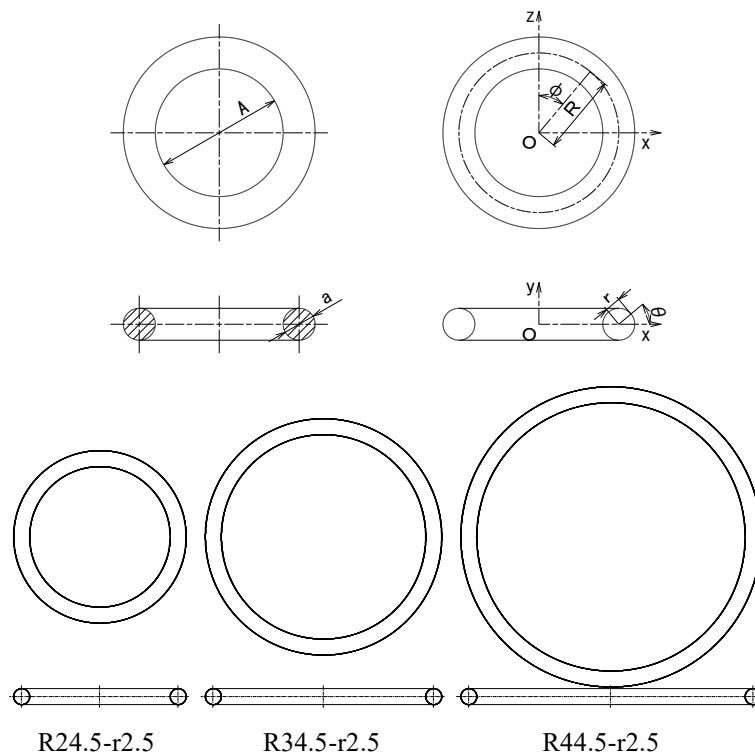


図 5.5.1 円環の主要な寸法

表 5.5.4 材料データ

名称	降伏応力 [MPa]	一次剛性 [MPa]	二次剛性 [MPa]
錫	35.0	6688	0.33
鉛	20.0	3653	0.20

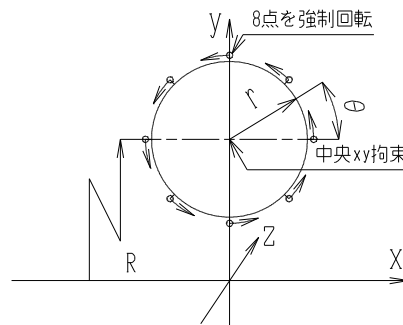


図 5.5.2 要素の境界条件

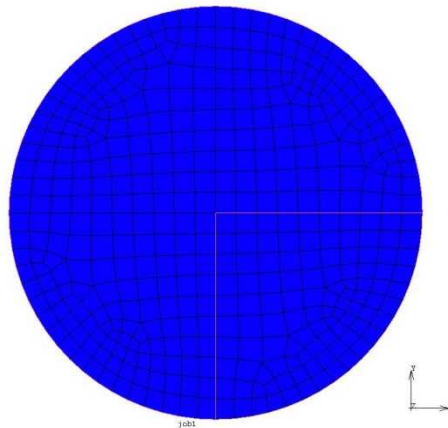


図 5.5.3 解析モデル

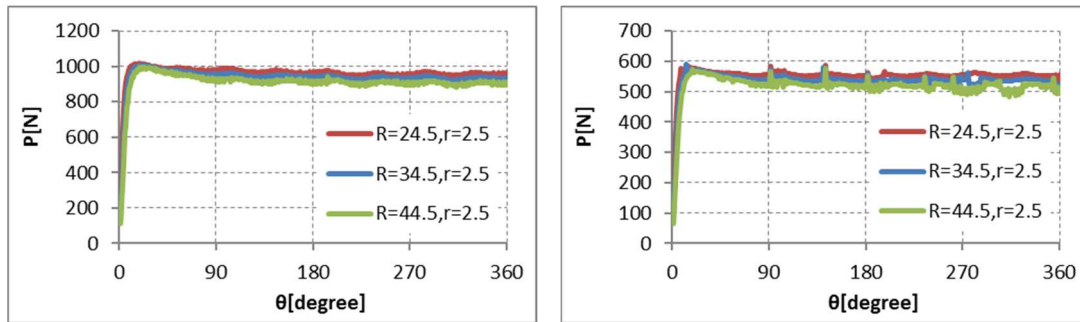
解析モデルは、試験に用いた円環と同形状の R34.5-r2.5 を中心に、R（大半径）の小さい R24.5-r2.5 と、R（大半径）の大きな R44.5-r2.5 である。解析モデルは大半径 R が異なるだけで、他の寸法は同じである。材料は錫と鉛で、素材試験の結果を元に、応力-ひずみ曲線をバイリニア化して用いた。要素モデルの境界条件は図 5.5.2 に示す通りである。図は円環の素線の断面を示しており、図の外周部 8 点の node に回転方向に強制変位を与えることで、円環の転動を再現している。強制変位は図の中央周りに 1° ごと 360step とした。なお、解析モデル全体が移動しないように、中央の node の xy 変位を拘束している。転動抵抗力は、強制変位を与えている 8 点の反力の接線成分の和より求める。

(2) 解析結果

解析の結果を表 5.5.5 及び図 5.5.4～図 5.5.6 に示す。なお、表 5.5.5 に示す抵抗力は、 10° から 360° までの平均値である。

表 5.5.5 解析結果

記号	材料	R[mm]	r[mm]	平均抵抗力 [N]	R34.5 に対する比
TR24.5-r2.5	錫	24.5	2.5	968	1.03
TR34.5-r2.5		34.5		944	1.00
TR44.5-r2.5		44.5		919	0.97
LR24.5-r2.5	鉛	24.5		556	1.03
LR34.5-r2.5		34.5		540	1.00
LR44.5-r2.5		44.5		523	0.97



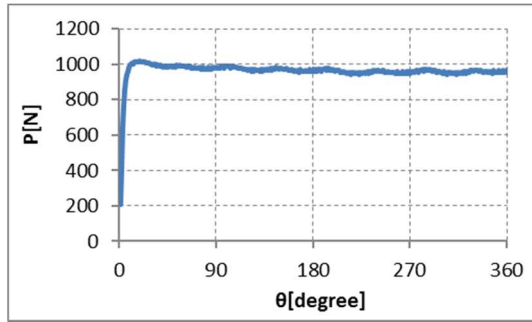
a) 錫 (T シリーズ)

b) 鉛 (L シリーズ)

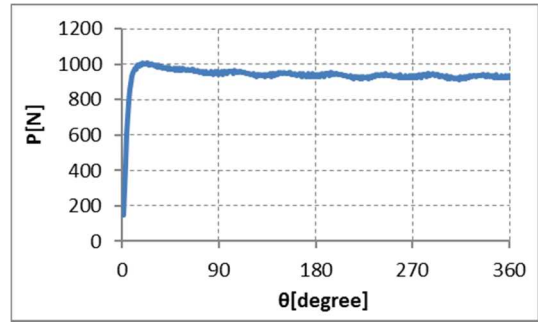
図 5.5.4 解析結果 (まとめ)

図 5.5.4 より、抵抗力と回転角の関係はほぼ一定であることが分かる。錫の平均抵抗力は 940[N]程度で、R34.5 と比較して R24.5 では 3%程度抵抗力が上がり、R44.5 では 3%程度抵抗力が低くなった。この抵抗力の変化は大半径 R の変化と比較して非常に小さい。一方、鉛の平均抵抗力は 540[N]程度で、R34.5 と比較して R24.5 では 3%程度抵抗力が上がり、R44.5 では 3%程度抵抗力が低くなった。鉛の傾向は錫と同様であり、大半径 R の変化に対して、抵抗力の変化は僅かであるといえる。

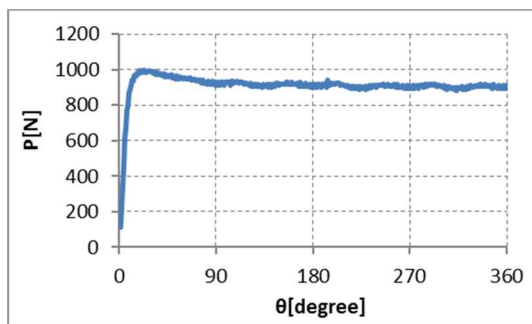
以上より、円環の転動抵抗力は大半径 R にはほとんど依存しないと言える。



a)TR24.5-r2.5

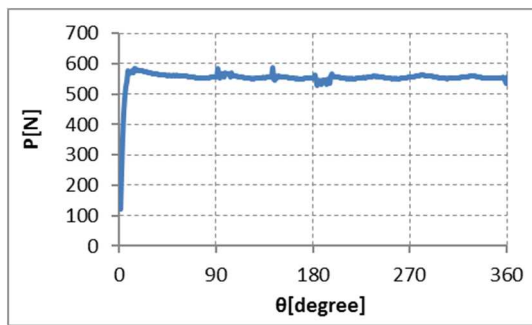


b)TR34.5-r2.5

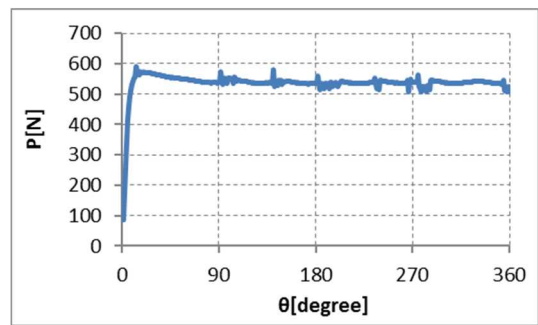


c)TR44.5-r2.5

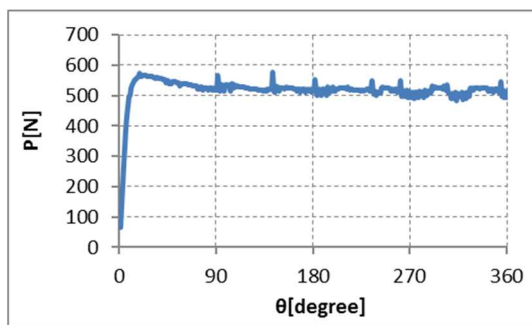
図 5.5.5 解析結果 (錫)



a)LR24.5-r2.5



b)LR34.5-r2.5



c)LR44.5-r2.5

図 5.5.6 解析結果 (鉛)

5.5.2. 円環の線径による性能の変化

(1) 解析条件

本項では円環の線径が変化した場合、転動抵抗力がどのように変化するかについて検討する。解析に用いたモデルの寸法を表 5.5.6 及び図 5.5.7 に、円環の材料データを表 5.5.7 に、解析モデルの境界条件を図 5.5.8 に、解析モデルを図 5.5.9 に示す。

表 5.5.6 解析モデルの寸法

記号	材料	R[mm]	r[mm]	備考
TR34.5-r2.5	錫	34.5	2.5	T5 試験体と同寸法
TR34.5-r3.5			3.5	T7 試験体と同寸法
TR34.5-r4.5			4.5	T9 試験体と同寸法
LR34.5-r2.5	鉛		2.5	L5 試験体と同寸法
LR34.5-r3.5			3.5	L7 試験体と同寸法
LR34.5-r4.5			4.5	L9 試験体と同寸法

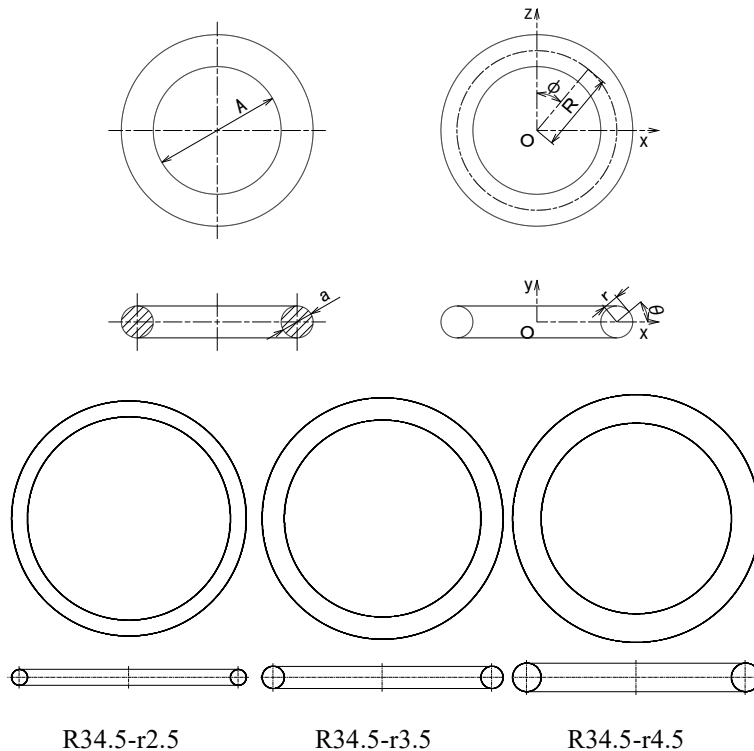


図 5.5.7 円環の主要な寸法

表 5.5.7 材料データ

名称	降伏応力 [MPa]	一次剛性 [MPa]	二次剛性 [MPa]
錫	35.0	6688	0.33
鉛	20.0	3653	0.20

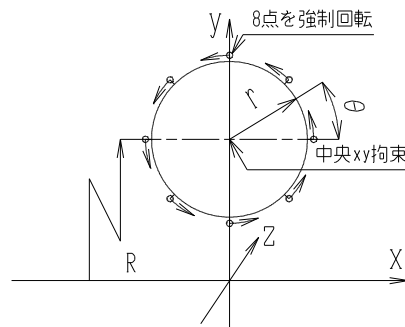


図 5.5.8 要素の境界条件

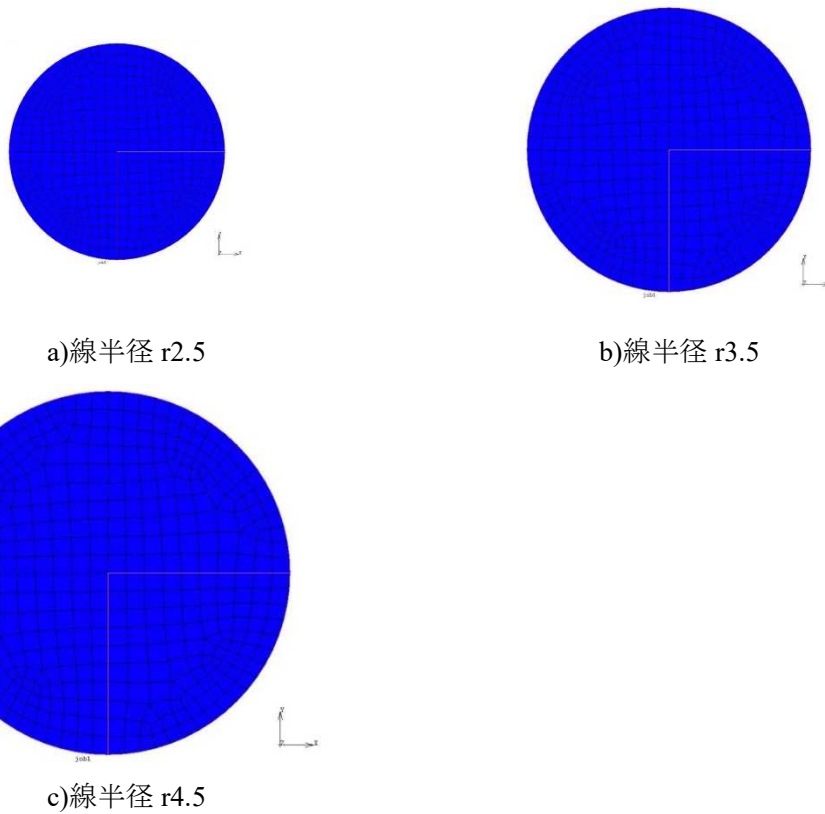


図 5.5.9 解析モデル

解析モデルは、試験に用いた形状と同様の 6 種類である。大半径 R は 34.5[mm]固定で、線半径 r は 2.5[mm], 3.5[mm], 4.5[mm]の 3 種類とした。材料は錫と鉛で、素材試験の結果を元に、応力-ひずみ曲線をバイリニア化して用いた。要素モデルの境界条件は図 5.5.8 に示す通りである。図は円環の素線の断面を示しており、図の外周部 8 点の node に回転方向に強制変位を与えることで、円環の転動を再現している。強制変位は図の中央周りに 1° ごと 360step とした。なお、解析モデル全体が移動しないように、中央の node の xy 変位を拘束している。転動抵抗力は、強制変位を与えている 8 点の反力の接線成分の和より求める。

(2) 解析結果

解析の結果を表 5.5.8 及び図 5.5.10～図 5.5.12 に示す。なお、表 5.5.8 に示す抵抗力は、 10° から 360° までの平均値である。

表 5.5.8 解析結果

記号	材料	R[mm]	r[mm]	平均抵抗力 [N]	R34.5 に対する比
TR34.5-r2.5	錫	34.5	2.5	944	1.00
TR34.5-r3.5			3.5	1898	2.01
TR34.5-r4.5			4.5	3176	3.36
LR34.5-r2.5	鉛		2.5	540	1.00
LR34.5-r3.5			3.5	1090	2.02
LR34.5-r4.5			4.5	1829	3.39

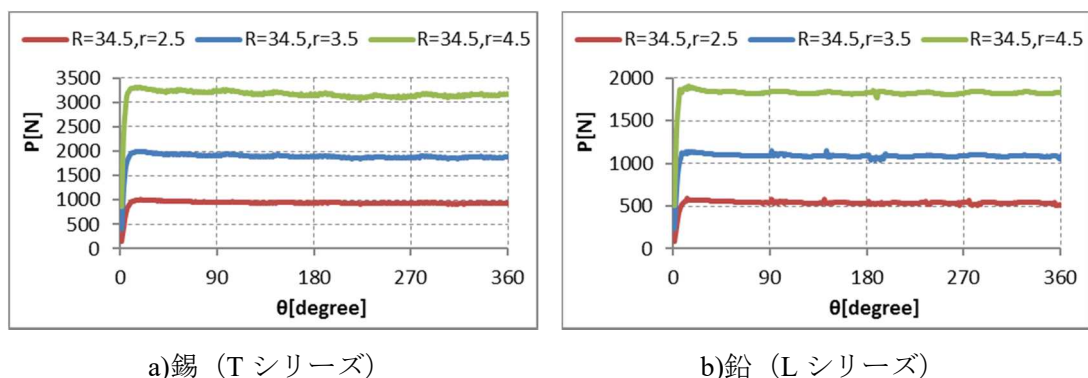


図 5.5.10 解析結果 (まとめ)

図 5.5.10 より、線半径 r が変化すると転動抵抗力が大きく変化することが分かる。 $r2.5$ を基準にとると、 $r3.5$ では抵抗力が約 2.0 倍、 $r4.5$ では抵抗力が約 3.4 倍になっている。この傾向は錫、鉛共にほぼ同様である。ここで理論式（簡略式）を見てみると、円環の転動抵抗力は、線半径 r の二乗に比例することが分かる。なお、本試験では円環にすべり止めを被覆していないことから、 $r_{roll} = r$ である。

$$F_{torus_rotation} = \frac{4}{3r_{roll}} \pi r^3 \sigma_y \quad (5.5)$$

- $F_{torus_rotation}$: 円環の転動抵抗力 [N]
 σ_y : 降伏点 [MPa]
 r_{roll} : すべり止め材も含めた線半径 [mm]
 r : 円環の線半径 [mm]

線半径 r の二乗を取ると、 $(2.5^2:3.5^2:4.5^2) = (1.00:1.96:3.24)$ であり、表 5.5.8 で求めた比とほぼ等しいことが分かる。

以上より、円環の転動抵抗力は線半径 r の二乗に比例すると言える。

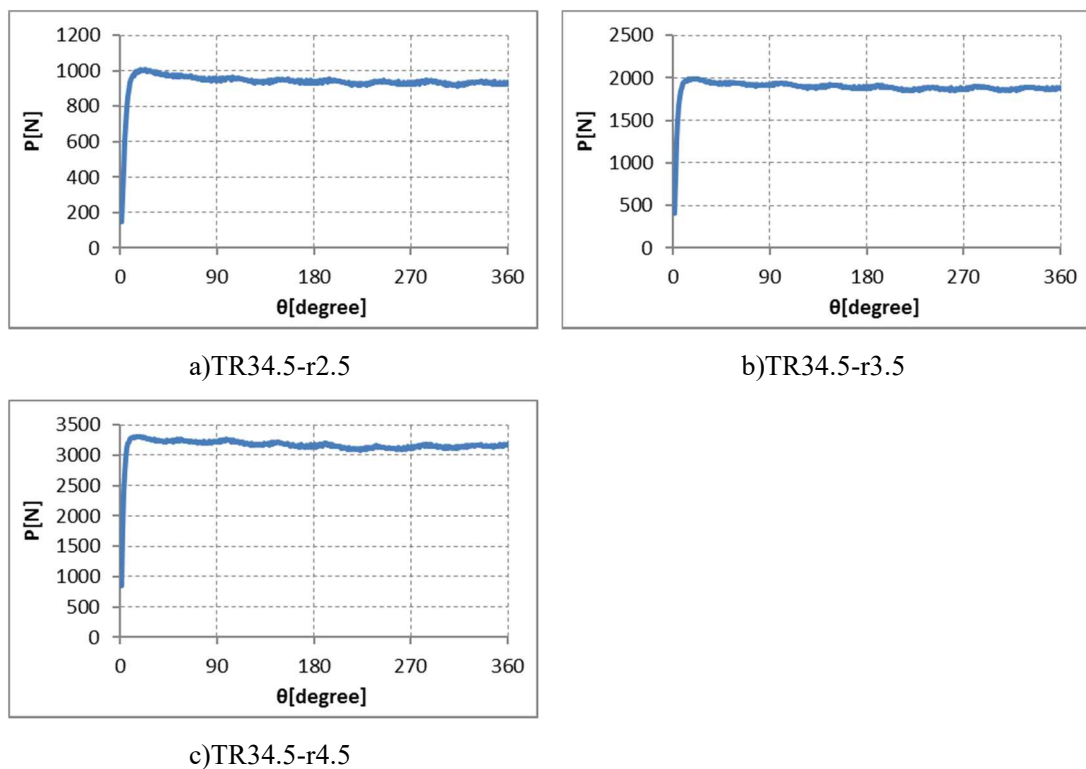
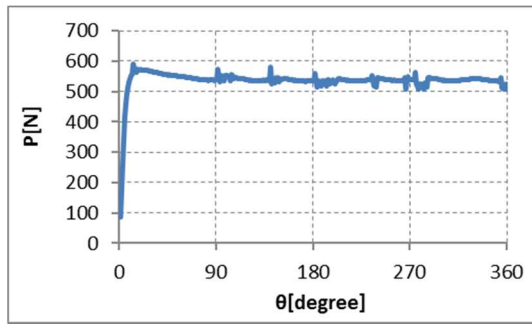
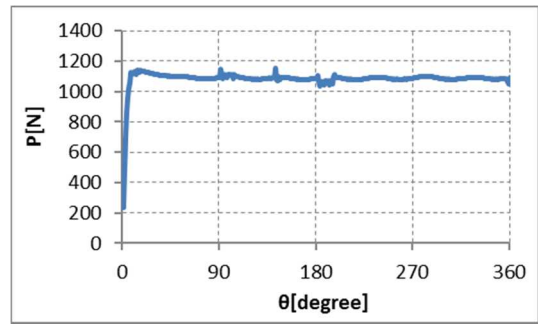


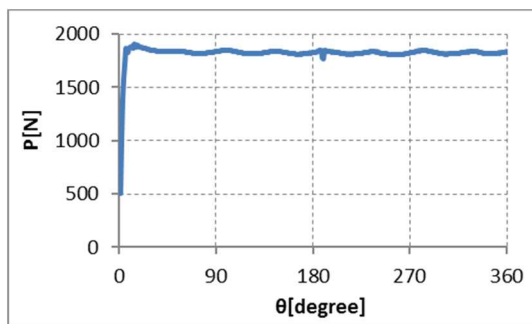
図 5.5.11 試験結果（錫）



a)LR34.5-r2.5



b)LR34.5-r3.5



c)LR34.5-r4.5

図 5.5.12 試験結果 (鉛)

5.6. 試験値・解析値を用いた理論式の検証

錫や鉛を円環に用いたダンパーの理論式を 5.2 節で、試験の結果を 5.3 節および 5.4 節で、汎用の有限要素プログラムを用いて検討した結果を 5.5 節で示した。それぞれの条件を適切に設定した場合、理論式・試験値・解析値は同じ結果を示すはずである。本節では理論式、試験結果、FEM 数値解析を並べて示すことで、理論式の妥当性を確認する。

5.6.1. 噛合い型円環ダンパーの理論式の検証

(1) 理論式

噛合い型円環ダンパーの理論式を再掲する。

(5.7)式及び(5.20)式より

$$\begin{aligned}
 F_{torus} &= F_{torus_rotation} + F_{plastic_deformation} \\
 &= \frac{2\pi R\sigma_y}{r_{roll}} \left(R^2 \arcsin\left(\frac{r}{R}\right) - r\sqrt{R^2 - r^2} \right) \\
 &\quad + \frac{H_{torus} \cdot G}{D} \sum \left[8.985 \cdot \left[t_{depth} - 2.5 \left\{ 1 - \cos\left(\sin^{-1}\left(\frac{L_i}{2.5}\right)\right) \right\} \right]^2 \right. \\
 &\quad \left. + 5.855 \cdot \left[t_{depth} - 2.5 \left\{ 1 - \cos\left(\sin^{-1}\left(\frac{L_i}{2.5}\right)\right) \right\} \right] \right] \cdot L_i \quad (5.21)
 \end{aligned}$$

F_{torus}	: 円環ダンパーの減衰力 [N]
$F_{torus_rotation}$: 円環の転動抵抗力 [N]
$F_{plastic_deformation}$: ゴムによって付加される転動抵抗力 [N]
R	: 円環の大半径 [mm]
σ_y	: 降伏点 [MPa]
r_{roll}	: すべり止め材も含めた線半径 [mm]
r	: 円環の線半径 [mm]
H_{torus}	: 円環とねじの関係における硬さ
G	: 重力加速度 [m/s ²]
D	: ねじの隙間[mm]
L_i	: i 番目のねじの頂点から円環中心までの水平距離 [mm]
t_{depth}	: 噛合い深さ[mm]

(2) 試験結果（抜粋再掲）

試験結果の抜粋を表 5.6.1 及び図 5.6.1 に示す。

表 5.6.1 試験結果（まとめ）

記号	噛合い深さ [mm]	抵抗力 [N]	最大変位 [mm]	回転量
T12n_1.5Nm	0.63~0.90	600-1450	192	6 回転
T12n_25%	0.63	500-800	70	2 回転
T12n	0.35 程度	500-600	35.2	1 回転弱

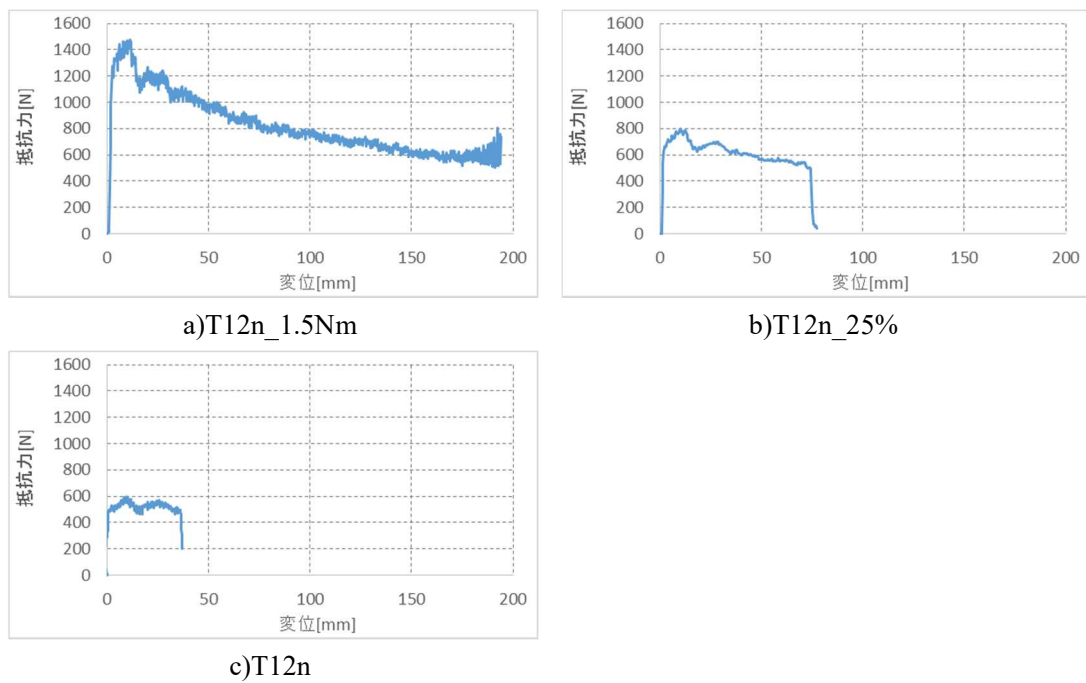


図 5.6.1 試験結果（抜粋）

(3) 理論式の検証

試験形状に合わせた理論式の値を表 5.6.2 に、試験結果と理論式によって求めた値を表 5.6.3 に示す。

表 5.6.2 理論式的主要係数と理論値

記号	R [mm]	r [mm]	σ_y [MPa]	H_{torus}	t_{depth} [mm]	$F_{torus\ rotation}$ [N]	$F_{plastic\ deformation}$ [N]	F_{torus} [N]
T12n_1.5Nm	23	2.5	20	3.67	0.75	525	792	1317
T12n_25%					0.63	525	351	876
T12n					0.35	525	87	612

表 5.6.3 試験結果と理論値の比較

記号	試験値 [N]	理論値 [N]
T12n_1.5Nm	1450	1317
T12n_25%	800	876
T12n	600	612

表 5.6.2 より、噛合い型ダンパーは噛合い深さ t_{depth} が大きくなると、塑性変形による抵抗力が大きくなることが確認できる。噛合い深さが 0.75[mm]の場合、塑性変形による抵抗力は転動抵抗力よりも大きくなることが確認できる。試験では、初期に抵抗力が大きく、転がるとともに抵抗力が低くなっていたのは、この塑性変形による負荷抵抗力の増減によるものであると考えられる。

表 5.6.3 より、理論式によって求めた値は試験値とほぼ一致していることが分かる。理論値は円環の転動抵抗力 $F_{torus, rotation}$ と噛合いによる塑性変形による抵抗力 $F_{plastic, deformation}$ の和である。円環の塑性変形による抵抗力は 5.3.2(4)の考察で記したように、滑りが生じる寸前にほぼゼロになっていると考えられる。試験結果より滑る寸前の抵抗力を読み取ると、500[N]程度であり、表 5.6.2 に示す円環の転動抵抗力 $F_{torus, rotation}$ と一致することが分かる。円環ダンパーの減衰力 F_{torus} と理論値が一致しており、かつ、円環の転動抵抗力の理論値と試験値が一致していることから、これらの差である塑性変形による抵抗力も試験値と理論値が一致しているもの

と考えられる。

5.6.2. 摩擦型円環ダンパーの理論式の検証

(1) 理論式

摩擦型円環ダンパーの理論式を再掲する。

$$F_{torus} = F_{torus_rotation} + F_{rubberhysloss}$$

$$= \frac{2\pi R\sigma_y}{r_{roll}} \left(R^2 \operatorname{asin} \left(\frac{r}{R} \right) - r\sqrt{R^2 - r^2} \right) + \alpha_i \cdot \beta^2 \cdot \frac{\pi^2 R E_1 \sqrt{2rt_{push} - t_{push}^2}}{8(1 - \nu_1^2)^2} \quad (5.6)$$

F_{torus}	: 円環の転動によって生じる抵抗力の総和 [N]
$F_{torus_rotation}$: 円環の転動抵抗力 [N]
$F_{rubberhysloss}$: ゴムによって付加される転動抵抗力 [N]
R	: 円環の大半径 [mm]
σ_y	: ひずみ速度・温度依存性を考慮した降伏応力 [MPa]
r_{roll}	: すべり止め材も含めた線半径 [mm]
r	: 円環の線半径 [mm]
α_i	: ゴムのヒステリシスロス係数
β	: ゴムの厚さとめり込み深さに応じて乗じる係数
E_1	: ゴムのヤング率 [MPa] ^[5.2] (=10MPa)
t_{push}	: ゴムのめり込み深さ [mm]
ν_1	: ゴムのポアソン比 ^[5.2] (=0.49)

(2) 試験結果（抜粋再掲）

試験結果の抜粋を表 5.6.4 及び図 5.6.2 に示す。なお、錫の試験結果は、転動していないデータを含んでいることから、鉛の試験結果についてのみ比較する。

表 5.6.4 試験結果まとめ

記号	材料	線半径 r [mm]	円環 1 個あたりの抵抗[N]
L5	鉛	2.5	900
L7		3.5	2000
L9		4.5	6000

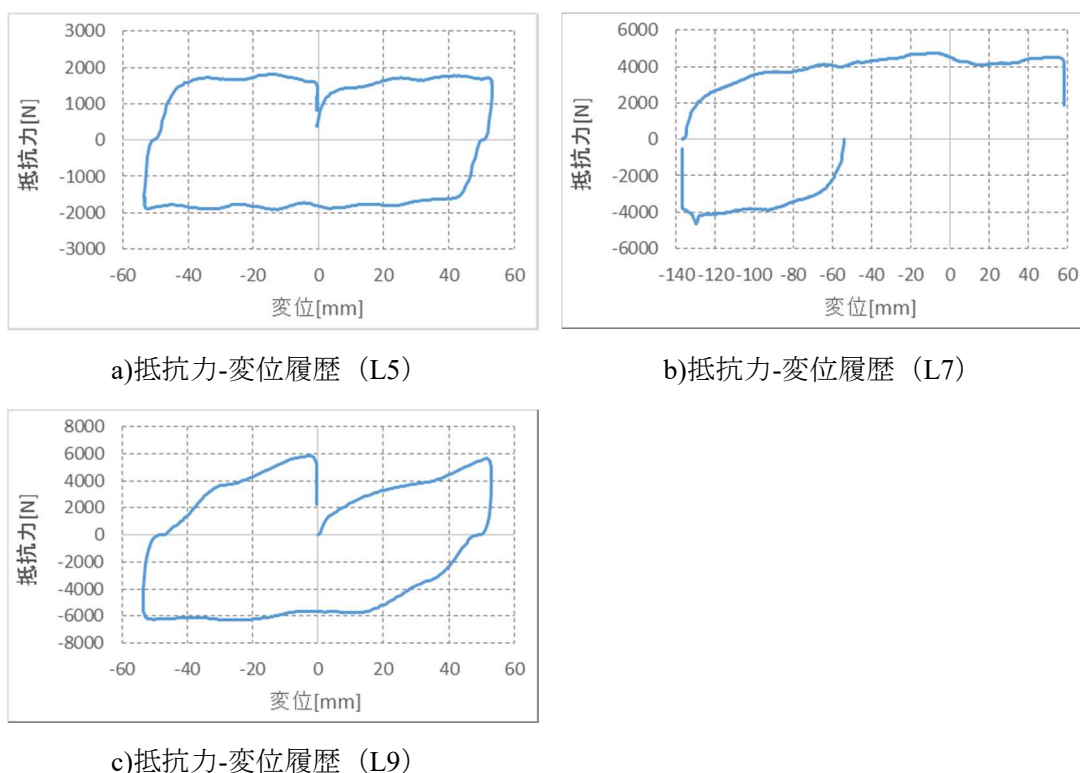


図 5.6.2 試験結果 (抜粋)

(3) 解析

5.5 節では、有限要素プログラムを用いて円環の転動抵抗カの検討を行った。その結果、円環の転動抵抗カの理論式と、解析結果がよく一致することが確認できた。一方で、円環を転動させるためには転動抵抗カよりも摩擦力 (接線転動力) が大きい必要である。錫や鉛を材料とした円環と、鋼製のシャフト・シリンダの接触ではこの摩擦力を確保することが難しい。このため、錫や鉛を円環に用いた摩擦型の円環ダンパーではシャフトやシリンダにゴムを貼り付け、接触条件を改善している。

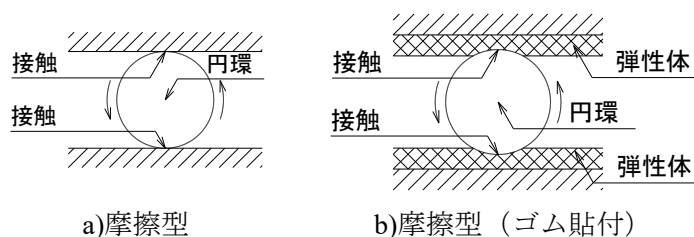


図 5.6.3 接触部の接線転動力伝達機構

接触部にゴムが介在する場合、ゴムの圧縮によるヒステリシスロスが生じる。従って、円環ダンパー全体の抵抗カは、円環の転動抵抗カとゴムのヒステリシスロスの和になる。

そこで、解析モデルにおいて円環だけでなく、ゴムについてもモデル化し、理論式・試験値との比較を可能とする。

有限要素プログラムには MSC Software Corporation 製の一般弾塑性プログラム MARC を用いた。有限要素プログラムの詳細を表 5.6.5 に示す。解析は材料非線形解析とし、軸対称モデル、平面ひずみ四辺形要素を用いた。解析に採用した要素の詳細を表 5.6.6 に示す。

表 5.6.5 有限要素プログラム

名称	MARC
販売元	MSC Software Corporation
解析範囲	線形解析, 非線形解析, 接触解析, 動解析, 熱伝導解析, 流体解析等
バージョン	MARC2014.r2

表 5.6.6 解析要素

解析条件	非線形解析
材料	弾塑性モデル
構造体	軸対称構造体
要素	平面ひずみ要素
1 要素の節点数	4 節点

1) 解析条件

解析に用いたモデルの寸法を表 5.6.7 及び図 5.6.4 に、円環の材料データを表 5.6.8～表 5.6.9 に、解析モデルの境界条件を図 5.6.5 に、解析モデルを図 5.6.6 に示す。

表 5.6.7 解析モデルの寸法

記号	材料	R[mm]	r[mm]	備考
GLR34.5-r2.5	鉛	34.5	2.5	L5 試験体と同寸法
GLR34.5-r3.5			3.5	L7 試験体と同寸法
GLR34.5-r4.5			4.5	L9 試験体と同寸法

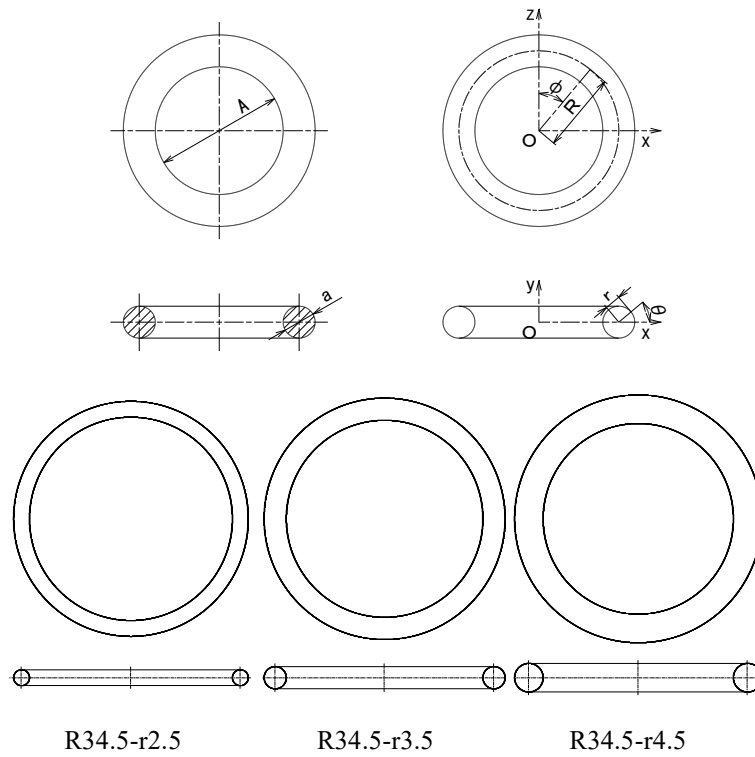


図 5.6.4 円環の主要な寸法

表 5.6.8 材料データ (鉛)

真ひずみ ε_t	真応力 σ_t [MPa]
0.0000	0.00
0.0021	7.58
0.0182	13.49
0.0480	17.20
0.0871	19.87
0.2104	23.85
0.3000	26.74

表 5.6.9 材料データ (天然ゴム)

名称	硬度 [°]	一次剛性 [MPa]
天然ゴム	65	10

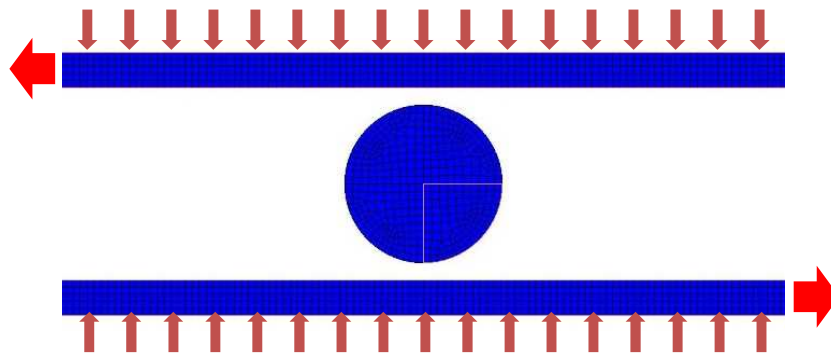


図 5.6.5 要素の境界条件

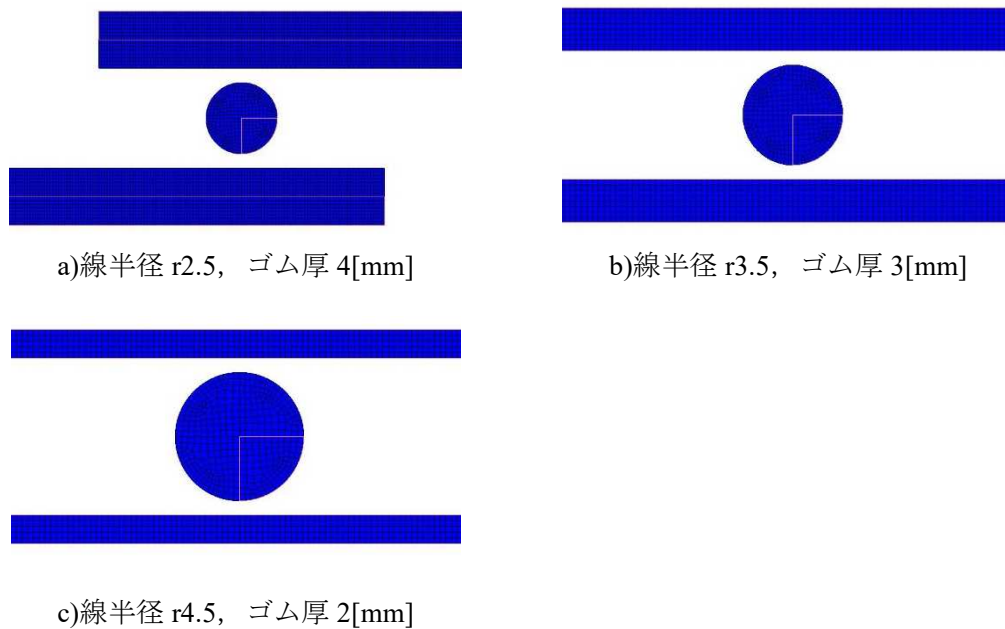


図 5.6.6 解析モデル

解析モデルは、鉛の円環ダンパー試験に用いた3形状である。大半径 R は 34.5[mm]固定で、線半径 r は 2.5[mm], 3.5[mm], 4.5[mm]の3種類とした。ゴムのヒステリシスロスを確認するため、ゴムをモデル化した。ゴムの厚みは $r2.5$ が 4[mm], $r3.5$ が 3[mm], $r4.5$ が 2[mm]である。このゴム厚は試験に用いたゴムの厚みと一致している。材料は、素材試験の結果を元に、直線近似した。要素モデルの境界条件は図 5.6.5 に示す通りである。図に示す円は、円環の素線の断面であり、円の上下にある長方形はシャフト及びシリンダに貼付したゴムである。解析では、最初に上下のゴム板が円環に対して近づくように垂直 (y 軸方向) に移動し、円環に垂直抗力を加える。円環の反対面のゴム板の境界は xy 方向に拘束されており、ゴムは円環に押しつぶされる形で圧縮応力を受ける。この時

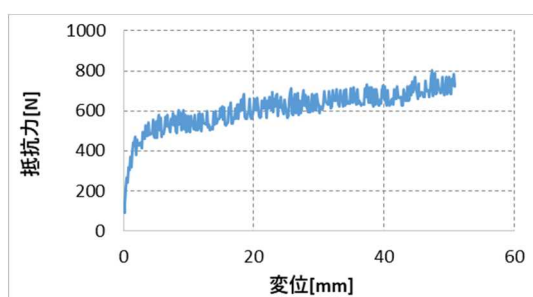
のめり込み深さ（つぶし量）は、試験の寸法計測の結果より、1.4[mm]（片側 0.7[mm]）を用いている。垂直（y 軸）方向への強制変位が終わった後、ゴムを拘束している境界を水平（x 軸）方向に強制変位させる。シャフト側（下側）のゴムは右側に移動し、シリンダ側（上側）のゴムは左に移動する。転動抵抗力は、強制変位を与えている node の反力の水平成分の和より求める。

2) 解析結果

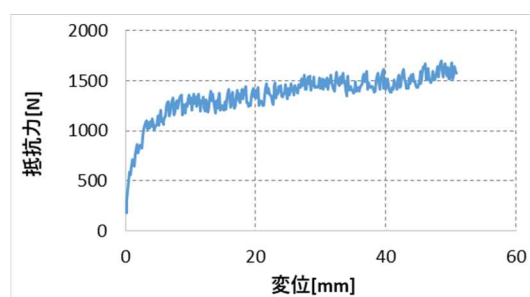
解析の結果を表 5.6.10 及び図 5.6.7 に示す。

表 5.6.10 解析結果

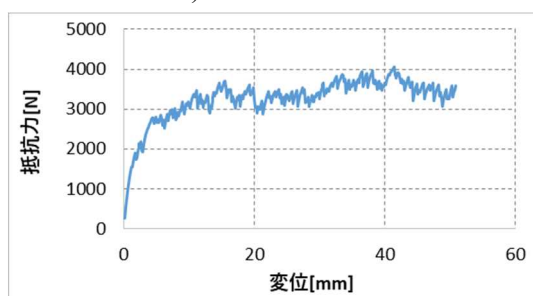
記号	材料	R[mm]	r[mm]	最大抵抗力 [N]	R34.5 に対する比
GLR34.5-r2.5	鉛	34.5	2.5	800	1.00
GLR34.5-r3.5			3.5	1600	2.02
GLR34.5-r4.5			4.5	4000	3.39



a) GLR34.5-r2.5



b) GLR34.5-r3.5



c) GLR34.5-r4.5

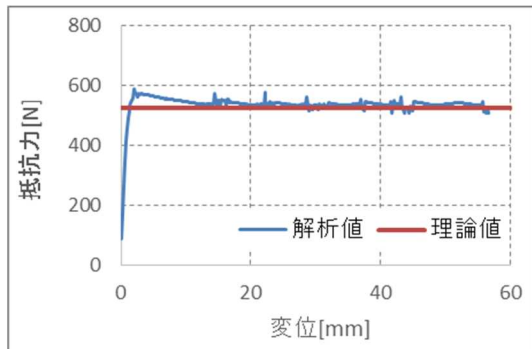
図 5.6.7 解析結果（まとめ）

(4) 理論式の検証

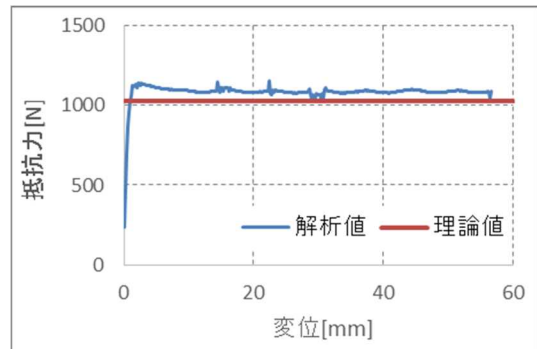
試験形状に合わせた理論式の値を表 5.6.11 に示す。設計式にそれぞれの条件値を代入した結果と、解析の結果を表 5.6.11 及び図 5.6.8～図 5.6.9 に示す。なお、試験に用いた円環の数量（線半径 $r=2.5$ と $r=3.5$ は 2 個、 $r=4.5$ は 1 個）に合わせるため、図 5.6.9 における線半径 $r=2.5$ 及び $r=3.5$ の解析値、及び理論値の値は 2 倍している。

表 5.6.11 理論式の主な係数と理論値

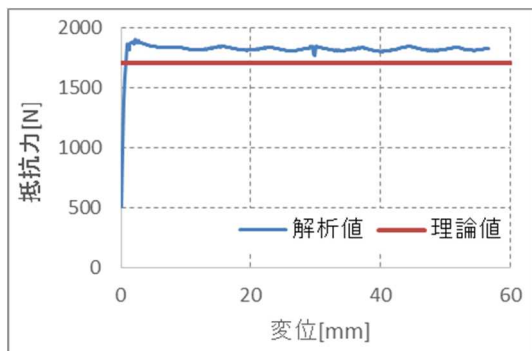
記号	R [mm]	r [mm]	σ_y [MPa]	α_i	β	t_{push} [mm]	$F_{torus_rotation}$ [N]	$F_{rubber_hysloss}$ [N]	F_{torus} [N]
L-5	34.5	2.5	20	0.10	1.91	0.7	524	99	623
L-7		3.5		0.10	2.63		1029	139	1168
L-9		4.5		0.15	4.67		1705	519	2224



線半径 $r=2.5$ (鉛)

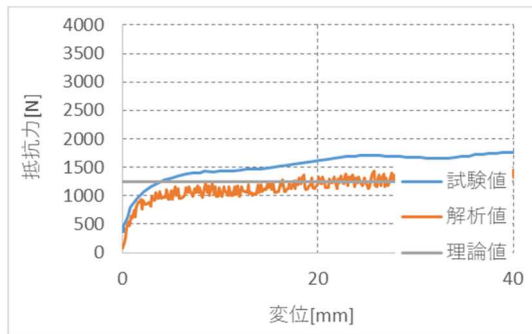


線半径 $r=3.5$ (鉛)

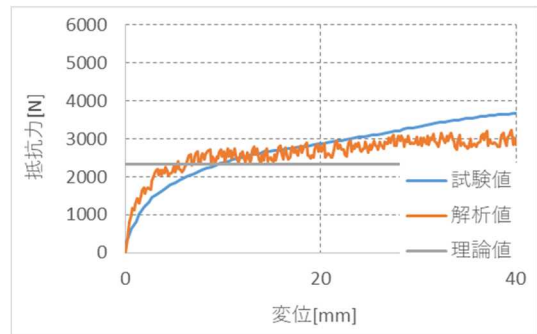


線半径 $r=4.5$ (鉛)

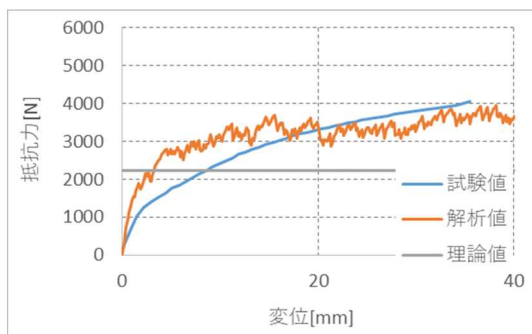
図 5.6.8 理論値の検証 (円環のみ)



線半径 $r=2.5$ (鉛)



線半径 $r=3.5$ (鉛)



線半径 $r=4.5$ (鉛)

図 5.6.9 理論値の検証 (円環+ゴムのヒステリシスロス)

図 5.6.8 より、円環の転動抵抗力の解析値と理論値はほぼ一致しており、理論式第一項の妥当性が確認できた。また、円環の転動抵抗力にゴムのヒステリシスロスを加算したもの (図 5.6.9) もほぼ一致することを確認できた。ただし、 r が大きくなるほど、理論式と試験結果の差が大きくなる傾向がある。これは、円環の線径が大きくなると、ゴムシートに生じる応力が大きくなる反面、ゴムシートの厚みが薄くなっているため、応力の処理が十分行えていないためであると考えられる。

5.7. まとめ

本章では錫や鉛を円環に用いたダンパーの設計方法、性能試験、FEM 数値解析について検討を行った。得られた主要な内容は以下の通りである。

5.2 節では錫や鉛を円環に用いたダンパーの理論式について示した。円環の力学モデルは接触部の条件に応じて異なり、接触部にメカニカルな噛合いを用いる噛合い型ダンパーと、接触部に摩擦を用いる摩擦型ダンパーについて検討した。

5.3 節では噛合い型円環ダンパーの性能試験について示した。噛合い型円環ダンパーはシャフトやシリンダに全ねじを用い、全ねじの凹凸を円環の表面に転写することで噛合いを形成し、円環を転動させる方式である。全ねじの数量や噛合いの深さを変化させることで、円環を転動させることが可能であることを確認したが、円環と全ねじの接触部が転動と共にだんだんくびれていき、やがてすべりを生じるという問題が生じた。この問題を解決するためには、シャフトやシリンダと円環の接触部を大きくする必要があると分かった。

5.4 節では摩擦型円環ダンパーの性能試験について示した。摩擦型円環ダンパーは噛合い型の欠点であったシャフトとシリンダの接触部を置き換えたもので、シャフトと円環の接触部及びシリンダと円環の接触部のせん断抵抗機構を摩擦力によって得るモデルである。円環の転動抵抗力よりも摩擦力が大きくなるように、シャフトとシリンダに天然ゴムを貼付した。この結果、円環を転動させることが可能となった。円環の材料には錫と鉛を用意し、材料による抵抗力の変化を観察した。また、3 種類の異なる線径の円環も用意し、変化を観察した。試験の結果、鉛と比較して錫のほうが大きな抵抗力が得られる、線半径の増大とともに抵抗力も増大する、という結論を得た。

5.5 節では円環ダンパーの転動抵抗力について、汎用有限要素プログラムを用いて検討した。解析は材料非線形解析とし、軸対称モデル、平面ひずみ四辺形要素を用いた。検討の結果、円環の大半径の変化に伴う抵抗力の変化は僅かである、円環の抵抗力は理論式（簡易式）との比較よりほぼ円環の線径の二乗と比例関係にある、という結論を得た。

5.6 節では試験の結果や FEM 数値解析の結果と、理論式の整合性について確認した。噛合い型円環ダンパーは理論式によって求めた値と試験値の間に 2 割程度の差異はあるものの傾向は一致しており、抵抗力の予測が可能であるといえる。摩擦型円環ダンパーの理論式は、円環の転動抵抗力とゴムのヒステリシスロスの和で構成されている。円環の転動抵抗力を表す理論式は、FEM 数値解析の結果をほぼ正確に評価できており、理論式の妥当性が確認できた。また、ゴムのヒステリシスロスを含めた摩擦型円環ダンパーの理論式も試験結果とほぼ一致しており、理論式の妥当性が確認できた。

錫や鉛を用いた円環ダンパーは、大きな減衰力と長いストロークの両立を目指したものである。試験によって求めたダンパーの減衰力は、噛合い型、摩擦型共に理論式と概

ね一致し、その大きさは円環 1 個あたり、0.5~3[kN]であった。円環を複数本用いることで、目標の 2[kN]を超える条件もあり、減衰力は十分目標に達しているといえる。以上より、目標の減衰力を達成することができたと共に、理論式の妥当性も確認できた。

一方、円環の無限転動機構を活かしてある程度のストロークを確保することはできたが、転動する過程で塑性変形を生じるため、初期の形状を保持することが難しく、目標の 10[m]に大きく届かない 1.2[m]程度のストロークにとどまった。

錫や鉛を用いた円環ダンパーでは、円環を転動させることが可能な接線転動力（摩擦力）を得るには、大きな垂直抗力が必要であるが、垂直抗力が大きすぎると円環に局所的な塑性変形が生じてしまうという難しさがある。長いストロークに対応するためには、円環の形状と、円環の接触部の最適な関係を導き出す必要があると考えられる。しかし一方で、本研究は長いストロークを持つダンパーを開発の目標としているが、短いストロークに適した用途も考えられる。従って、長いストロークが達成できないことが確認されたが、まとめた研究の内容は今後の開発に活かし得ると考える。

参考文献

- [5.1] 田中久一郎，摩擦のおはなし，一般財団法人日本規格協会，p68，1985年3月
- [5.2] 丸山健司，力学試験と熱分析による緩衝ゴムの性能評価及び材料設計についての検討，東京都市大学，修士論文，p6，2007年3月
- [5.3] JIS Z 2244：2009 ビッカース硬さ試験-試験方法，日本工業規格，2009

6章 ゴムを用いた円環ダンパー

6章 ゴムを用いた円環ダンパー

6.1. はじめに

本論文で提案しているダンパーは、2章ですでに述べている通り、円環の回転を利用している。円環の材料としてゴムを採用する場合、一般にシール材として汎用されている市販の「Oリング」を利用できる。本章では主に円環としてOリングを用いて構成したモデルについて検討する。このダンパーの構成を図6.1.1(a)に、ダンパーの取り付けイメージを図6.1.1(b)示す。シャフトはOリングの内側に位置する部材で、シャフトの一端を構造体に留め付ける。シリンダはOリングの外側に位置する部材で、シャフトと反対側の一端を構造体に留め付ける。シャフトを留め付けた構造体と、シリンダを留め付けた構造体の間に相対変位が生じると、この変位はシャフトとシリンダの相対変位として伝わり、シャフトとシリンダの間に挟まれたOリングをその線径の中央円を中心に回転させることとなる。ゴムを用いた円環ダンパーは、このときに生じる回転抵抗を減衰として利用するものである。

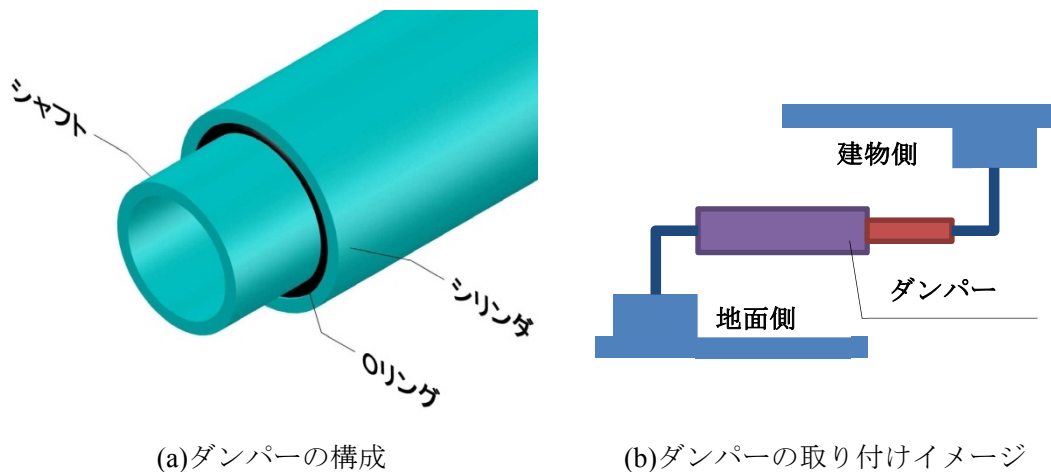


図 6.1.1 ゴムを用いた円環ダンパーの構成

本章では、ゴムを用いた円環ダンパーの構成方法、性能試験、FEM 数値解析について調査する。

6.2 節ではゴムを用いた円環ダンパーの構成方法を提案する。2章で提案した理論式を用い、ゴムを用いた円環ダンパーの理論式を作成する。

6.3 節ではゴムを用いた円環ダンパーの試験を行い、減衰力を計測する。試験では、ゴムの種類や硬さ、シャフトとシリンダの隙間の大きさなどの物理量の違いによる減衰力の違いについて調査する。また、繰り返しや、温度、速度に対する減衰力の影響についても調査する。

6.4 節ではゴムを用いた円環ダンパーのFEM 解析を行う。ただし、ゴム材料は構成則

におけるパラメータが多く非線形性が強いため、大変形領域において試験値との比較をすることが難しい。6.4 節では微小変形領域におけるひずみの分布などについて比較検討を行う。

6.5 節では 6.2～6.4 節で検討した理論式・試験値・解析値の整合性について調べる。

6.6 節ではゴムを用いた円環ダンパーについて、得られた知見のまとめを行う。

6.2. ゴムを用いた円環ダンパーの構成と力学モデル

6.2.1. ゴムを用いた円環ダンパーの構成

円環ダンパーの基本的な構成を図 6.2.1 に示す。円環の材料としてゴムを採用したダンパーにおいて、ゴムの円環を確実に回転させるための接線転動力（摩擦力）を得るために、ゴムの円環をシャフトとシリンダで押しつぶして密着させる必要がある。このようにシャフトやシリンダの隙間を小さくして、ゴムの円環に圧力をかけながら密着させることを「圧着」と呼ぶこととする。ゴムの円環には、回転によって生じるリング方向の伸縮変形と、シャフトとシリンダで円環を圧着させることによって生じる伸縮変形が強制される。

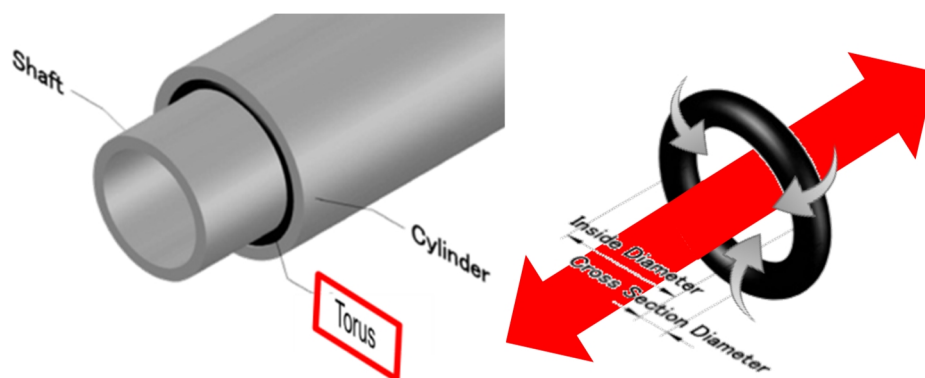


図 6.2.1 円環ダンパーの基本的な構成

円環にゴムを用いた場合と金属材料を用いた場合の比較を表 6.2.1 に示す。

表 6.2.1 円環にゴムを用いた場合と金属材料を用いた場合の比較

	一般的なダンパー (オイルダンパー)	円環ダンパー	
		金属材料	ゴム
減衰力	○ 大きい	○ 大きい	△ 小さい
温度依存性	○ 小さい	○ 小さい	△ 大きい
繰り返し依存性	○ 小さい	△ 大きい	○ 小さい
製作精度	× 許容が小さい	△ 許容が小さい	○ 許容が大きい
コスト	× 高い	○ 安い	○ 安い

円環にゴムを用いる最大の利点は、製作精度を吸収できることにある。一般的に用いられているオイルダンパーや、本研究で提案している金属を円環に用いたダンパーは、小さな製作誤差しか許容できないため、加工にかかる費用が大きくなる傾向がある。これに対して、円環にゴムを用いた場合、ゴムの有する大きな弾性変形能力によって製作誤差を吸収することが可能である。これによって、ダンパーのコストを低減できると考えている。

円環ダンパーは、円環を転動させて減衰力を得るものである。円環を転動させるための形状は、複数考えられる。本論文では代表的な形状として閉鎖型と開放型を提案する。開放型はシリンダの円筒を分割した形状である。従って、ゴムの円環には適切にシャフトとシリンダに圧着されるための圧縮力が必要である。本論文では分割されたシリンダを締め付けるバンドを用いた C 型と、シリンダ外縁部にフランジ状の張り出しを設け、一对の張り出し部をボルトより締め付ける Ω 型を提案している。開放型のシリンダ断面に切れ目があり、ゴムの円環の外側 2 か所に接しない部分がある。閉鎖型の試験体の例を図 6.2.2 に、開放 C 型の例を図 6.2.3 に、開放 Ω 型の例を図 6.2.4 に示す。

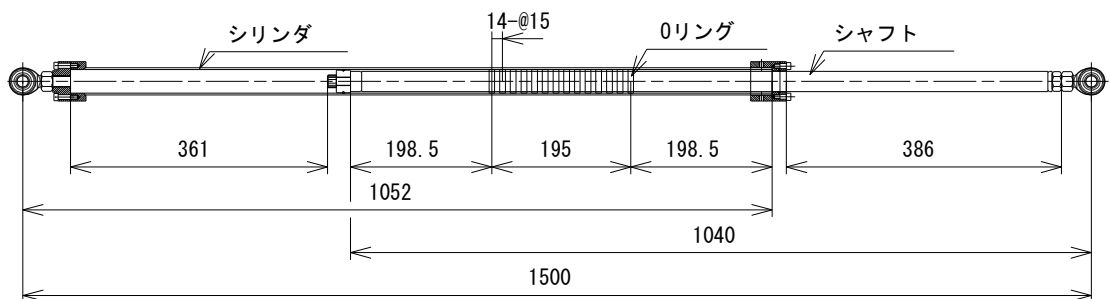


図 6.2.2 円環ダンパー 閉鎖型の例

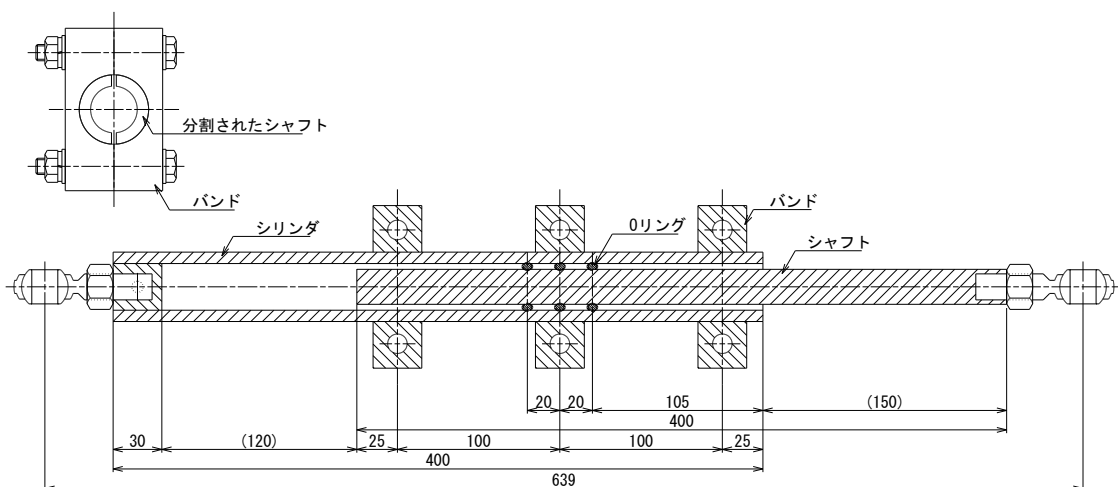


図 6.2.3 円環ダンパー 開放 C 型の例

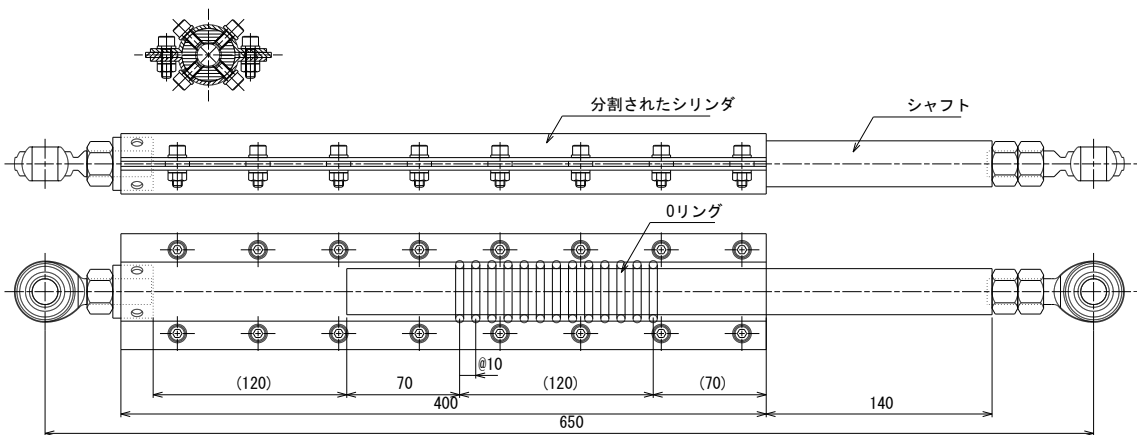


図 6.2.4 円環ダンパー 開放Ω型の例

閉鎖型（O型）はシリンダとして円筒を用い切れ目がなく、ゴムの円環の外側全面で接する。シャフトに装着したときのゴムの円環の外径は、シリンダの内径よりも若干小さくなっており、シリンダ挿入時に圧着（圧縮力が発生）されるように工夫している。

開放型は閉鎖型と比較して、①ゴムの円環に生じる圧縮応力が逃げる傾向にある、②製作が容易、③メンテナンスが容易という特徴がある。以下にそれぞれの特徴について詳細に述べる。

① ゴムの円環に生じる圧縮応力

円環ダンパーはゴムの円環の転動抵抗力を利用するため、ゴムの円環の転動抵抗力よりも大きな摩擦力（接線転動力）を持たなくてはならない。摩擦力は、ゴムの円環がシャフトとシリンダにつぶされることによって発生する。開放型は閉鎖型と比較して、シリンダに2か所の切れ目を有しているため、ゴムの円環に加える圧縮応力がこの切れ目部分に逃げる傾向がある。従って、閉鎖型と同等の圧縮応力を開放型で加える場合、ゴムの円環に与えるつぶし量を大きくする必要がある。

② 製作性

開放型の円環ダンパーは閉鎖型と比較して製作が容易である。開放型の場合、シャフトにゴムの円環を取り付け、2枚からなるシリンダを外側から覆い、C型ではバンド、Ω型ではボルトで締め付ければ製作できる。

これに対して閉鎖型はシリンダが円筒形状であるため、ゴムの円環の転動を利用しながら製作しなければならない。閉鎖型の製作例を図 6.2.5 に示す。図の一番上から下に向けて製作する。まず、シャフトにゴムの円環を取り付ける（1段目の図）。円環を取り付けたシャフトとシリンダの軸を合わせ、シリンダに対してシャフトを押し込む。すると、シャフトとシリンダに挟まれたゴムの円環から順番に転動し始め（2段目の図～3段目の図）、やがてすべてのゴムの円環がシリンダの

内部に収まる（4段目の図）。その後、ゴムの円環が転動してもシャフトやシリンダから外れない位置まで押し込み、端部に接合部を取り付ければ完成である。ゴムの円環をシャフトに押し込むためには、テーパを有するカップラーを取り付けるとよい（1～4段目の図）。このカップラーは製作時に必要なものであり、ゴムの円環がすべてシャフトの内部に収まれば取り外すことができる。

円環の動きについてみてみると、転動しながら押し込まれるとき、隣の円環との距離が半分になる。これは、シリンダと接触していない円環の変位はシャフトとシリンダの相対変位と同じであるのに対して、シリンダと接触した後の円環の変位は、円環の転動によってシャフトとシリンダの相対変位の半分だけ後退するため、全体の変位の1/2となることに起因する。これには円環とシャフトの間及び、円環とシリンダの間で、転動抵抗より摩擦力が低下して滑りが生じないことが条件である。

$$d_{o-ring} = \frac{1}{2}d \quad (6.1)$$

d_{o-ring} : 円環のシャフト若しくはシリンダに対する変位 [mm]
 d : シャフトとシリンダの相対変位 [mm]

閉鎖型の円環ダンパーを製作するためには図 6.2.5 に示す通り、シャフトに対して円環を長い距離転動させる必要がある。ダンパーの製品長さを最適にするためには、シャフトの一部を取り外しできるようにしておき、製作時のみ取り付けおくという工夫が必要である。図では5段目の246[mm]の部材を取り外すことで±350[mm]の変形性能を有するダンパーとしている。

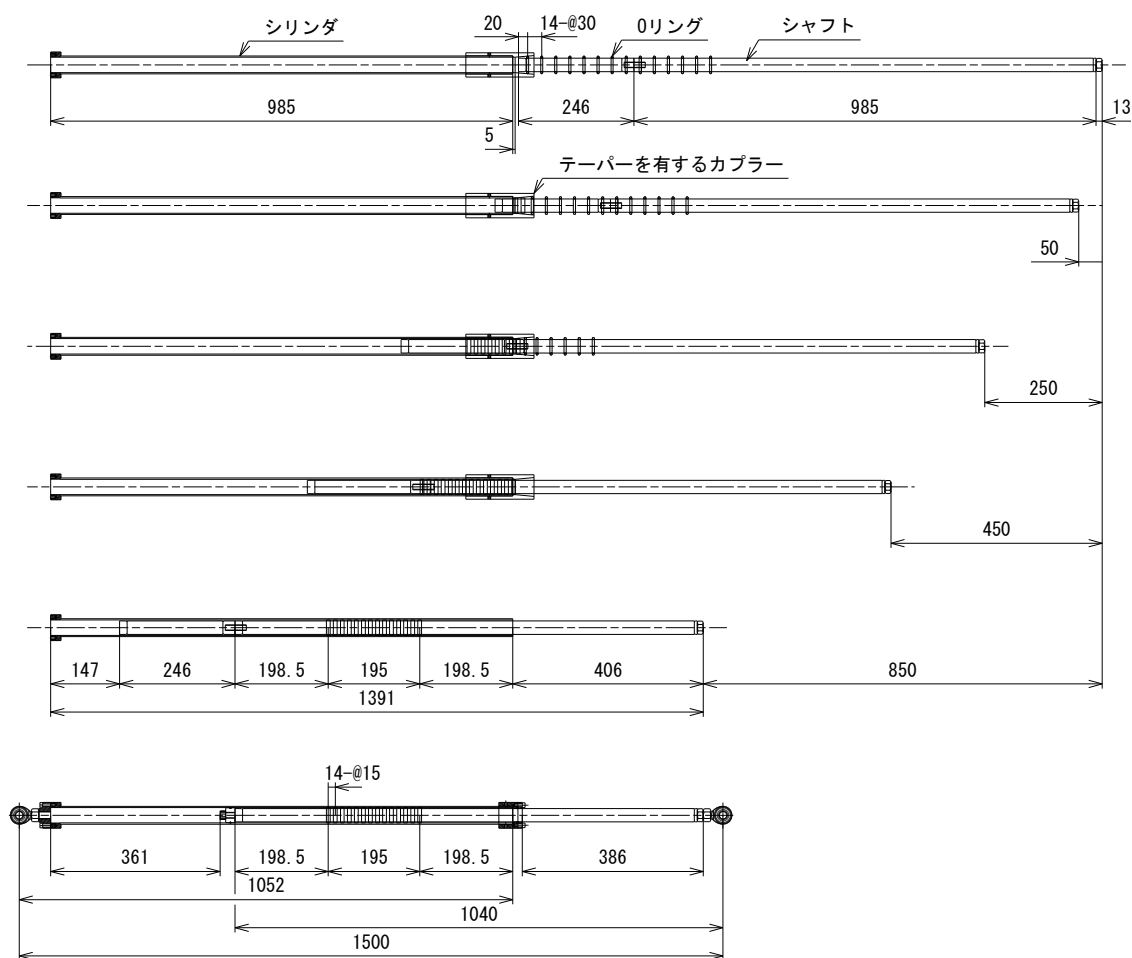


図 6.2.5 閉鎖型の製作方法

③ メンテナンス性

閉鎖型の円環ダンパーはシリンダが円筒断面であるため、外から内部状況が見えず、目視で容易にゴムの円環の状態を確認することはできない。ゴムの円環の状態を確認するためには、ダンパーを建築物から取り外し、シャフトをシリンダから抜き取る必要がある。

一方、開放型の円環ダンパーはシリンダが2枚に分割されているため、2枚の部材の間にクリアランスを設けことで、ゴムの円環の状態を建築物に設置したままで確認することが可能である。

6.2.2. ゴムを用いた円環ダンパーの力学モデル

円環を用いたダンパーの力学モデルは2章で詳しく述べているので、本節では2章より明らかになった力学モデルを簡潔にまとめる。円環を確実に転動させるためには、常に接線転動力が転動抵抗力を上回っている必要がある。また、円環のせん断抵抗力が転動抵抗力よりも大きくなってはならない。円環ダンパーの転動抵抗力を $F_{torus_rotation}$ 、円環とシャフトの接触部における接線転動力を $F_{contact1}$ 、円環とシリンダの接触部における接線転動力を $F_{contact2}$ 、円環のせん断抵抗力を F_{shear} とおくと、

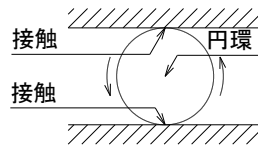
$$F_{torus_rotation} < F_{contact1} \quad (6.2)$$

かつ

$$F_{torus_rotation} < F_{contact2} \quad (6.3)$$

かつ

$$F_{torus_rotation} < F_{shear} \quad (6.4)$$



(a-1)摩擦型

図 6.2.6 接触部の接線転動力伝達機構

上の式が成り立つ場合、円環が転動する。この時の円環ダンパーの減衰力 F_{torus} は円環の材料や接触部の条件に応じて、次式を提案する。

(2.68)(2.69)(2.79)(2.81)(2.83)式より

$$F_{torus} = F_{torus_rotation} + F_{rubber_comp}$$

$$= \frac{\pi R}{r} \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left\{ \frac{(R+r)((\alpha_n+1)r-R) \left(\frac{R+r}{R}\right)^{\alpha_n} + R^2}{(\alpha_n+1)(\alpha_n+2)} \right. \\ - \frac{4(R+r)((\alpha_n-2)r+2R) \left(\frac{R+r}{R}\right)^{\frac{\alpha_n}{2}} - 8R^2}{(\alpha_n-4)(\alpha_n-2)} \\ - \frac{(R-r)((\alpha_n+1)r+R) \left(\frac{R-r}{R}\right)^{\alpha_n} - R^2}{(\alpha_n+1)(\alpha_n+2)} \\ \left. + \frac{4(R-r)((\alpha_n-2)r-2R) \left(\frac{R-r}{R}\right)^{\frac{\alpha_n}{2}} + 8R^2}{(\alpha_n-4)(\alpha_n-2)} - 3r^2 \right\} \quad (6.5)$$

$$\cdot K_T \cdot (\tan\delta + \alpha_i)$$

$$+ \frac{4}{3} \pi r R K_T (\tan\delta$$

$$+ \alpha_i) \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left[(\varepsilon+1)^{\alpha_n} + 2(\varepsilon+1)^{\frac{\alpha_n}{2}} + 3 \right]_{\varepsilon_{min}}^{\varepsilon_{max}}$$

$$K_T = \frac{E_{\infty} + \sum_{j=1}^N E_j e^{-\frac{t}{\tau_j}}}{E_{\infty} + \sum_{j=1}^N E_j e^{-\frac{t'}{\tau_j}}} \quad (6.6)$$

$$t = t' \cdot \exp \left\{ \frac{C_1(T - T_R)}{C_2 + (T - T_R)} \right\} \quad (6.7)$$

$$\varepsilon_{min} = -\frac{4}{3} \left(\frac{t_{push}}{2r} + \sqrt{\frac{R}{R+t_{cle}} - 1} \right) \quad (6.8)$$

$$\varepsilon_{max} = \frac{R}{\left(1 - \frac{4}{3} \left(\frac{t_{push}}{2r} + \sqrt{\frac{R}{R+t_{cle}} - 1} \right) \right) \cdot \left(R + t_{cle} + \frac{t_{push}}{2} \right)} - 1 \quad (6.9)$$

F_{torus}	: 円環ダンパーの減衰力 [N]
$F_{torus_rotation}$: 円環のリング方向の引張による転動抵抗力 [N]
F_{rubber_comp}	: ゴムの圧縮によって付加される転動抵抗力 [N]
R	: 円環の大半径 [mm]
r	: 円環の線半径 [mm]
μ_n	: 材料物性値-1 [N/mm ²]
α_n	: 材料物性値-2
K_T	: 補正係数 (6.6)式
$\tan\delta$: 損失正接
α_i	: ヒステリシスロス係数
ε_{max}	: 引張ひずみ (6.9)式
ε_{min}	: 圧縮ひずみ (6.8)式
α_T	: 時間-温度換算因子
t	: 任意の温度 T [K]における時間
t'	: 基準温度 T_R [K]における時間
ω	: 任意の温度 T [K]における角速度
ω'	: 基準温度 T_R [K]における角速度
C_1	: 係数 (温度が $T_g + 50$ の時, $C_1 = 8.86$)
C_2	: 係数 (温度が $T_g + 50$ の時, $C_2 = 101.6$)
T	: 絶対温度 [K]
T_R	: 基準温度 [K] ($T_R = T_g + 50$)
T_g	: ガラス転移温度 [K]
$\exp\{A\}=e^A$	

損失正接 $\tan\delta$ は貯蔵弾性率 E' を損失弾性率 E'' で除して求める。損失正接の値は 4.4 節の値を用いる。

ヒステリシスロス係数 α_i は蓄積されるひずみエネルギー W_{if} と、除荷時に戻ってくるひずみエネルギー W_{ir} の比で示すことができる。

(2.84)式

$$\alpha_i = \frac{(W_{if} - W_{ir})}{W_{if}} \quad (6.10)$$

以上をゴムの円環を用いたダンパーの基礎式として利用する。

6.3. ゴムを用いた円環ダンパーの性能試験

本節ではゴムの円環を用いた円環ダンパーを試作し、それらの減衰力が様々な条件によってどのように変化するかを試験によって把握する。ゴムの円環としては、一般にシール材として汎用されている市販のOリングを用いる。

6.3.1 節ではダンパー形状による違いについて調査する。

6.3.2 節ではOリングのゴムの種類による転動抵抗力の違いについて調査する。

6.3.3 節ではOリングのゴムの硬さによる転動抵抗力の違いについて調査する。

6.3.4 節ではシャフトとシリンダの隙間（つぶし量）による転動抵抗力の变化について調査する。

6.3.5 節では温度による転動抵抗力の变化について調査する。

6.3.6 節では速度による転動抵抗力の变化について調査する。

6.3.1. 試験体形状による性能の変化

本項では、円環ダンパーの形状（閉鎖型，開放C型，開放Ω型）によって抵抗力（減衰力）がどの程度変化するか，試験によって確認する。各形状の特徴については，6.2.1項ですでに述べている。

(1) 試験体

試験に用いた試験体の形状を図 6.3.1～図 6.3.3 に，Oリングの形状を図 6.3.4 に，試験条件を表 6.3.1～表 6.3.3 に示す。なお，開放型は2枚のシリンダの間にスペーサーを挟んだ状態で3[mm]の隙間（スリット）を設けた。

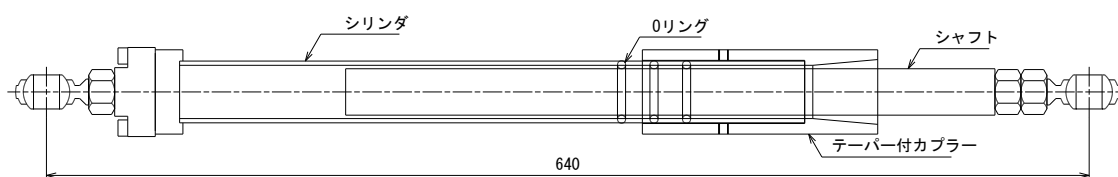


図 6.3.1 試験体形状（閉鎖型）

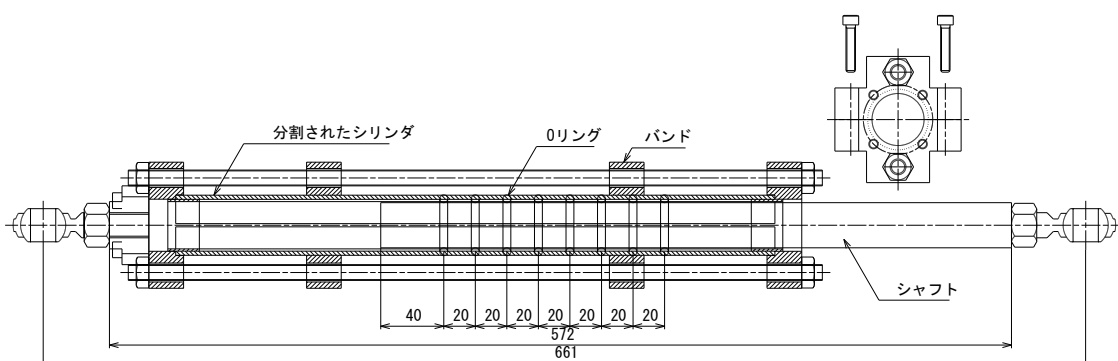


図 6.3.2 試験体形状（開放C型）

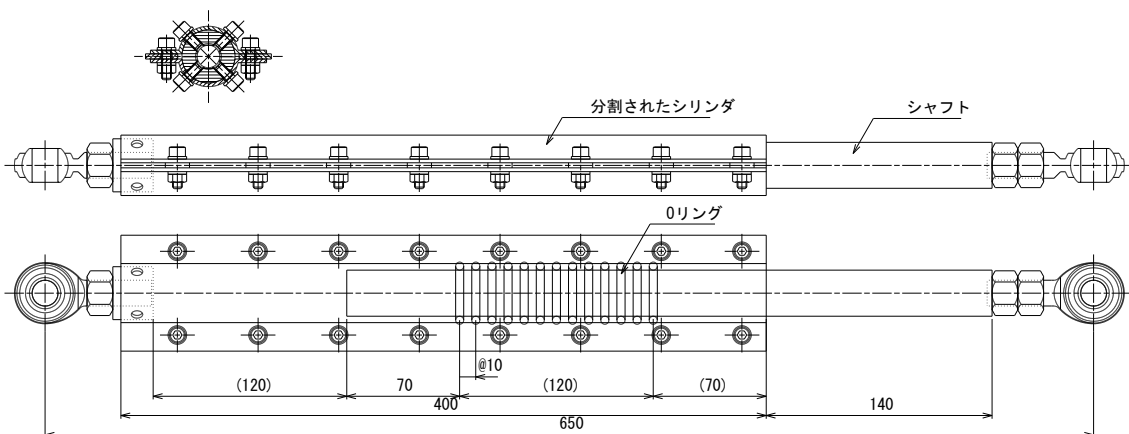


図 6.3.3 試験体形状（開放Ω型）

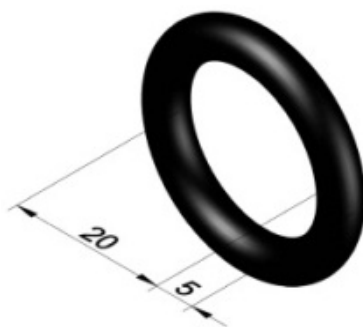


図 6.3.4 Oリングの形状

表 6.3.1 試験条件 (試験体形状)

記号	試験体形状	シャフト外形 [mm]	シリンダ内径 [mm]	つぶし量 [mm]	試験体 数量
U90n3-O	閉鎖型	φ 28.6	φ 32.9	2.85 (57%)	1
U90n8-C	開放 C 型				1
U90n8-Ω	開放 Ω 型				1

表 6.3.2 試験条件 (Oリング)

記号	材料	硬さ[°]	内径[mm]	線形[mm]	数量
U90n3-O	ウレタンゴム	90	20	5	3
U90n8-C					8
U90n8-Ω					8

表 6.3.3 試験条件 (室温)

記号	室温[°C]
U90n3-O	20
U90n8-C	34
U90n8-Ω	15

表 6.3.1 に記載のつぶし量とは、Oリングの無負荷時の線径からシャフトとシリンダのクリアランスを減じたものである。この関係を(6.11)式に示す。

$$t_{push} = 2r - \frac{D_{cylinder_in} - D_{shaft_out}}{2} \quad (6.11)$$

t_{push}	: つぶし量[mm]
r	: Oリングの線半径[mm]
$D_{cylinder_in}$: シリンダの内径 [mm]
D_{shaft_out}	: シャフトの外径 [mm]

(2) 試験方法

試験機は島津製作所製 静的アクチュエータ（試験力容量 1000[kN], ストローク±200[mm]）を用いた。試験機の試験体周りの拡大図を図 6.3.5 に示す。円環ダンパーの抵抗力は東京測器製 ロードセル TCLP-30KNB を用いた。シャフトとシリンダの相対変位は東京測器製 変位計 SDP-200D を用い、試験機の相対変位を円環ダンパーの相対変位とみなし、計測を行った。試験機の相対変位には円環ダンパー端部のピンジョイント部のがたつきを含んでいる。試験は±50[mm]の振幅を 1[mm/s]の等速度で繰り返し加力した。

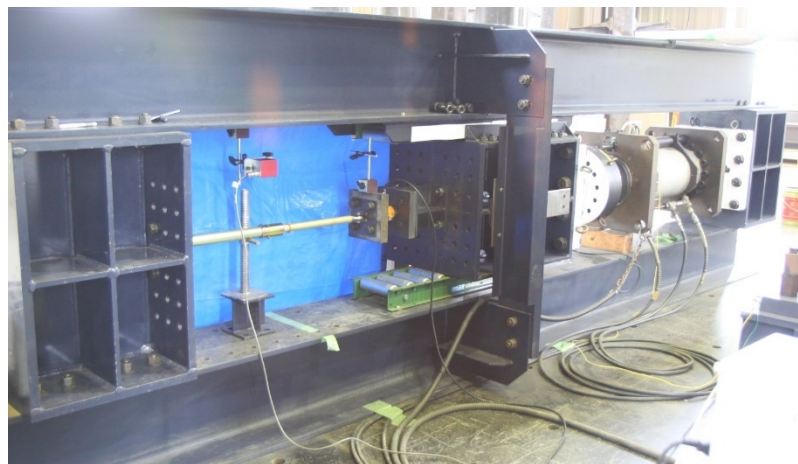
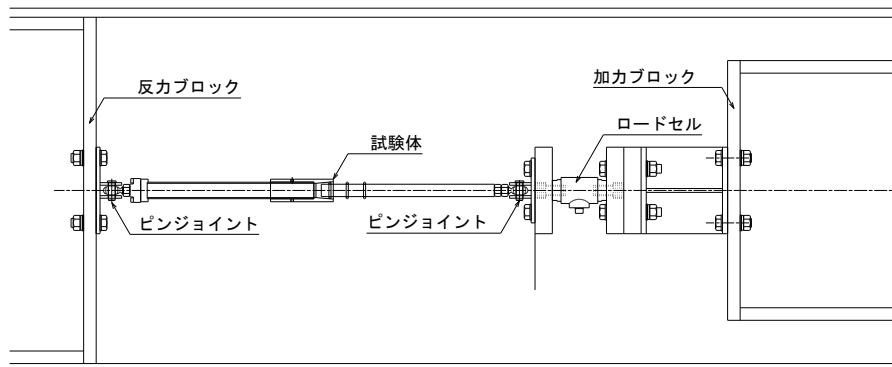


図 6.3.5 試験機

(3) 試験結果

試験の結果を表 6.3.4 及び図 6.3.6～図 6.3.8 に示す。

表 6.3.4 試験結果

記号	10 サイクル目の 平均抵抗力 [N]	O リング数量	O リング 1 本あたりの 平均抵抗力 [N]
U90n3-O	953	3	318
U90n8-C	1362	8	170
U90n8-Ω	1367	8	171

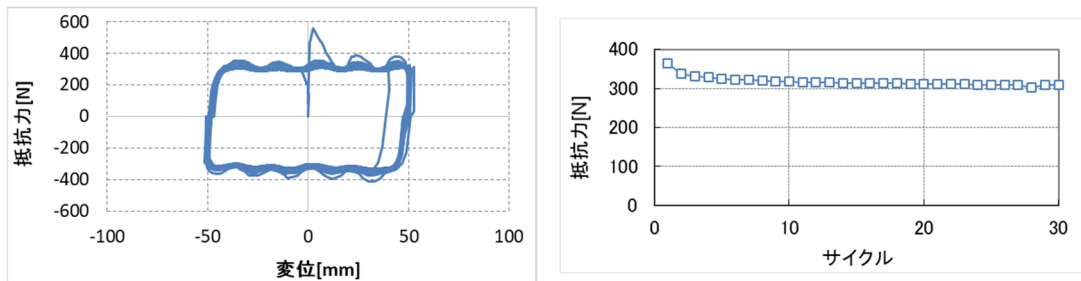


図 6.3.6 試験結果 (U90n3-O) O リング 1 本あたり

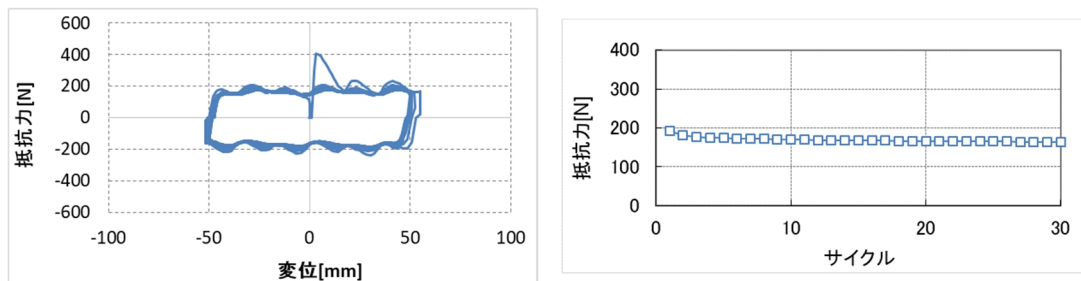


図 6.3.7 試験結果 (U90n8-C) O リング 1 本あたり

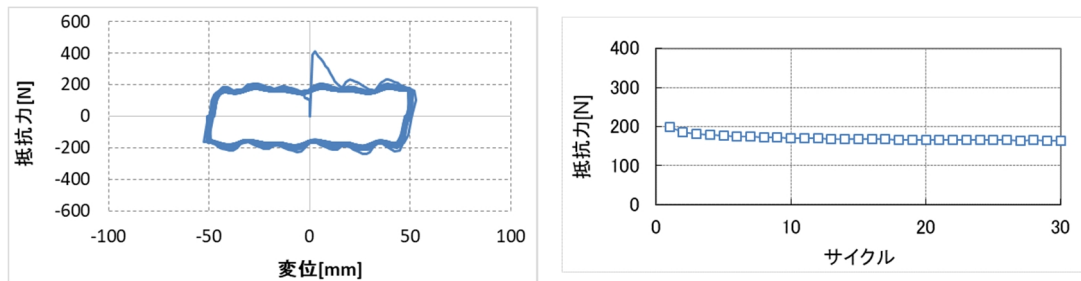


図 6.3.8 試験結果 (U90n8-Ω) O リング 1 本あたり

(4) 考察

試験結果（図 6.3.6～図 6.3.8）より、いずれの試験体も初期载荷時の抵抗力が最も高くなった。これはヒステリシスロスの影響によるものであると考えられる。ヒステリシスロスは変形に要するエネルギーから変形後に有しているエネルギーの差を取ったものであり、ゴムが有している一般的な性質である。ヒステリシスロスは初期载荷のとき最も大きな値を示し、その後徐々に減少する。試験後の円環を確認しても外観上大きな変化はなく、初期载荷が最も大きな抵抗力で、徐々に低下する状況が読み取れることから、ヒステリシスロスの影響であると考えられる。また、履歴には小さな波形のようなものが見られる。この波形もヒステリシスロスと同様、初期は大きく、繰り返しが進むとともに小さくなっている。波の1周期は約25[mm]である。円環の1周期は、円環の外周長さの2倍であることから、シャフトに装着したことによって細くなった線半径 $2.18[\text{mm}] \times 2\pi \times 2 = 27.4[\text{mm}]$ となり、波の1周期とほぼ一致する。このことより、抵抗力履歴の波形状は円環の回転周期と密接に関わっていると思われる。また、この波形状の理由もヒステリシスロスによるものと思われる。試験を行う前は、Oリングはシャフトとシリンダによって扁平に潰されて安定している。試験を開始すると、扁平で安定していたOリングに強制的にひずみが生じ、異なる形状へと変形する。元の扁平の形状に戻るには、Oリングが1回転する必要があるが、1回転に到達する前の変形過程では、比較的大きなエネルギーを必要とするため、履歴に波形状が生じると考えられる。

サイクルによる抵抗力低下を見ると、初期サイクルに近いほど抵抗力低下の割合が大きく、10サイクル以降はほとんど低下しないことが分かる。この現象もヒステリシスロスの性質とよく適合するため、ヒステリシスロスの影響であると考えられる。

開放型のC型とΩ型はシリンダの固定方法が異なっているが、Oリング1本あたりの平均抵抗力が、C型170[N]、Ω型171[N]と1[N]しか変わらず、差異はほとんど見られなかった。一方、閉鎖型と開放型では、Oリング1本あたりの平均抵抗力が閉鎖型318[N]に対し、開放型170[N]であり、開放型は閉鎖型の53[%]程度の抵抗力であった。

試験体を観察すると、開放型のシリンダにある3[mm]のスリットから、圧縮されたOリングの一部が膨れ上がって出ている。このことより、開放型のOリングは閉鎖型のOリングと比較して圧縮応力が低くなっていることが予測できる。また、この圧縮応力の差異が、開放型と閉鎖型の抵抗力の差異につながっていると思われる。

以上の考察より、

- ・初期の抵抗力が大きく、履歴は小さな波を打つ傾向がある
- ・抵抗力低下は初期の方が大きく、10サイクル以降はほとんど低下しない
- ・閉鎖C型と閉鎖Ω型における抵抗力の差異はない
- ・開放型は閉鎖型と比較して、53[%]程度の転動抵抗力となる

という結論を得た。

6.3.2. ゴムの種類による性能の変化

本項では、Oリングに用いるゴムの種類によって抵抗（減衰力）がどの程度変化するか、試験によって確認する。

(1) 試験体

試験に用いた試験体の形状を図 6.3.9～図 6.3.10 に、Oリングの形状を図 6.3.11 に、試験条件を表 6.3.5～表 6.3.7 に示す。ゴムは4章の材料試験で性能を確認したものを用いた。ただし、GP60Lは開放Ω型を用いて試験を行い、2枚のシリンダの隙間（スリット）は3[mm]とした。

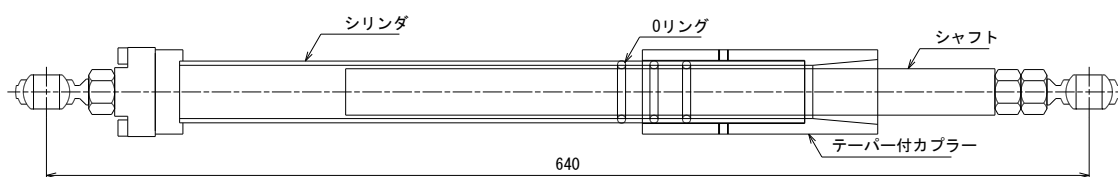


図 6.3.9 試験体形状（閉鎖型）

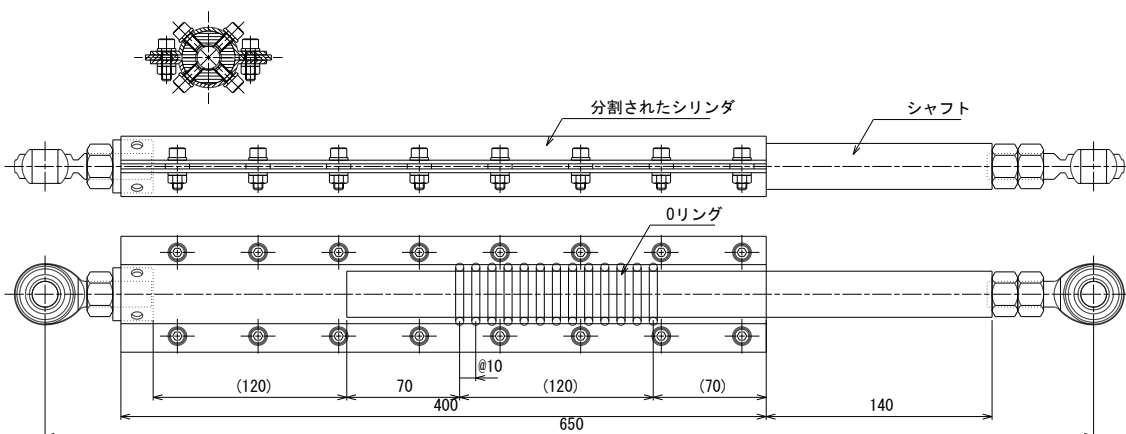


図 6.3.10 試験体形状（開放Ω型）

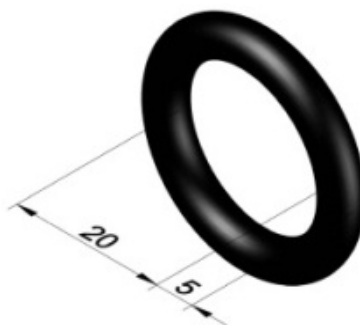


図 6.3.11 Oリングの形状

表 6.3.5 試験条件 (試験体形状)

記号	試験体形状	シャフト外形 [mm]	シリンダ内径 [mm]	つぶし量 [mm]	試験体 数量
GP60Ln3-Ω	開放Ω型	φ 28.6	φ 32.9	2.85 (57%)	1
U70n3-O	閉鎖型				1
EPDM70n2-O					1
CR70n2-O					1
NR70n3-O					1

表 6.3.6 試験条件 (Oリング)

記号	材料	硬さ[°]	内径[mm]	線形[mm]	数量
GP60Ln3-Ω	ハネナイト	60	20	5	3
U70n3-O	ウレタンゴム	70			3
EPDM70n2-O	EPDM				2
CR70n2-O	クロロプレンゴム				2
NR70n3-O	天然ゴム				3

表 6.3.7 試験条件 (室温)

記号	室温[°C]
GP60Ln3-Ω	9
U70n3-O	30
EPDM70n2-O	8
CR70n2-O	8
NR70n3-O	24

(2) 試験方法

GP60L 以外のゴムを用いた試験は静的試験機を用い、GP60L は動的試験機を用いて試験を行った。静的試験機は島津製作所製 静的アクチュエータ（試験力容量 1000[kN], ストローク±200[mm]）を用いた。試験機の試験体周りの拡大図を図 6.3.12 に示す。円環ダンパーの抵抗力は東京測器製 ロードセル TCLP-30KNB を用いた。シャフトとシリンダの相対変位は東京測器製 変位計 SDP-200D を用い、試験機の相対変位を円環ダンパーの相対変位とみなし、計測を行った。試験機の相対変位には円環ダンパー端部のピンジョイント部のがたつきを含んでいる。試験は±50[mm]の振幅を 1[mm/s]の等速度で繰り返し加力した。

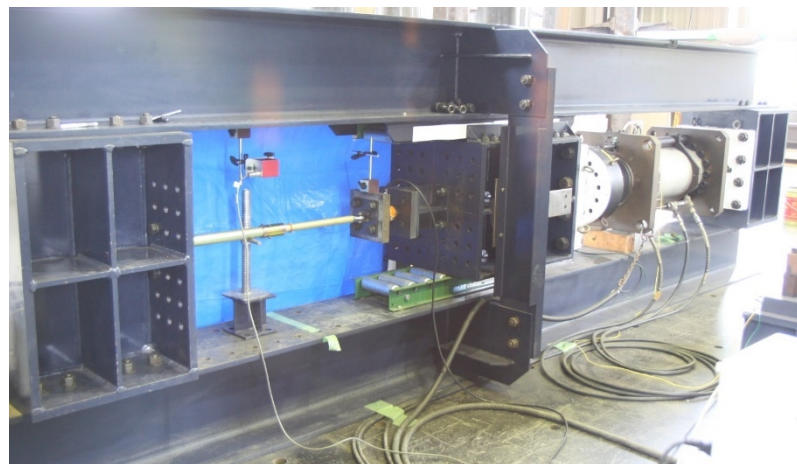
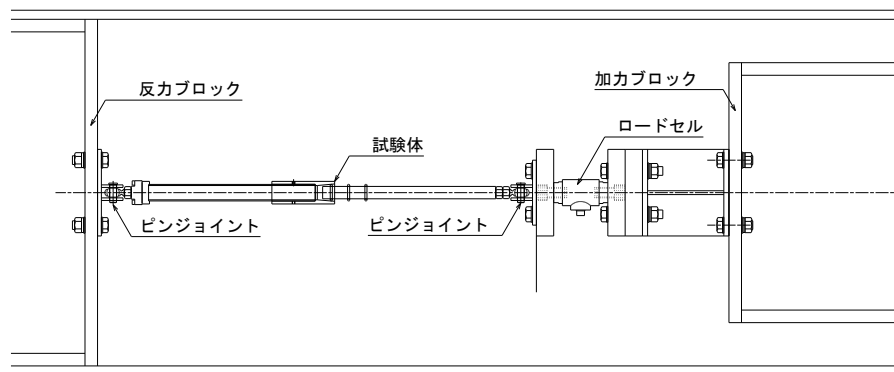


図 6.3.12 静的試験機

動的試験機は椿本マシナリー製 パワージャッキを用いたシステム（試験力容量 5[kN], ストローク±200[mm]）を用いた。試験機の試験体周りの拡大図を図 6.3.13 に示す。円環ダンパーの抵抗力は東京測器製 ロードセル TCLP-30KNB を用いた。シャフトとシリンダの相対変位は東京測器製 変位計 SDP-200D を用い、試験機の相対変位を円環ダンパーの相対変位とみなし、計測を行った。試験機の相対変位には円環ダンパー端部のピンジョイント部のがたつきを含んでいる。試験は±50[mm]の振幅を 100[mm/s]の

等速度で繰り返し加力した。

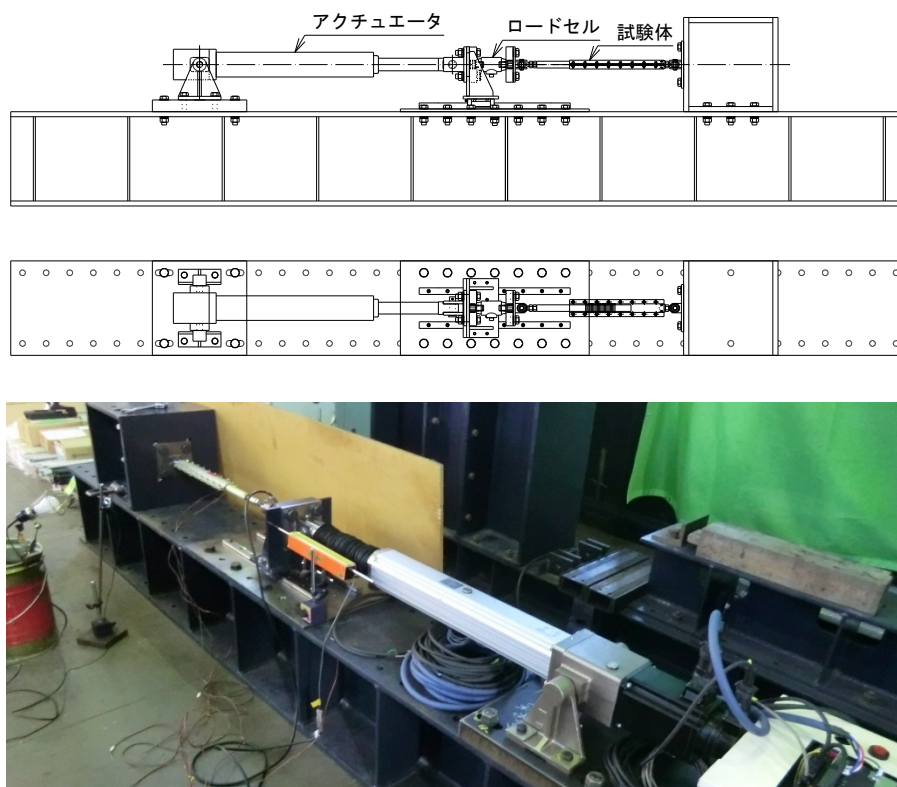


図 6.3.13 動的試験機

(3) 試験結果

試験の結果を表 6.3.8 及び図 6.3.14～図 6.3.18 に示す。

表 6.3.8 試験結果

記号	5 サイクル目の 平均抵抗力 [N]	O リング 数量	O リング 1 本あたりの 平均抵抗力 [N]	試験後の O リングの状況
GP60Ln3-Ω	383	3	128	こぶ状に変形
U70n3-O	200	3	67	損傷・変形無し
EPDM70n2-O	795	2	398	損傷・変形無し
CR70n2-O	1103	2	552	損傷・変形無し
NR70n3-O	1092	3	364	斜めに変形

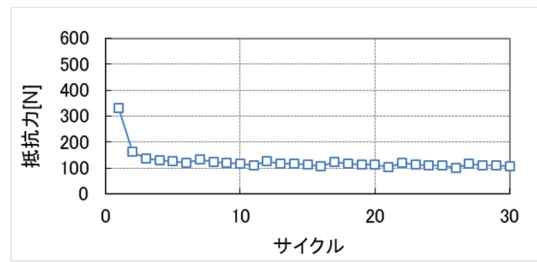
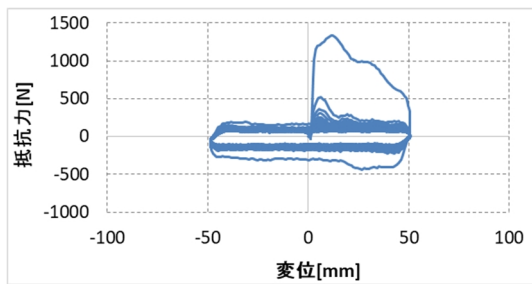


図 6.3.14 試験結果 (GP60Ln3-O) Oリング 1本あたり

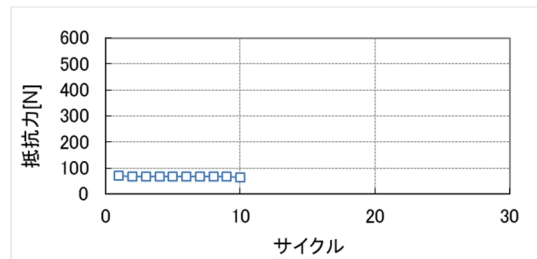
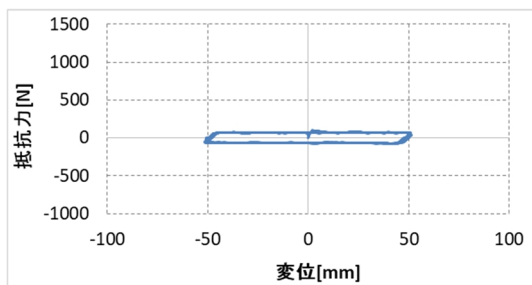


図 6.3.15 試験結果 (U70n3-O) Oリング 1本あたり

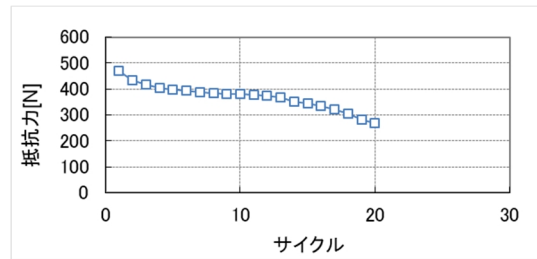
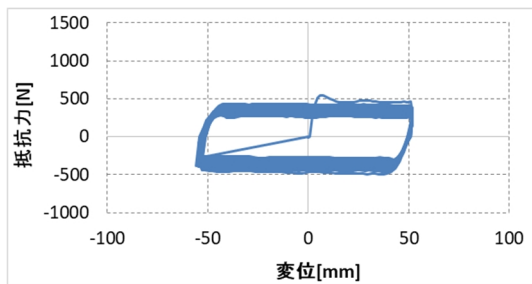


図 6.3.16 試験結果 (EPDM70n2-O) Oリング 1本あたり

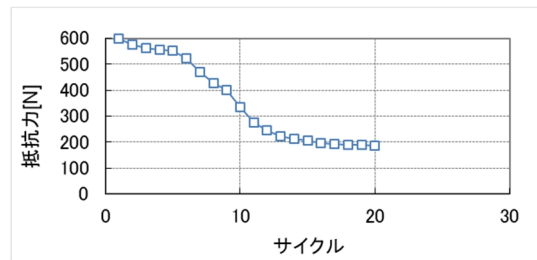
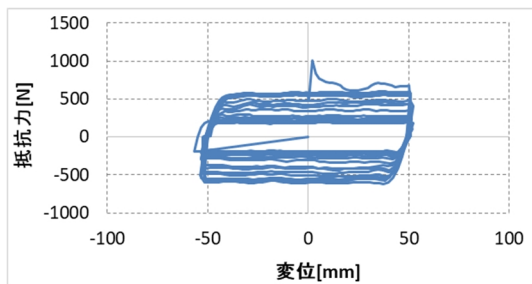


図 6.3.17 試験結果 (CR70n2-O) Oリング 1本あたり

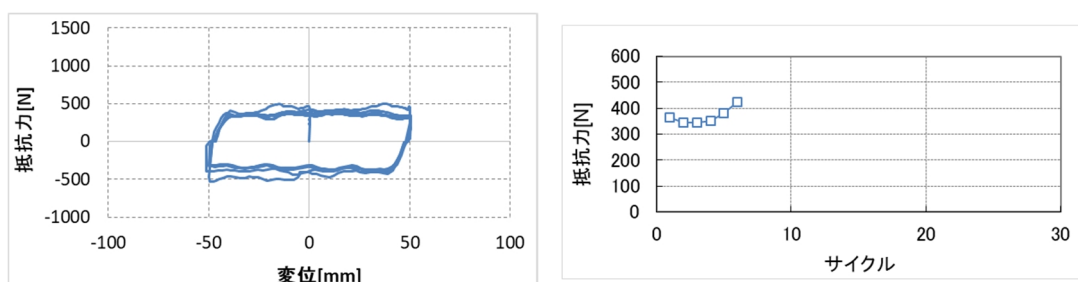


図 6.3.18 試験結果 (NR70n3-O) Oリング 1本あたり

(4) 考察

ゴムの種類によって、Oリング 1本あたりの平均抵抗力は 67[N]~552[N]と非常に大きな幅を持つ結果となった。GP60L (ハネナイト) は初期载荷において、4000[N]程度の大きな抵抗力を示したが、その後抵抗力が低下していった。試験後、Oリングの形状を確認したところ、シャフトの 3[mm]のクリアランス部分にゴムが移動してこぶ状に変形していた。高減衰ゴムであるハネナイトを用いる場合は、Oリングのつぶし量を減らす必要があるといえる。U70 (ウレタン) はOリング 1本あたりの抵抗力が 67[N]と最も低かったが、非常に安定した抵抗力変形曲線であった。EPDM70 はOリング 1本あたりの抵抗力が 398[N]という高い値であった。しかし、初期サイクルに対して 20 サイクル目は 65[%]程度となっており、抵抗力の低下が生じることが確認できた。CR70 はOリング 1本あたりの抵抗力が 552[N]という最も高い値であった。しかし、繰り返しによる抵抗力低下が大きく、初期サイクルに対して 20 サイクル目は 30[%]程度の抵抗力に低下した。NR70 はOリング 1本あたりの抵抗力が 364[N]という高い値であった。NR70 は他のゴムと異なり、繰り返しによって抵抗力が向上した。このため、繰り返しを 6 回で取りやめ、シャフトを切断して内部を確認したところ、Oリングが若干斜めになってことを確認した。これは、Oリングの組織が部分的に変質したため伸びが生じて、斜めに変形したと考えられる。結果的に、Oリングが斜めになることによって、円環が円滑に転動できず、抵抗力が増したと思われる。

ダンパーは繰り返しに対する抵抗力の変化が小さい方が、繰り返し依存性を小さく見込むことができる為、設計に適しているといえる。この条件の元に試験結果を比較したところ、

- ・円環ダンパーに用いるゴムの種類として U (ウレタン) が適している
 - ・GP60L (ハネナイト) は初期の抵抗力低下が大きいものの、その後の抵抗力低下は小さい
- という結論を得た。

6.3.3. ゴムの硬さによる性能の変化

本項では、Oリングに用いるゴムの硬さによって抵抗力（減衰力）がどの程度変化するか、試験によって確認する。

(1) 試験体

試験に用いた試験体の形状を図 6.3.19 に、Oリングの形状を図 6.3.20 に、試験条件を表 6.3.9～表 6.3.11 に示す。ゴムは4章の材料試験で性能を確認したものを用いた。

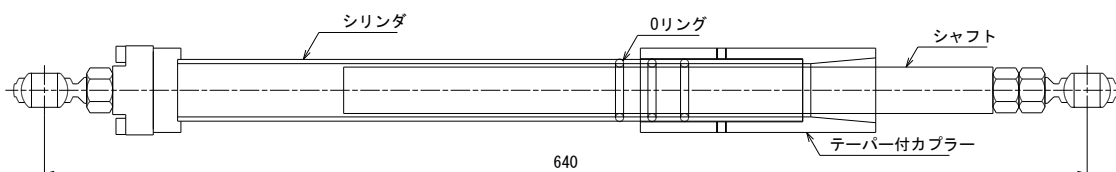


図 6.3.19 試験体形状（閉鎖型）

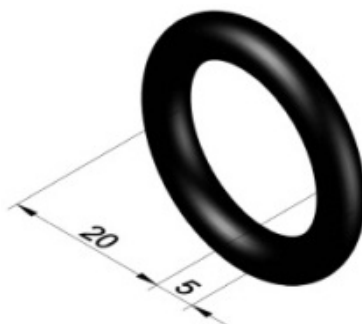


図 6.3.20 Oリングの形状

表 6.3.9 試験条件（試験体形状）

記号	試験体形状	シャフト外形 [mm]	シリンダ内径 [mm]	つぶし量 [mm]	試験体 数量
U90n3-O	閉鎖型	φ 28.6	φ 32.9	2.85 (57%)	1
U70n3-O					1
EPDM70n2-O					1
EPDM50n2-O					1
CR70n2-O					1
CR50n2-O					1

表 6.3.10 試験条件 (Oリング)

記号	材料	硬さ[°]	内径[mm]	線形[mm]	数量
U90n3-O	ウレタンゴム	90	20	5	3
U70n3-O		70			3
EPDM70n2-O	EPDM	70			2
EPDM50n2-O		50			2
CR70n2-O	クロロプレンゴム	70			2
CR50n2-O		50			2

表 6.3.11 試験条件 (室温)

記号	室温[°C]
U90n3-O	21
U70n3-O	30
EPDM70n2-O	8
EPDM50n2-O	8
CR70n2-O	8
CR50n2-O	8

(2) 試験方法

試験機は島津製作所製 静的アクチュエータ (試験力容量 1000[kN], ストローク±200[mm]) を用いた。試験機の試験体周りの拡大図を図 6.3.21 に示す。円環ダンパーの抵抗力は東京測器製 ロードセル TCLP-30KNB を用いた。シャフトとシリンダの相対変位は東京測器製 変位計 SDP-200D を用い、試験機の相対変位を円環ダンパーの相対変位とみなし、計測を行った。試験機の相対変位には円環ダンパー端部のピンジョイント部のがたつきを含んでいる。試験は±50[mm]の振幅を 1[mm/s]の等速度で繰り返し加力した。

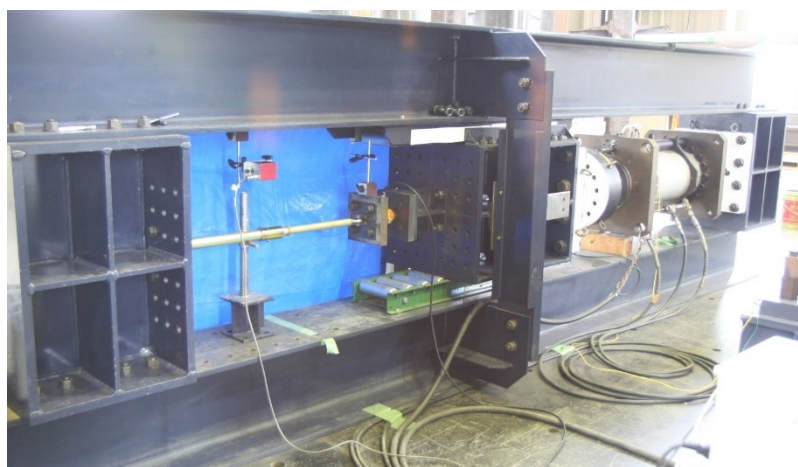
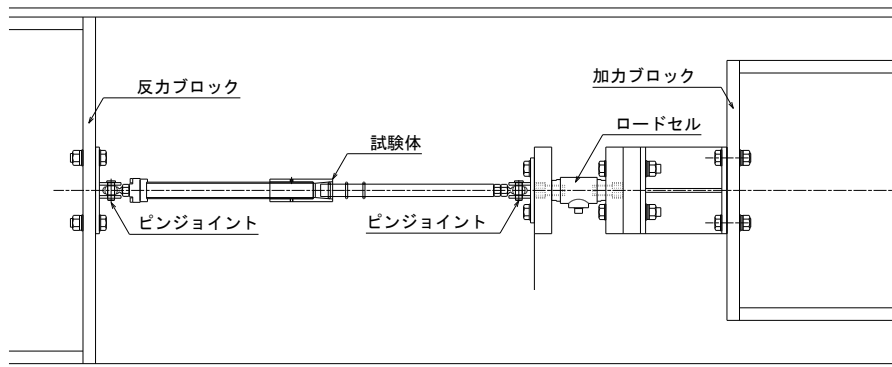


図 6.3.21 試験機

(3) 試験結果

試験の結果を表 6.3.12～表 6.3.13 及び図 6.3.22～図 6.3.27 に示す。

表 6.3.12 試験結果

記号	5 サイクル目の 平均抵抗力 [N]	O リング 数量	O リング 1 本あたりの 平均抵抗力 [N]	試験後の O リングの状況
U90n3-O	973	3	324	損傷・変形無し
U70n3-O	200	3	67	損傷・変形無し
EPDM70n2-O	795	2	398	損傷・変形無し
EPDM50n2-O	318	2	159	損傷・変形無し
CR70n2-O	1103	2	552	損傷・変形無し
CR50n2-O	356	2	178	損傷・変形無し

表 6.3.13 試験結果（硬さによる抵抗力の比）

記号 n1 : O リング 1 本あたり	抵抗力の比
U90n1 / U70n1	4.8
EPDM70n1 / EPDM50n1	2.5
CR70n1 / CR50n1	3.1

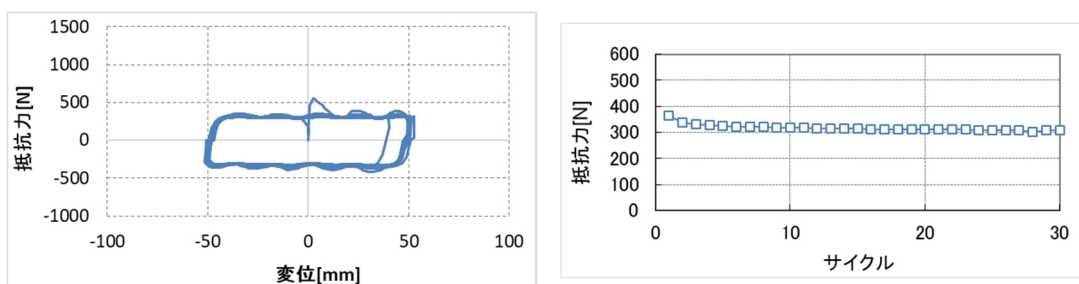


図 6.3.22 試験結果 (U90n3-O) O リング 1 本あたり

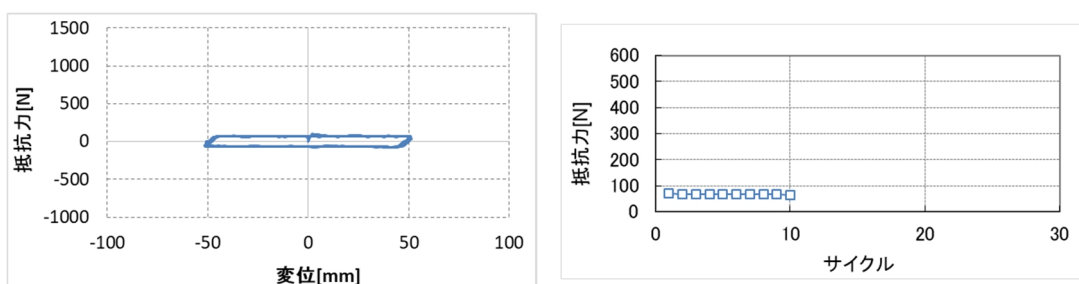


図 6.3.23 試験結果 (U70n3-O) O リング 1 本あたり

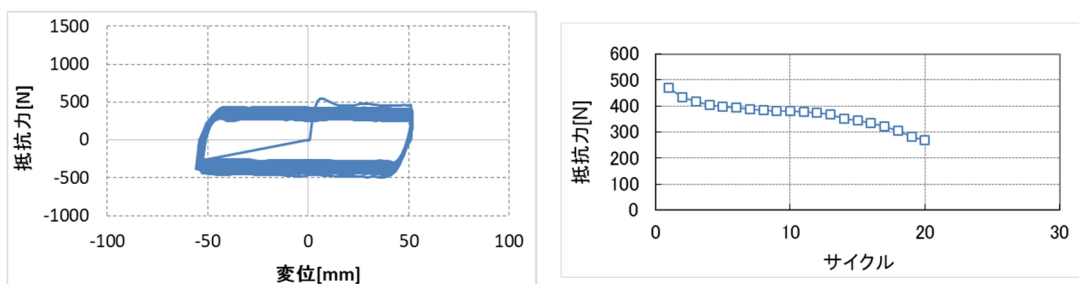


図 6.3.24 試験結果 (EPDM70n2-O) O リング 1 本あたり

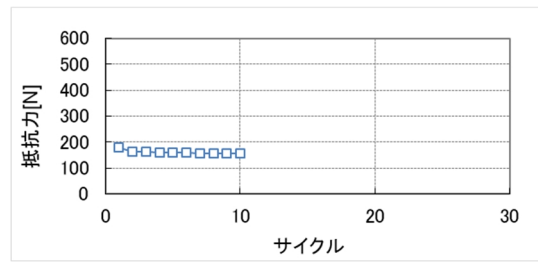
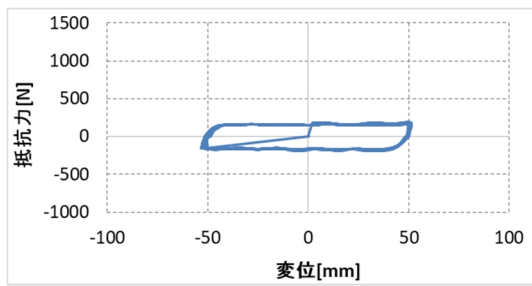


図 6.3.25 試験結果 (EPDM50n2-O)

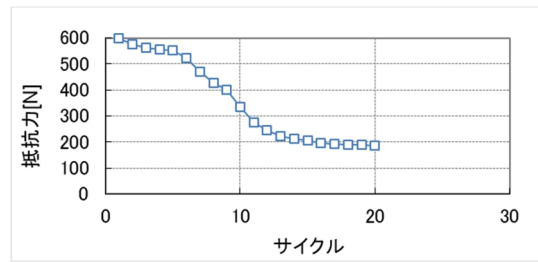
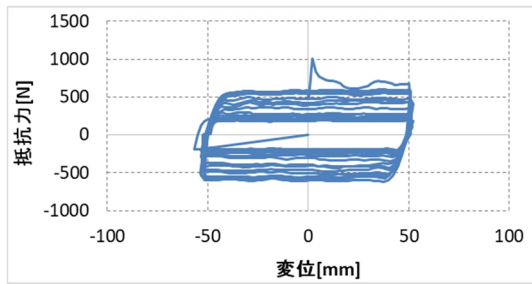


図 6.3.26 試験結果 (CR70n2-O)

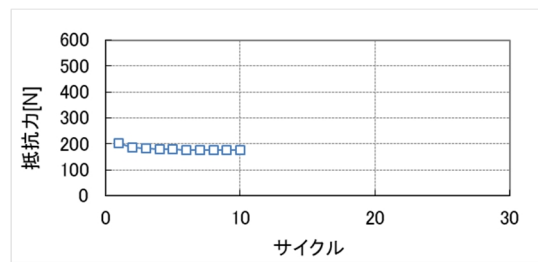
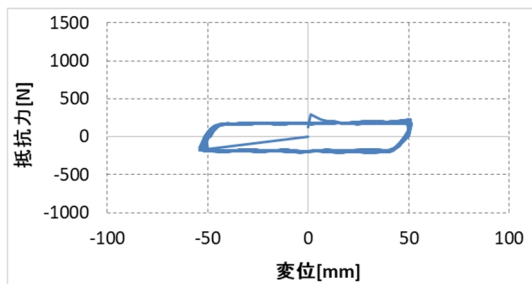


図 6.3.27 試験結果 (CR50n2-O)

(4) 考察

試験結果より、Oリングのゴムの硬さによって抵抗力が変化することが確認できた。硬さ 50° と硬さ 70° の抵抗力の比は 2.5~3 倍、硬さ 70° と 90° の抵抗力の比は 4.8 倍であった。4 章で述べたように、ゴムの硬さとヤング率には相関関係があることから、ゴムの硬さと抵抗力（円環ダンパーの減衰力）にもある程度関係があると思われる。国際ゴム硬さ IRHD とヤング率の関係^{[6.1][6.2]}を 4.2.6 項より読み取り、比を求めた。

表 6.3.14 試験結果による抵抗力の比と IRHD ヤング率の比

		70°/50°	90°/70°
試験値	U	—	4.8
	EPDM	2.5	—
	CR	3.1	—
IRHD ヤング率		2.5	3.4

硬さ 50° と 70° の比は試験値とほぼ一致しているが、硬さ 70° と 90° の比は試験値の方が 40[%]程度大きかった。このことより、ゴムの硬さが 50° から 70° の範囲であれば、ゴムの硬さと抵抗力（円環ダンパーの減衰力）の間に国際ゴム硬さ IRHD とヤング率の関係と同様の相関関係が仮定できる可能性があると思われる。円環ダンパーは Oリングの数量によって減衰力を選定できる特徴を有しているが、ゴムの硬さを変えることによっても、抵抗力調整を行うことが可能であると言える。従って、同じ抵抗力を得るのであれば、硬さの高いゴムを用いることで、Oリングの数量を減らすことも可能である。ただし、EPDM 及び CR の硬さ 70° の試験体は、繰り返しによる抵抗力の低下が顕著であるため、これらのゴム材料の硬さは 50° に抑えるべきと考えられる。

以上の考察より、

- Oリングのゴムの硬さを高くすると、円環ダンパーの抵抗力（減衰力）を大きくすることができる。
- Oリングのゴムの硬さを高くするほど、円環ダンパーの繰り返しに対する抵抗力低下が大きくなる傾向がある。
- Oリングのゴムの硬さが 50° から 70° の範囲であれば、ゴムの硬さと円環ダンパーの抵抗力（減衰力）の間に、国際ゴム硬さ IRHD とヤング率の関係と同様の相関関係が仮定できる可能性があると思われる。

という結論を得た。

6.3.4. シャフトとシリンダの隙間（つぶし量）による性能の変化

本項では、Oリングのつぶし量によって抵抗力（減衰力）がどの程度変化するか、試験によって確認する。つぶし量とは、Oリングの無負荷時の線径からシャフトとシリンダのクリアランスを減じたものである。この関係を(6.11)式に示す。

$$t_{push} = 2r - \frac{D_{cylinder_in} - D_{shaft_out}}{2} \quad (6.11)$$

t_{push}	: つぶし量 [mm]
$2r$: Oリングの線半径 [mm]
$D_{cylinder_in}$: シリンダの内径 [mm]
D_{shaft_out}	: シャフトの外径 [mm]

(1) 試験体

試験に用いた試験体の形状を図 6.3.28～図 6.3.29 に、Oリングの形状を図 6.3.30 に、試験条件を表 6.3.15～表 6.3.17 に示す。ゴムは4章の材料試験で性能を確認したものをを用いた。ただし、GP60Lは開放Ω型を用いて試験を行い、2枚のシリンダの隙間（スリット）は3[mm]とした。

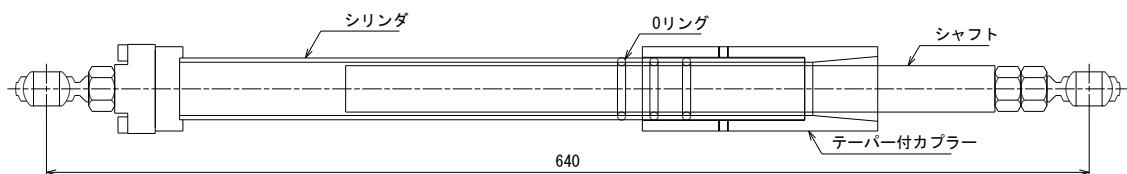


図 6.3.28 試験体形状（閉鎖型）

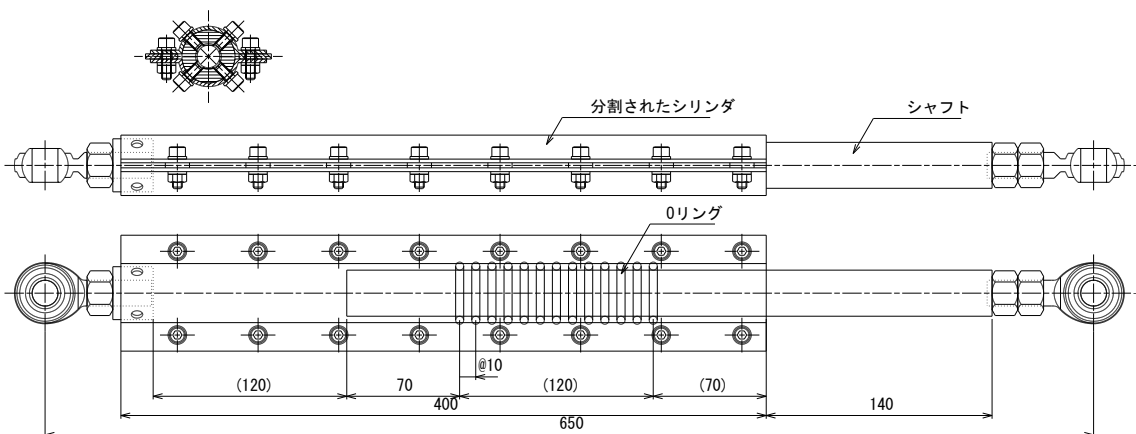


図 6.3.29 試験体形状（開放Ω型）



図 6.3.30 Oリングの形状

表 6.3.15 試験条件 (試験体形状)

記号	試験体形状	シャフト外形 [mm]	シリンダ内径 [mm]	つぶし量 [mm]	試験体 数量
U70n3-O_57	閉鎖型	ϕ 28.6	ϕ 32.9	2.85 (57%)	1
U70n3-O_61		ϕ 29.0		3.05 (61%)	1
U70n3-O_65		ϕ 29.4		3.25 (65%)	1
U70n3-O_69		ϕ 29.8		3.45 (69%)	1
U70n3-O_73		ϕ 30.2		3.65 (73%)	1
GP60Ln3- Ω _57	開放 Ω 型	ϕ 28.6	ϕ 28.7	2.85 (57%)	1
GP60Ln3- Ω _28		ϕ 21.5		1.40 (28%)	1
GP60Ln3- Ω _43		ϕ 23.0		2.15 (43%)	1

表 6.3.16 試験条件 (Oリング)

記号	材料	硬さ[°]	内径[mm]	線形[mm]	数量
U70n3-O_57	ウレタンゴム	70	20	5	3
U70n3-O_61					3
U70n3-O_65					3
U70n3-O_69					3
U70n3-O_73					3
GP60Ln3-Ω_57	ハネナイト	60			3
GP60Ln3-Ω_28					3
GP60Ln3-Ω_43					3

表 6.3.17 試験条件 (室温)

記号	室温[°C]
U70n3-O_57	30
U70n3-O_61	30
U70n3-O_65	30
U70n3-O_69	30
U70n3-O_73	30
GP60Ln3-Ω_57	9
GP60Ln3-Ω_28	26
GP60Ln3-Ω_43	22

(2) 試験方法

U70 の試験には静的試験機，GP60L の試験には動的試験機を用いた。静的試験機は島津製作所製 静的アクチュエータ（試験力容量 1000[kN]，ストローク±200[mm]）を用いた。試験機の試験体周りの拡大図を図 6.3.31 に示す。円環ダンパーの抵抗力は東京測器製 ロードセル TCLP-30KNB を用いた。シャフトとシリンダの相対変位は東京測器製 変位計 SDP-200D を用い，試験機の相対変位を円環ダンパーの相対変位とみなし，計測を行った。試験機の相対変位には円環ダンパー端部のピンジョイント部のがたつきを含んでいる。試験は±50[mm]の振幅を 1[mm/s]の等速度で繰り返し加力した。

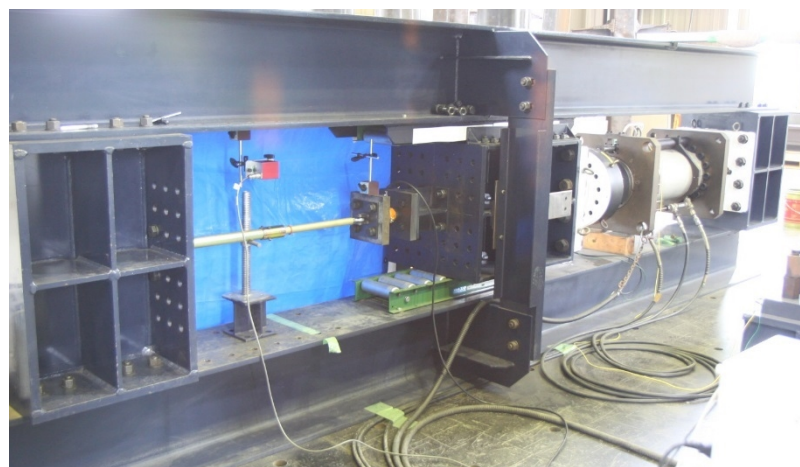
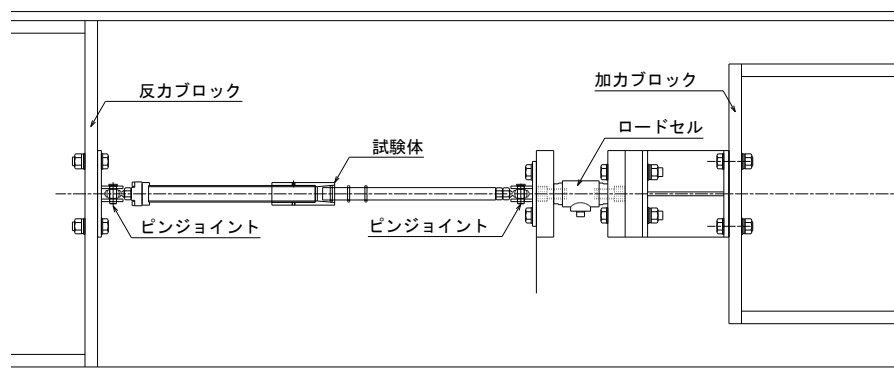


図 6.3.31 静的試験機

動的試験機は椿本マシナリー製 パワージャッキを用いたシステム（試験力容量 5[kN]，ストローク±200[mm]）を用いた。試験機の試験体周りの拡大図を図 6.3.32 に示す。円環ダンパーの抵抗力は東京測器製 ロードセル TCLP-30KNB を用いた。シャフトとシリンダの相対変位は東京測器製 変位計 SDP-200D を用い，試験機の相対変位を円環ダンパーの相対変位とみなし，計測を行った。試験機の相対変位には円環ダンパー端部のピンジョイント部のがたつきを含んでいる。試験は±50[mm]の振幅を 100[mm/s]の等速度で繰り返し加力した。

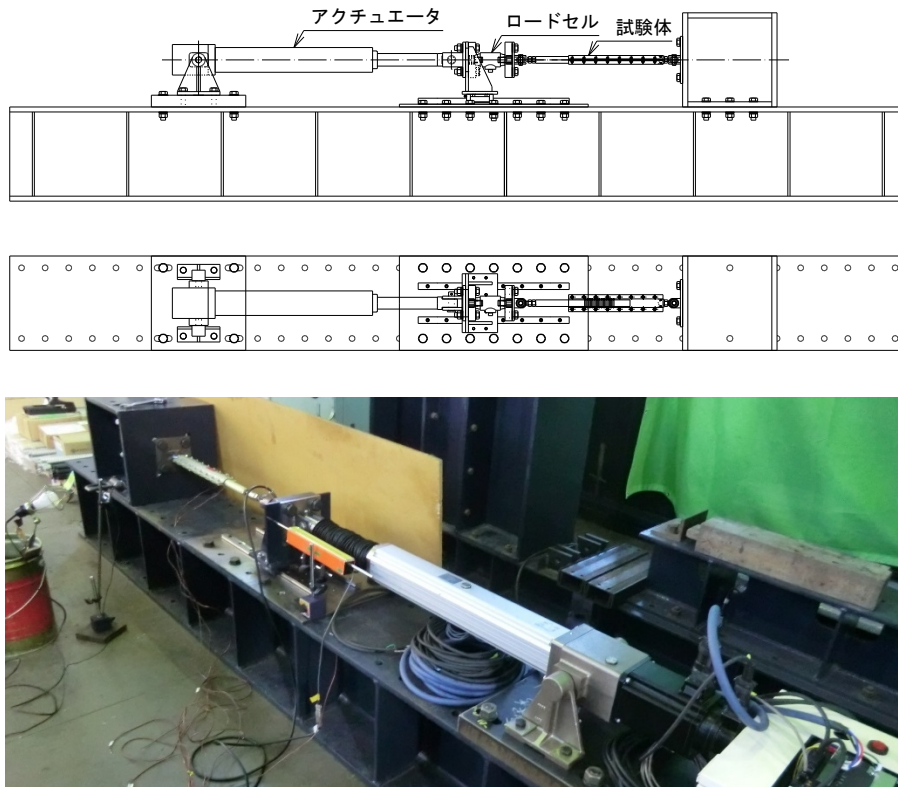


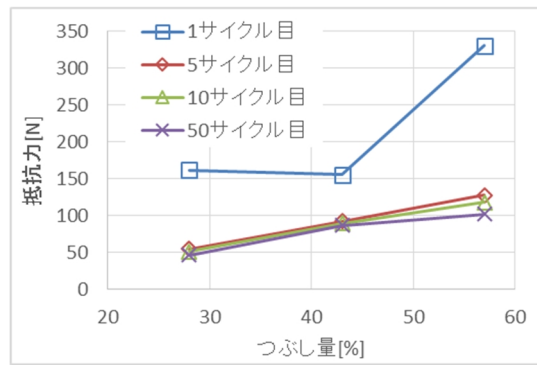
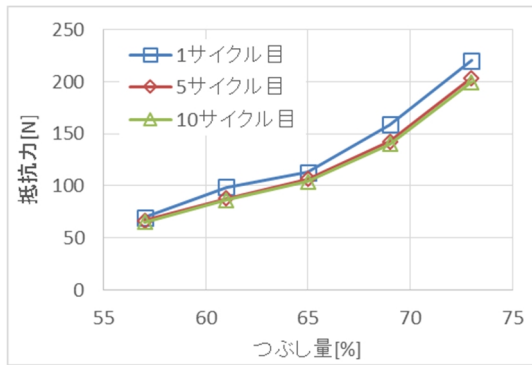
図 6.3.32 動的試験機

(3) 試験結果

試験の結果を表 6.3.18 及び図 6.3.33～図 6.3.41 に示す。

表 6.3.18 試験結果

記号	5 サイクル目の 平均抵抗力 [N]	O リング 数量	O リング 1 本あたりの 平均抵抗力 [N]	試験後の O リングの状況
U70n3-O_57	200	3	67	損傷・変形無し
U70n3-O_61	264	3	88	損傷・変形無し
U70n3-O_65	320	3	107	損傷・変形無し
U70n3-O_69	427	3	143	21 サイクル目に O リングが損傷
U70n3-O_73	609	3	204	13 サイクル目に O リングが損傷
GP60Ln3-Ω_57	383	3	128	こぶ状に変形
GP60Ln3-Ω_28	164	3	55	損傷・変形無し
GP60Ln3-Ω_43	276	3	92	損傷・変形無し



(a) U70

(b) GP60L

図 6.3.33 つぶし量による O リング 1 本あたりの平均抵抗力の变化

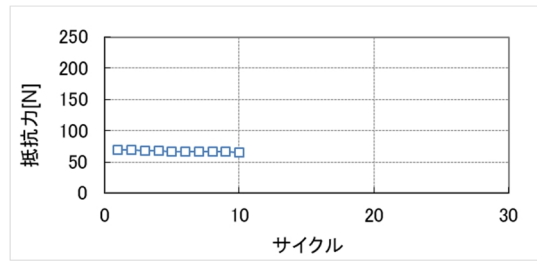
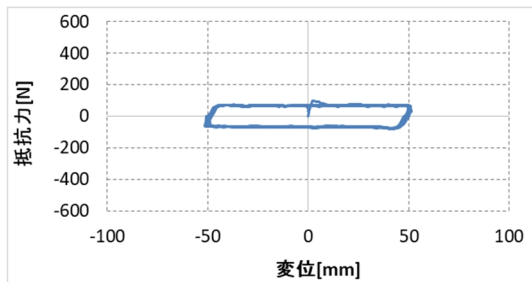


図 6.3.34 試験結果 (U70n3-O_57) O リング 1 本あたり

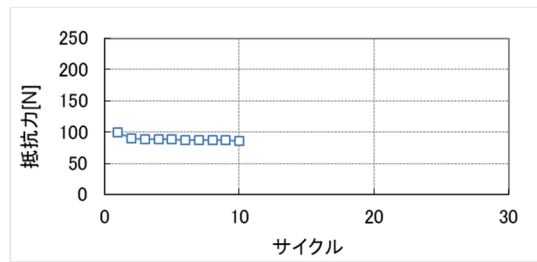
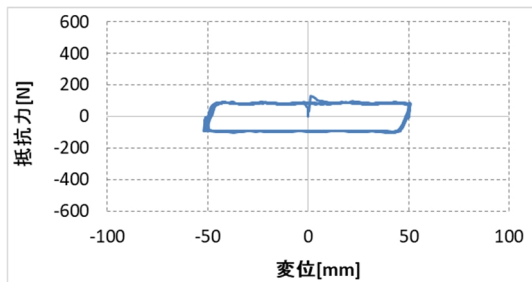


図 6.3.35 試験結果 (U70n3-O_61) O リング 1 本あたり

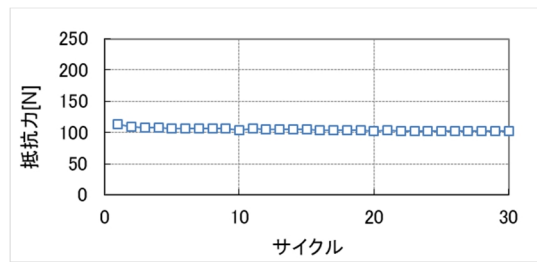
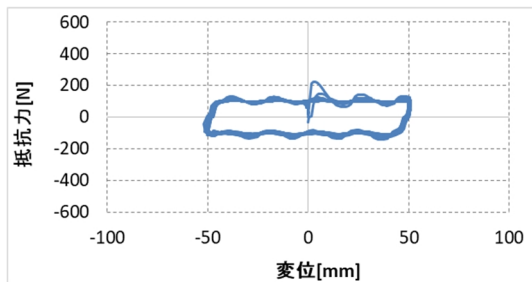


図 6.3.36 試験結果 (U70n3-O_65) O リング 1 本あたり

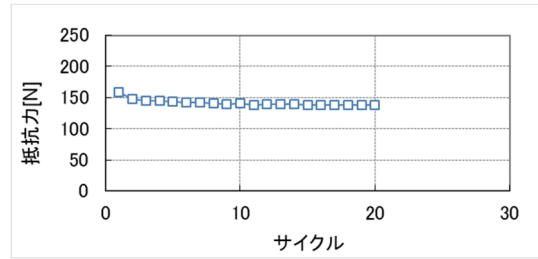
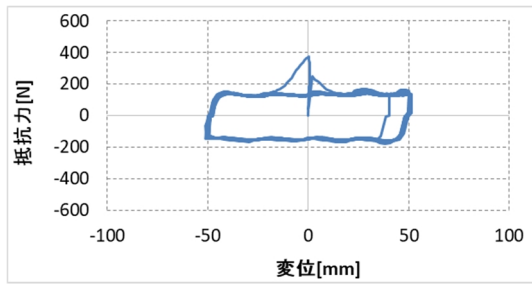


図 6.3.37 試験結果 (U70n3-O_69) Oリング 1本あたり

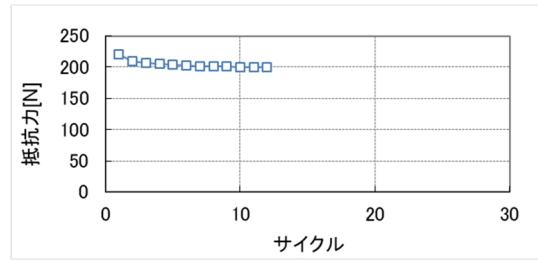
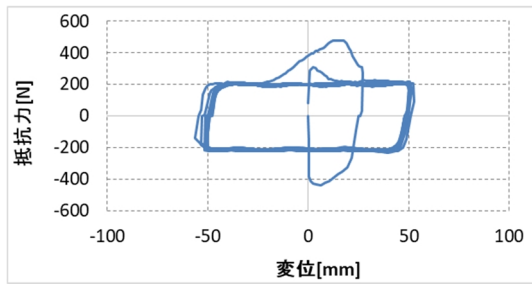


図 6.3.38 試験結果 (U70n3-O_73) Oリング 1本あたり

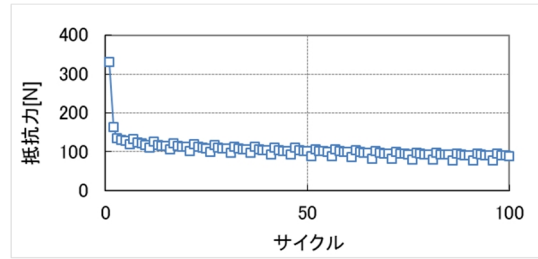
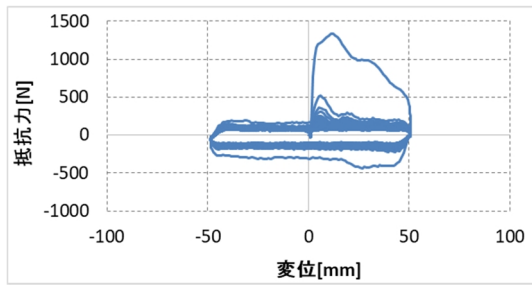


図 6.3.39 試験結果 (GP60Ln3-Ω_57) Oリング 1本あたり

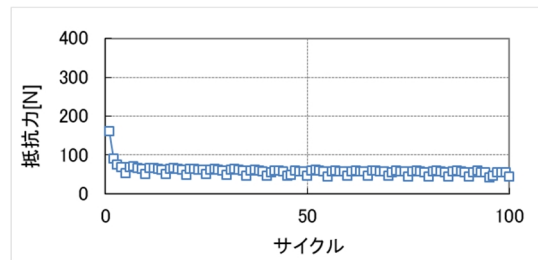
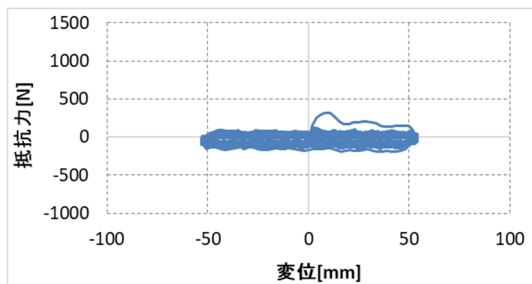


図 6.3.40 試験結果 (GP60Ln3-Ω_28) Oリング 1本あたり

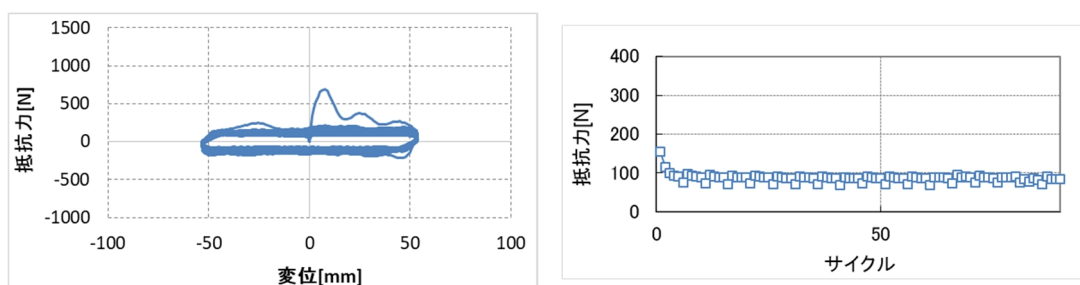


図 6.3.41 試験結果 (GP60Ln3-Ω_43) Oリング 1本あたり

(4) 考察

図 6.3.33 より、つぶし量を大きくすると、抵抗力も大きくなることが確認できた。1 サイクル目の抵抗力は、つぶし量が大きくなると指数曲線のように大きくなっている。これは、ゴムの材料の特性に起因していると思われる。ゴムは伸長比 λ を1より小さく (=圧縮) すると、ゼロに近づくにつれて、加速度的に応力が増加する性質があり、これは図 6.3.42 のように、ひずみエネルギー関数にも現れている。

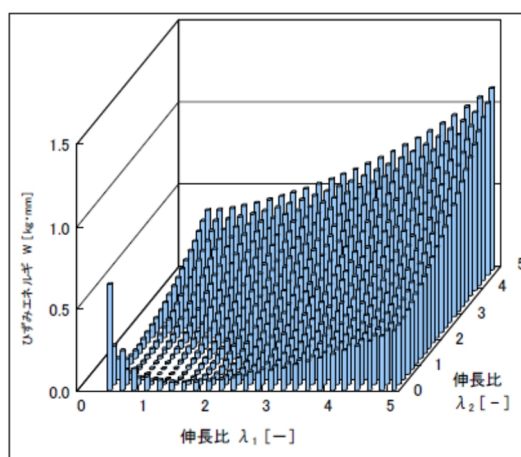


図 6.3.42 ひずみエネルギー関数の例^[6.3]

つぶし量を大きくすると円環ダンパーの抵抗力が指数曲線のように大きくなったのは、このようなゴムの性質によるものと考えられる。

図 6.3.33 より、1 サイクル目と5 サイクル目以降の抵抗力の変化を見ると、つぶし量が大きいほど抵抗力の低下が大きいことが分かる。また、U70 においては 69[%]以上のつぶし量で、GP60L においては 57[%]のつぶし量で O リングの損傷、もしくは変形がみられた。つぶし量を大きくすると、O リング単体から取り出せる抵抗力が大きくなるというメリットがあるが、耐久性が低下してしまう。従って、U70 に関してはつぶし量 65[%]以下、GP60L に関してはつぶし量 43[%]以下で用いる必要があると言える。

以上の考察より、

- ・つぶし量を大きくすると抵抗力も大きくなる
 - ・U70 はつぶし量 65[%]以下で使用する必要がある
 - ・GP60L はつぶし量 43[%]以下で使用する必要がある
- という結論を得た。

6.3.5. 温度変化による性能の変化

本項では、温度変化によって抵抗力（減衰力）がどの程度変化するか、試験によって確認する。

(1) 試験体

試験に用いた試験体の形状を図 6.3.43 に、O リングの形状を図 6.3.44 に、試験条件を表 6.3.19～表 6.3.21 に示す。ゴムは 4 章の材料試験で性能を確認したウレタンゴムを用いた。

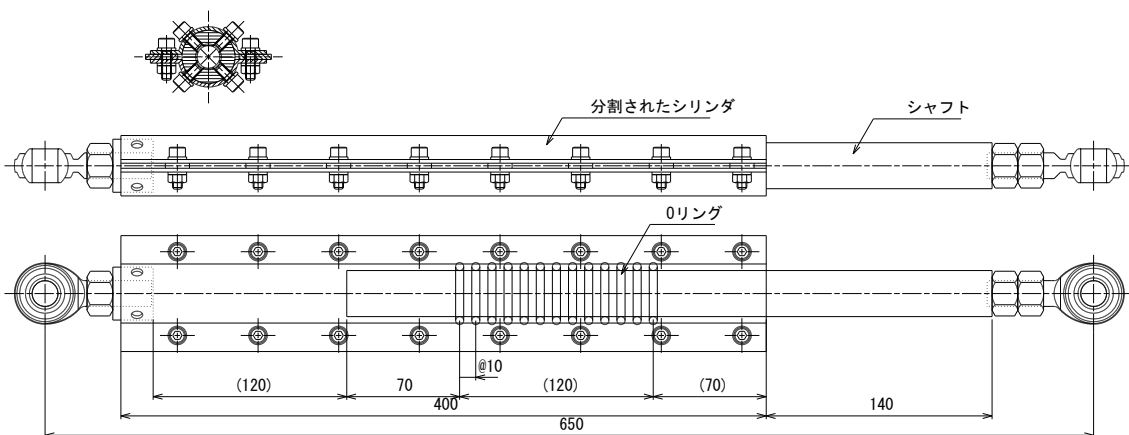


図 6.3.43 試験体形状（開放Ω型）

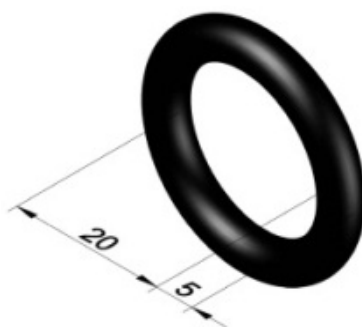


図 6.3.44 O リングの形状

表 6.3.19 試験条件 (試験体形状)

記号	試験体形状	シャフト外形 [mm]	シリンダ内径 [mm]	つぶし量 [mm]	試験体 数量
U90n13-Ω_-10	開放Ω型	φ 28.6	φ 32.9	2.85 (57%)	1
U90n13-Ω_10					1
U90n13-Ω_24					1
U90n13-Ω_45					1
U90n13-Ω_60					1
U90n13-Ω_70					1

表 6.3.20 試験条件 (Oリング)

記号	材料	硬さ[°]	内径[mm]	線形[mm]	数量
U90n13-Ω_-10	ウレタンゴム	90	20	5	13
U90n13-Ω_10					
U90n13-Ω_24					
U90n13-Ω_45					
U90n13-Ω_60					
U90n13-Ω_70					

表 6.3.21 試験条件 (室温及びシリンダ表面温度)

記号	恒温器の設定温度 [°C]	室温[°C]	試験前シリンダ 表面温度[°C]
U90n13-Ω_-10	-10	24	-0.3
U90n13-Ω_10	10	24	15.7
U90n13-Ω_24	—	24	24.3
U90n13-Ω_45	40	24	46.2
U90n13-Ω_60	60	24	55.6
U90n13-Ω_70	70	24	71.9

(2) 試験方法

加力には IMV 製 6 自由度振動台 (最大積載重量 2,000[kg], 最大加振力 19.6[kN], ストローク ±100[mm], 最大速度 1.1[m/s], 無負荷時最大加速度 24.5[m/s²]) を用いた。試験機の試験体周りの拡大図を図 6.3.45 に示す。円環ダンパーの抵抗力は東京測器製 ロードセル TCLP-30KNB を用いた。シャフトとシリンダの相対変位はキーエンス製 LK-500G を用い、試験機の相対変位を円環ダンパーの相対変位とみなし、計測を行った。試

試験機の相対変位には円環ダンパー端部のピンジョイント部のがたつきを含んでいる。試験は±50[mm]の振幅を 300[mm/s]の正弦波加振で繰り返し加力した。なお、試験体は同一試験体を用い、低い温度から高い温度に変化させて試験を実施した。

試験体は常温で組み立てた後、エスペック製恒温器 LHU-113 (図 6.3.46 参照) に入れて目標とする温度に達するまで冷却/加熱を行った。試験では周囲の室温の影響を受けるため、恒温器から出した後、速やかに試験を行うこととした。Oリングの温度を計測することは難しいことから、シリンダ表面の温度を計測することとした。計測した位置はシリンダの表面で位置は、13本のOリングの中央である。

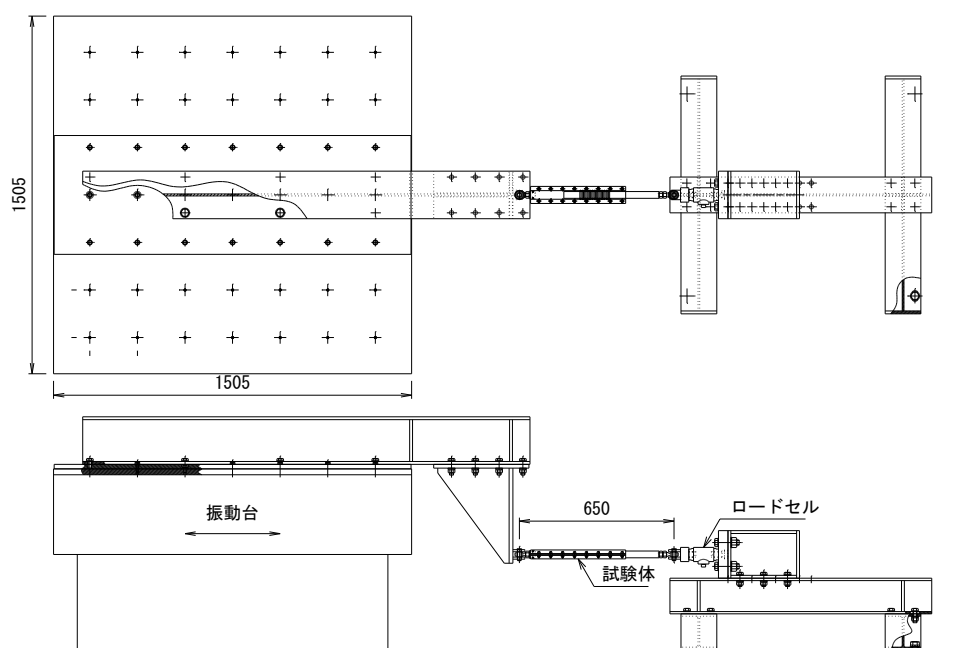


図 6.3.45 試験機



図 6.3.46 恒温槽

(3) 試験結果

試験の結果を表 6.3.22～表 6.3.23 及び図 6.3.47～図 6.3.53 に示す。なお、図に示す横軸の温度は、試験後のシリンダ表面温度とした。

表 6.3.22 試験結果

記号	10 サイクル目の 平均抵抗力 [N]	O リング 数量	O リング 1 本あたりの 平均抵抗力 [N]	24[°C]に 対する比
U90n13-Ω_-10	1874	13	144	1.19
U90n13-Ω_10	1635		126	1.04
U90n13-Ω_24	1577		121	1.00
U90n13-Ω_45	1351		104	0.86
U90n13-Ω_60	1289		99	0.82
U90n13-Ω_70	1196		92	0.76

表 6.3.23 試験結果 (シリンダ表面温度の変化)

記号	試験前シリンダ 表面温度[°C]	試験後シリンダ 表面温度[°C]
U90n13-Ω_-10	-0.3	10.0
U90n13-Ω_10	15.7	24.9
U90n13-Ω_24	24.3	34.2
U90n13-Ω_45	46.2	54.9
U90n13-Ω_60	55.6	63.8
U90n13-Ω_70	71.9	76.8

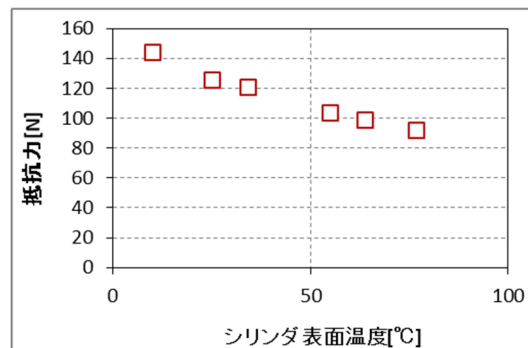


図 6.3.47 試験後のシリンダ表面温度と O リング 1 本あたりの平均抵抗力の関係

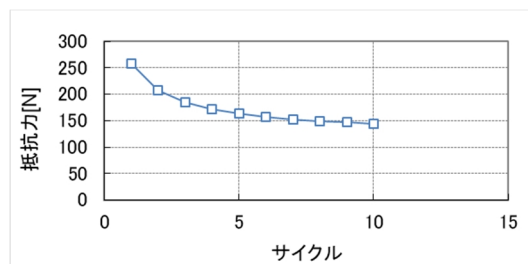
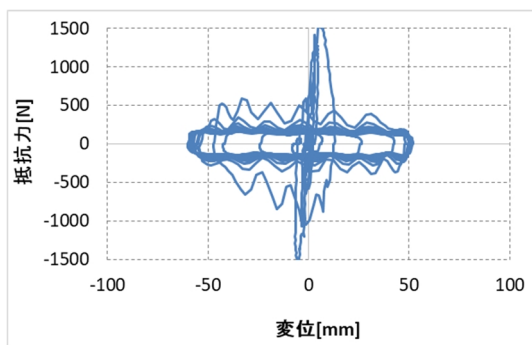


図 6.3.48 試験結果 (U90n13-Ω_-10) Oリング 1本あたり

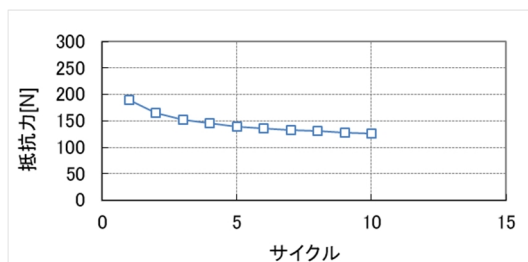
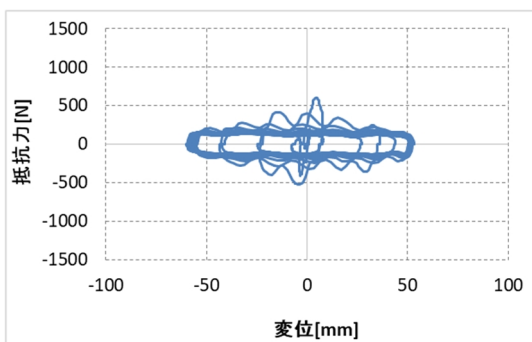


図 6.3.49 試験結果 (U90n13-Ω_10) Oリング 1本あたり

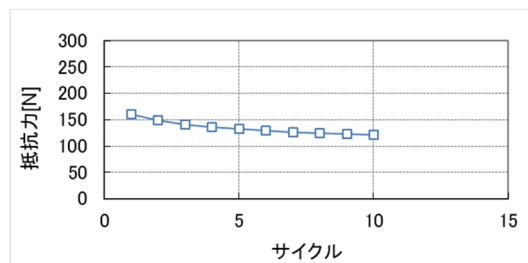
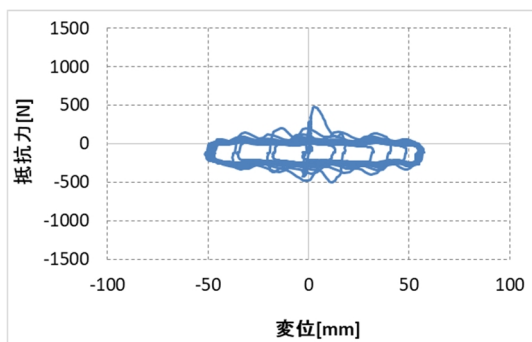


図 6.3.50 試験結果 (U90n13-Ω_24) Oリング 1本あたり

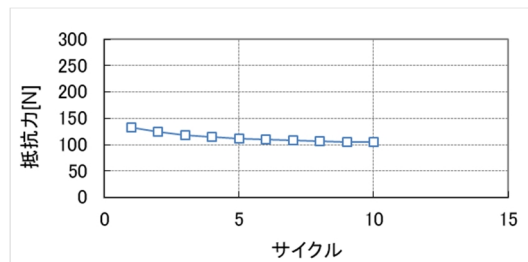
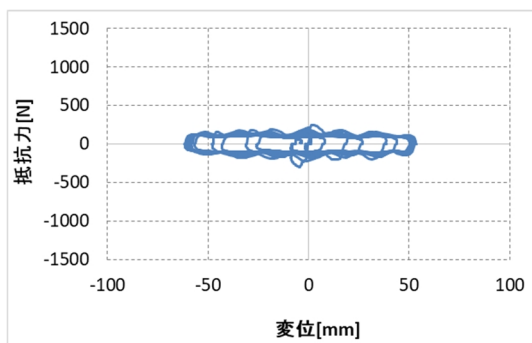


図 6.3.51 試験結果 (U90n13-Ω_45) Oリング 1本あたり

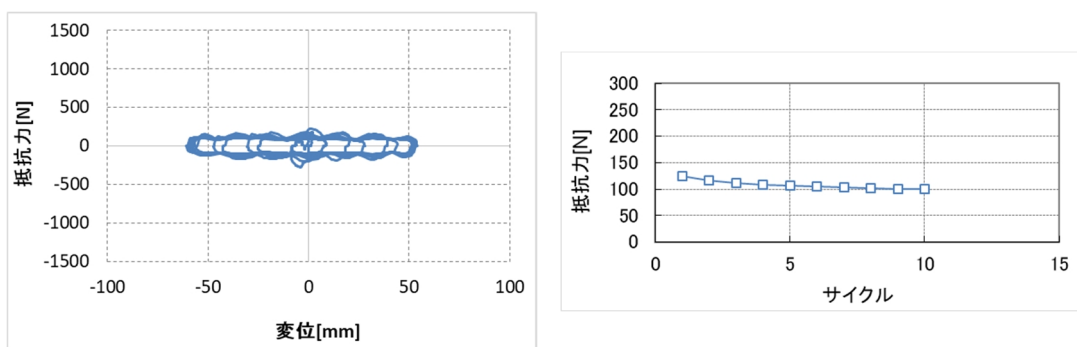


図 6.3.52 試験結果 (U90n13-Ω₆₀) Oリング 1本あたり

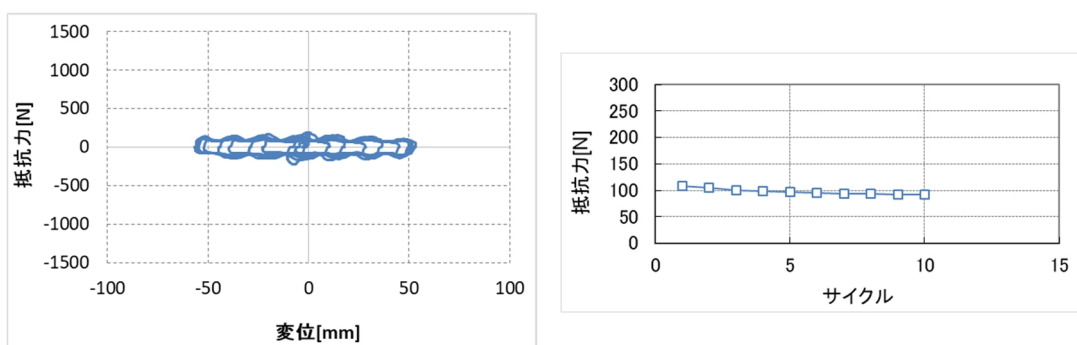


図 6.3.53 試験結果 (U90n13-Ω₇₀) Oリング 1本あたり

(4) 考察

図 6.3.47 より、温度によって抵抗力が変化することが確認できた。温度が低いほど抵抗力が高くなる傾向がある。この傾向はゴムの時間-温度換算則と同様の傾向を示すはずである。そこで、材料試験の結果から本試験の条件における弾性率を求め、この値を 24[°C]に対する比という形に置き直すことによって、試験結果と比較を行う。試験では ±50[mm]を 300[mm/s]の速度で正弦波加振を行っており、このときの試験体の周期は 1[s]である。Oリングの線形は 5[mm]であることから、外周は 5π [mm]、Oリングの回転距離は、試験体の相対変位の半分であることから、Oリングの単位時間の回転数は、 $100[\text{mm}] / 5\pi[\text{mm}] = 6.37[\text{回転}/\text{s}]$ である。この条件を材料試験から求めた時間-温度換算則に当てはめた。

6.3.6. 速度変化による性能の変化

本項では、速度変化によって抵抗力（減衰力）がどの程度変化するか、試験によって確認する。

(1) 試験体

試験に用いた試験体の形状を図 6.3.55 に、O リングの形状を図 6.3.56 に、試験条件を表 6.3.25～表 6.3.27 に示す。ゴムの種類は材料試験で性能を確認したウレタンゴムを用いた。

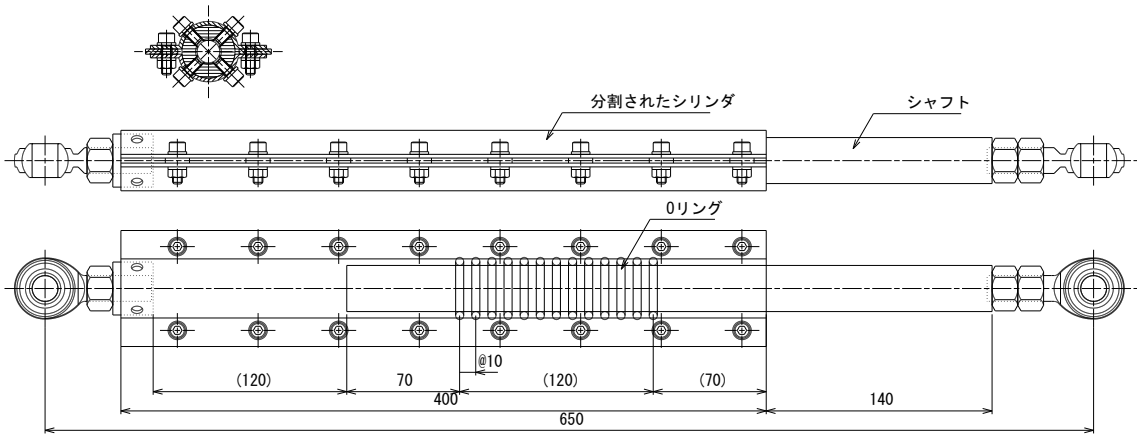


図 6.3.55 試験体形状（開放Ω型）

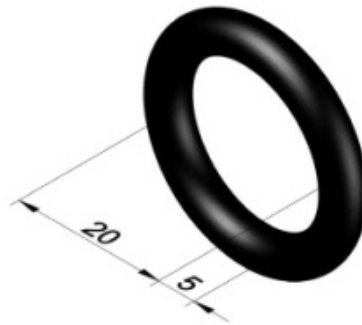


図 6.3.56 O リングの形状

表 6.3.25 試験条件 (試験体形状)

記号	試験体形状	シャフト外形 [mm]	シリンダ内径 [mm]	つぶし量 [mm]	試験体 数量
U90n13-Ω _10kine	開放Ω型	φ 28.6	φ 32.9	2.85 (57%)	1
U90n13-Ω _30kine					1
U90n13-Ω _50kine					1
U90n13-Ω _80kine					1

表 6.3.26 試験条件 (Oリング)

記号	材料	硬さ[°]	内径[mm]	線形[mm]	数量
U90n13-Ω _10kine	ウレタンゴム	90	20	5	13
U90n13-Ω _30kine					
U90n13-Ω _50kine					
U90n13-Ω _80kine					

表 6.3.27 試験条件 (速度, 室温)

記号	最大速度[mm/s]	室温[°C]
U90n13-Ω _10kine	100	24
U90n13-Ω _30kine	300	24
U90n13-Ω _50kine	500	24
U90n13-Ω _80kine	800	24

(2) 試験方法

加力にはIMV製6自由度振動台(最大積載重量2,000[kg], 最大加振力19.6[kN], ストローク ± 100 [mm], 最大速度1.1[m/s], 無負荷時最大加速度 24.5 [m/s²])を用いた。試験機の試験体周りの拡大図を図6.3.57に示す。円環ダンパーの抵抗力は東京測器製ロードセルTCLP-30KNBを用いた。シャフトとシリンダの相対変位はキーエンス製LK-500Gを用い、試験機の相対変位を円環ダンパーの相対変位とみなし、計測を行った。試験機の相対変位には円環ダンパー端部のピンジョイント部のがたつきを含んでいる。試験は ± 50 [mm]の振幅とし、温度は室温 24 [$^{\circ}$ C]とした。

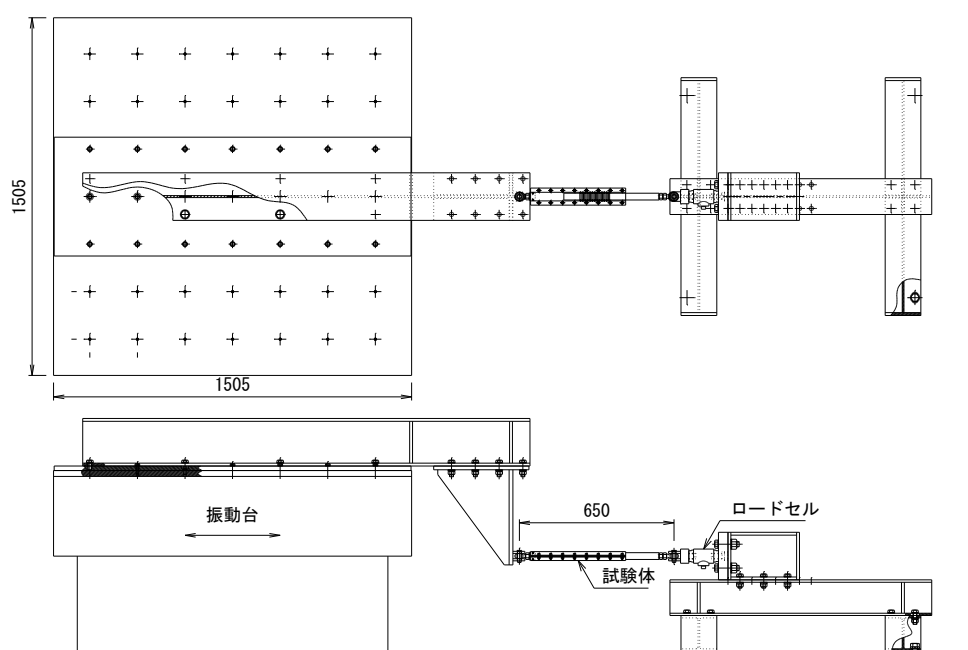


図 6.3.57 試験機

(3) 試験結果

試験の結果を表 6.3.28 及び図 6.3.58～図 6.3.62 に示す。

表 6.3.28 試験結果

記号	10 サイクル目の 平均抵抗力 [N]	O リング 数量	O リング 1 本あたりの 平均抵抗力 [N]	30kine に 対する比
U90n13-Ω _10kine	2008	13	154	1.22
U90n13-Ω _30kine	1637		126	1.00
U90n13-Ω _50kine	1513		116	0.92
U90n13-Ω _80kine	1506		116	0.92

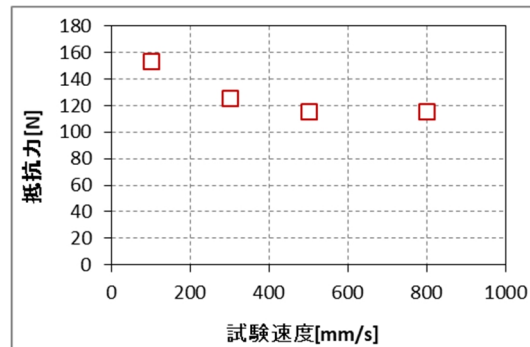


図 6.3.58 加力速度と O リング 1 本あたりの平均抵抗力の関係

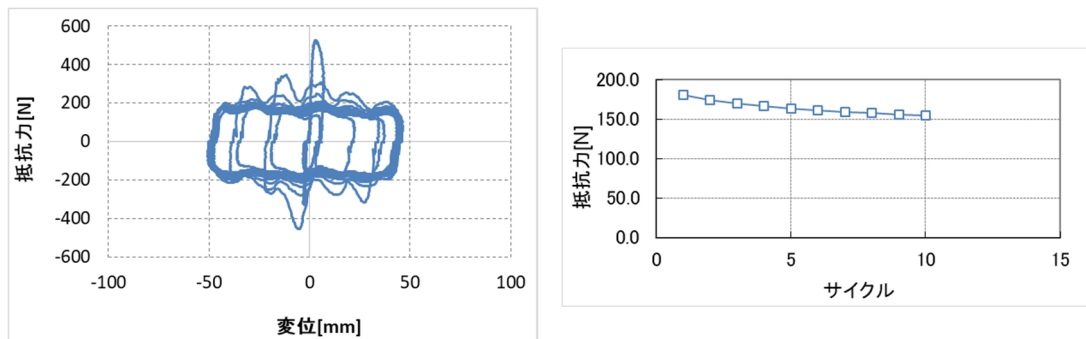


図 6.3.59 試験結果 (U90n13-Ω_10kine) O リング 1 本あたり

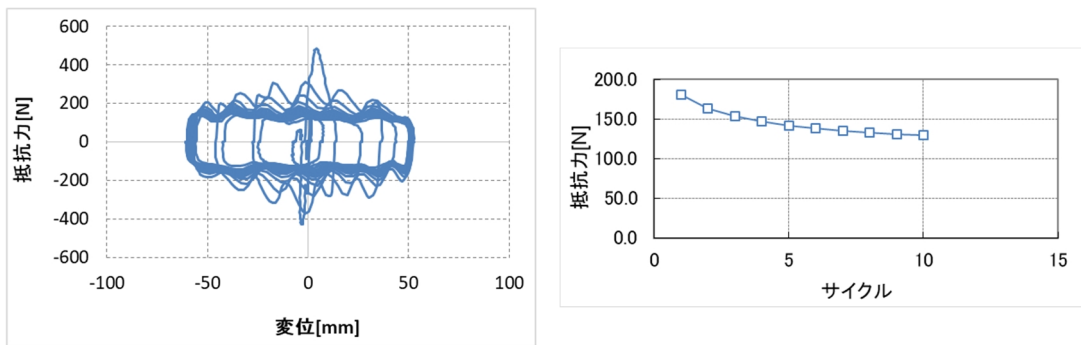


図 6.3.60 試験結果 (U90n13-Ω_30kine) O リング 1 本あたり

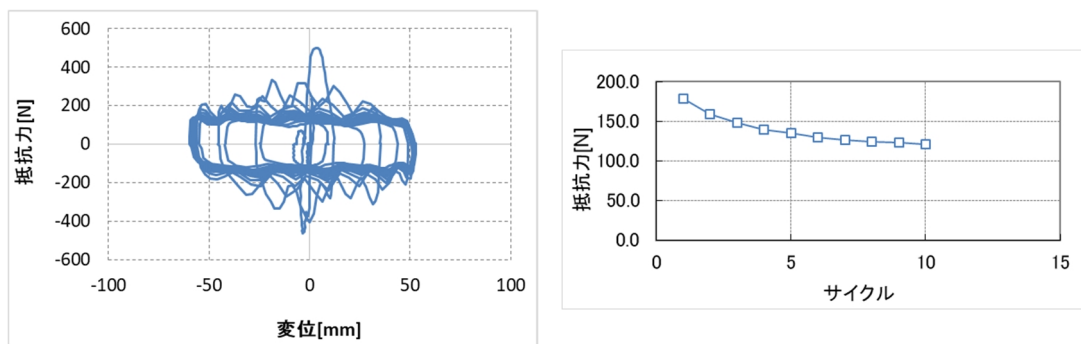


図 6.3.61 試験結果 (U90n13-Ω_50kine) O リング 1 本あたり

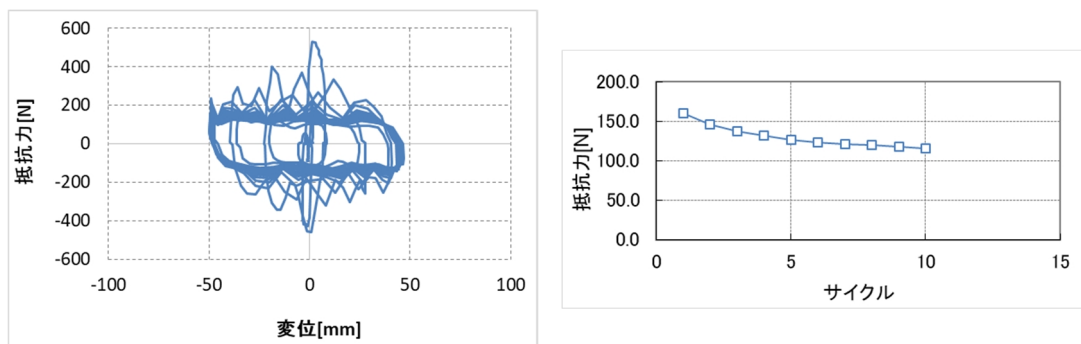


図 6.3.62 試験結果 (U90n13-Ω_80kine) O リング 1 本あたり

(4) 考察

図 6.3.58 より、加力速度によって抵抗力が変化することが確認できた。速度が低いほど抵抗力が高くなる傾向があるが、300[mm/s]よりも遅い速度における抵抗力の変化に対して、300[mm/s]より早い速度における抵抗力の変化はわずかであることが確認できる。

速度と抵抗力の関係はゴム材料の時間-温度換算則と同様の傾向を示すはずである。そこで、材料試験の結果から本試験の条件における弾性率を求め、この値を 30kine に対する比という形に置き直すことによって、試験結果と比較を行う。試験では±50[mm]を 100, 300, 500, 800[mm/s]の速度で正弦波加振を行っており、このときの試験体の周期は 3,

1, 0.6, 0.375[s]である。Oリングの線形は5[mm]であることから、外周は 5π [mm]、Oリングの回転距離は、試験体の相対変位の半分であることから、Oリングの単位時間の回転数は、2.12, 6.37, 10.6, 17.0[回転/s]である。この条件を材料試験から求めた時間-温度換算則に当てはめた。この結果を表 6.3.29 及び図 6.3.63 に示す。

表 6.3.29 材料試験から求めた弾性率

記号	材料試験から求めた弾性率[MPa]	30kine に対する比
U90n13- Ω _10kine	57.8	0.96
U90n13- Ω _30kine	60.5	1.00
U90n13- Ω _50kine	62.0	1.02
U90n13- Ω _80kine	63.5	1.05

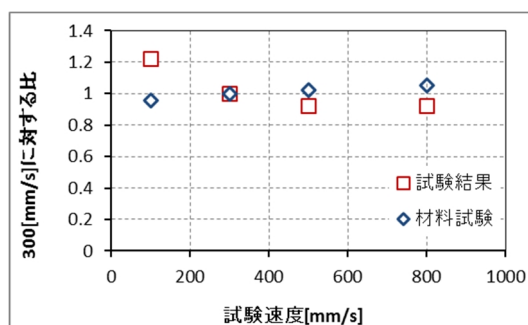


図 6.3.63 円環ダンパーの試験結果と材料試験から求めた速度依存性の比較

図 6.3.63 より、円環ダンパーの試験結果による速度依存性と、材料試験から求めた速度依存性は傾向が逆転している。理論上では、ゴムはひずみ速度が早くなるほど弾性率は向上し、材料試験はその傾向を示している。円環ダンパーの試験結果がこの傾向と反している理由として、Oリングの温度上昇が関係していたことが考えられる。加力速度が早いほど、Oリングの温度上昇が大きいと思われることから、実際の加力試験では理論と反対の傾向が現れたのであると思われる。

以上の考察より、

- ・円環ダンパーは加力速度が遅いほど抵抗力が向上し、加力速度が早いほど抵抗力が低下する。ただし300[mm/s]以上の速度では抵抗力の低下は小さい
- ・円環ダンパーは速度に対する依存性よりも、温度に対する依存性が大きく影響していると思われる

という結論を得た。

6.4. ゴムを用いた円環ダンパーの FEM 数値解析

本節では、ゴムを用いた円環の回転抵抗力について、有限要素プログラムを用いて検討する。有限要素プログラムには MSC Software Corporation 製の一般弾塑性プログラム MARC を用いた。有限要素プログラムの詳細を表 6.4.1 に示す。解析は材料非線形解析とし、軸対称モデル、平面ひずみ四辺形要素を用いた。解析に採用した要素の詳細を表 6.4.2 に示す。

表 6.4.1 有限要素プログラム

名称	MARC
販売元	MSC Software Corporation
解析範囲	線形解析, 非線形解析, 接触解析, 動解析, 熱伝導解析, 流体解析等
バージョン	MARC2014.r2

表 6.4.2 解析要素

解析条件	非線形解析
材料	粘弾性モデル
構造体	軸対称構造体
要素	平面ひずみ要素
1 要素の節点数	4 節点

解析では円環の内径や線径の寸法による減衰性能への影響について検討する。ただし、検討に用いる解析汎用プログラムは、ゴムのヒステリシスロスを入力できない。そこで、円環を変形させた時に生じるひずみを読み取り、それぞれの条件における比較を行うものとする。なお、使用した有限要素プログラムでは、ゴムのヒステリシスロスを適切に評価する機能がついていない。そこで、円環のひずみを観察することとした。円環内部のひずみ分布は、回転によって変化せず、繰り返しのによっても変化しない。このことから、回転によって経験するひずみの履歴が推測できるため、このひずみの変化を用いてヒステリシスロスを求めている。

6.4.1 項では円環の内径の変化による円環断面内のひずみの変化について調査する。

6.4.2 項では円環の線径の変化による円環断面内のひずみの変化について調査する。

6.4.1. 円環の内径による性能の変化

(1) 解析条件

本項では円環の内径が変化した場合、円環断面内のひずみがどのように変化するかについて検討する。解析に用いたモデルの寸法を表 6.4.3 及び図 6.4.1 に、円環の材料データを表 6.4.4 に、解析モデルの境界条件を図 6.4.2 に、解析モデルを図 6.4.3 に示す。

表 6.4.3 解析モデルの寸法

記号	材料	R[mm]	r[mm]	備考
U90-R12.5-r2.5	U90	12.5	2.5	U90-O と同じ形状
U90-R22.5-r2.5	ウレタン	22.5		
U90-R32.5-r2.5	硬さ 90°	32.5		

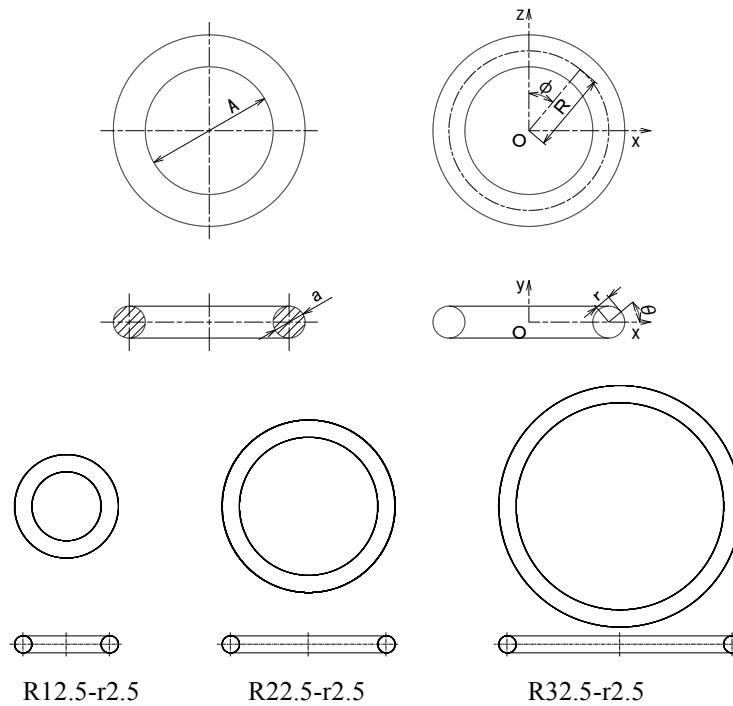


図 6.4.1 円環の主要な寸法

表 6.4.4 材料データ (U90)

n	μ_n [N/mm ²]	α_n
1	35.17	0.2173
2	0.3443	2.847
3	-8.332E-07	-4.985

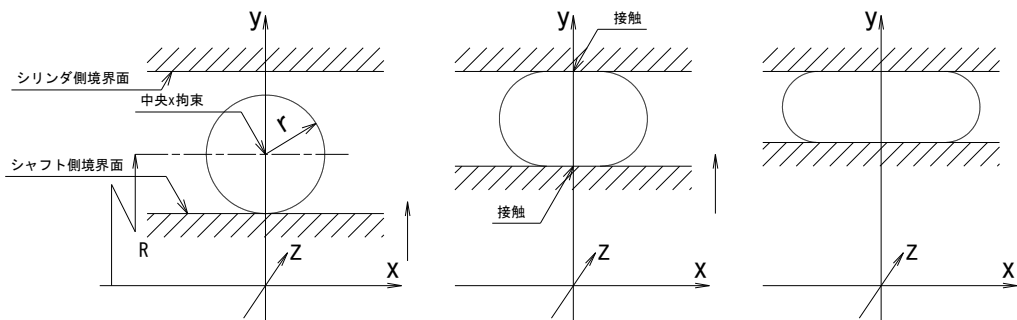


図 6.4.2 要素の境界条件

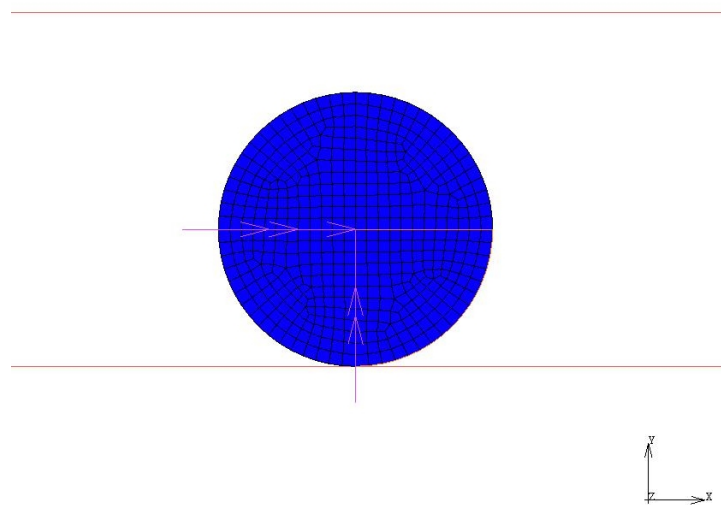


図 6.4.3 解析モデル

解析モデルは、試験に用いた円環と同形状の $R12.5-r2.5$ と、 R (大半径) の大きい $R22.5-r2.5$ と $R32.5-r2.5$ である。解析モデルは大半径 R が異なるだけで、他の寸法は同じである。材料は U90 で、材料試験の結果を元に求めた表 6.4.4 の値を用いる。要素モデルの境界条件は図 6.4.2 に示す通りである。図は円環の素線の断面を示している。円環断面の中央を x 方向に拘束し、応力の誤差で x 方向に移動することを防止している。シャフト側の境界面の初期位置は、円環の内径と等しい y 座標である。シリンダ側の y 座標はシャフト側から $6.45[\text{mm}]$ 離れた位置にあり、円環との隙間は $1.45[\text{mm}]$ である。解析開始とともに、シャフト側の境界面が徐々にシリンダ側に移動する。円環がシリンダと接触するまでは、円環はシャフトとの接触によって徐々に伸びる。やがて円環がシリンダと接触すると、シャフトとシリンダに押しつぶされ、断面は扁平に変形する。解析では、試験条件と等しい、つぶし量が $2.85[\text{mm}]$ の時のひずみを調べる。

(2) 解析結果

解析の結果を表 6.4.5 及び図 6.4.4～図 6.4.5 に示す。

表 6.4.5 解析結果

記号	材料	R [mm]	r [mm]	リング方向		断面内圧縮	
				ε_{p_max}	比	ε_{c_max}	比
U90-R12.5-r2.5	U90	12.5	2.5	0.358	1.00	-1.255	1.00
U90-R22.5-r2.5	ウレタン	22.5		0.195	0.54	-1.296	1.03
U90-R32.5-r2.5	硬さ 90°	32.5		0.134	0.37	-1.328	1.06

表 6.4.5 より、リング方向の引張ひずみの最大値は、 R が大きくなるほど小さくなっている。リング方向の引張ひずみの最大値は、シャフトと接する円環の位置であることから、シャフトの移動量を p とおくと、

$$\varepsilon_{p_max} = \frac{p}{R - r} \quad (6.12)$$

ε_{p_max}	: リング方向の引張ひずみの最大値
R	: 円環の大半径 [mm]
r	: 円環の線半径 [mm]
p	: シャフトの移動量 (=4.30) [mm]

で求めることができると考えられる。(6.12)式に解析条件を代入した結果を表 6.4.6 に示す。

表 6.4.6 円環リング方向ひずみの比較

記号	材料	R [mm]	r [mm]	リング方向		(6.12)式	
				ε_{p_max}	比	ε_{p_max}	比
U90-R12.5-r2.5	U90	12.5	2.5	0.358	<u>1.00</u>	0.430	<u>1.00</u>
U90-R22.5-r2.5	ウレタン	22.5		0.195	<u>0.54</u>	0.215	<u>0.50</u>
U90-R32.5-r2.5	硬さ 90°	32.5		0.134	<u>0.37</u>	0.143	<u>0.33</u>

表 6.4.6 より、リング方向のひずみの解析結果と(6.12)式によって求めたひずみは多少の乖離はあるものの、ほぼ同じ傾向を示している。従って、(6.12)式を用いてリング方向の引張ひずみを評価することが可能であると考えられる。

表 6.4.5 より，円環断面内の圧縮ひずみの最大値は， $R = 12.5$ のとき-1.255 に対して， $R = 32.5$ のとき-1.328 であり， R が大きくなっているのに対してひずみの変化は僅かである。円環断面内の圧縮ひずみの最大値は， R にほとんど依存しないと考えられる。

以上より，円環の大半径 (R) が大きくなると，

- ・リング方向の引張ひずみが小さくなる。この値は(6.12)式でほぼ評価できる。
- ・円環断面内の圧縮ひずみは， R にほとんど依存しない。

と考えられる。

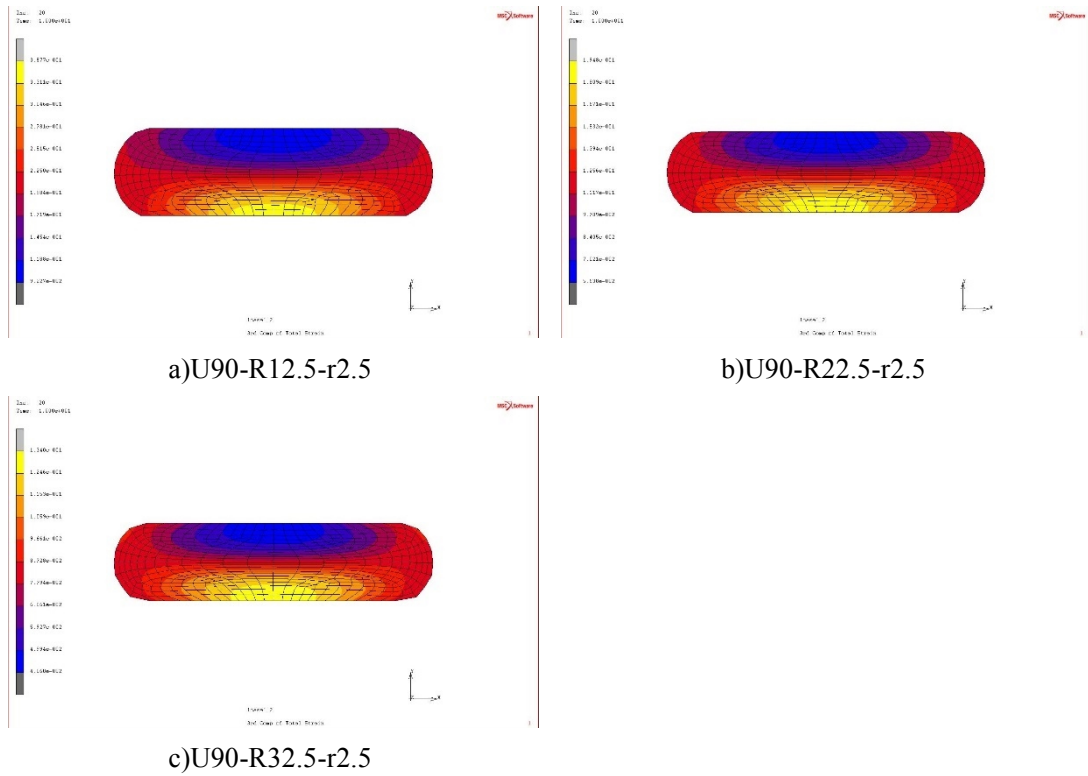


図 6.4.4 解析結果（リング方向の引張ひずみ）

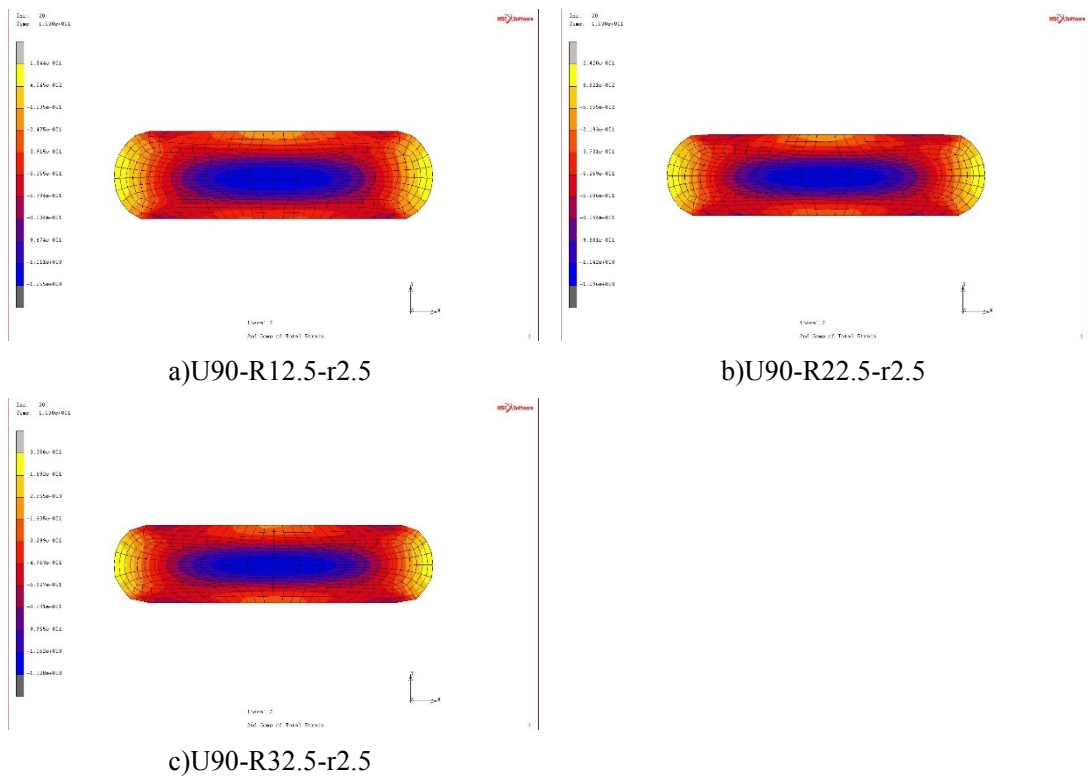


図 6.4.5 解析結果（断面内の圧縮ひずみ）

6.4.2. 円環の線径による性能の変化

(1) 解析条件

本項では円環の内径が変化した場合、円環断面内のひずみがどのように変化するかについて検討する。解析に用いたモデルの寸法を表 6.4.7 及び図 6.4.6 に、円環の材料データを表 6.4.8 に、解析モデルの境界条件を図 6.4.7 に、解析モデルを図 6.4.8 に示す。

表 6.4.7 解析モデルの寸法

記号	材料	R[mm]	r[mm]	備考
U90-R12.5-r1.5	U90	12.5	1.5	
U90-R12.5-r2.0	ウレタン		2.0	
U90-R12.5-r2.5	硬さ 90°		2.5	U90-O と同じ形状

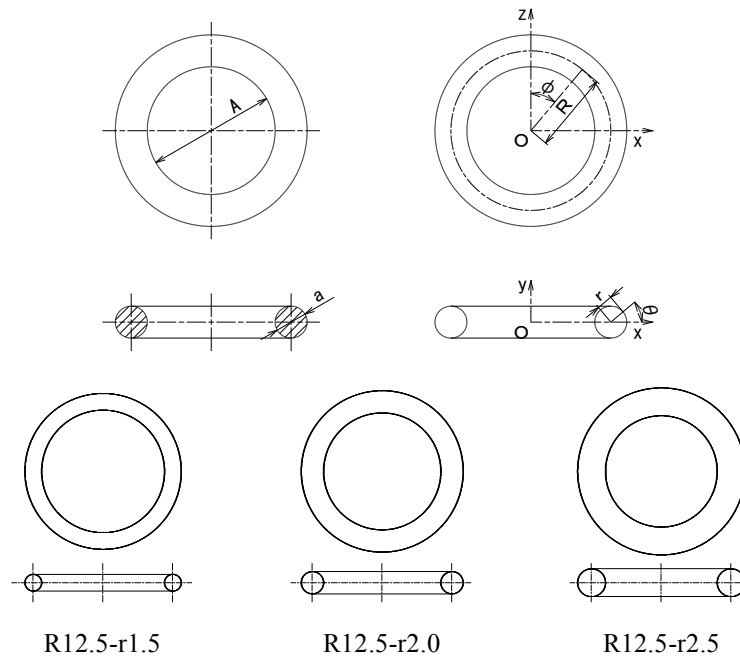


図 6.4.6 円環の主要な寸法

表 6.4.8 材料データ (U90)

n	μ_n [N/mm ²]	α_n
1	35.17	0.2173
2	0.3443	2.847
3	-8.332E-07	-4.985

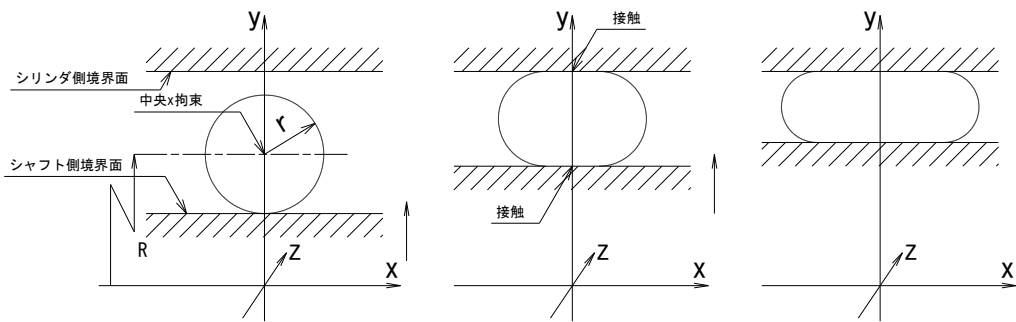


図 6.4.7 要素の境界条件

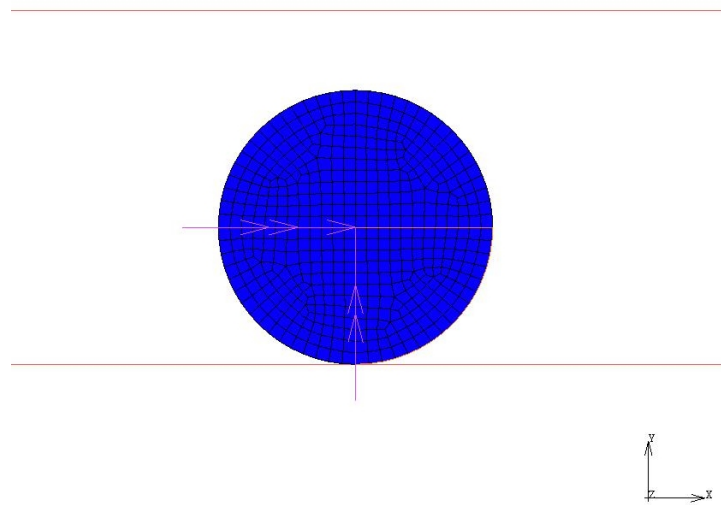


図 6.4.8 解析モデル

解析モデルは、試験に用いた円環と同形状の R12.5-r2.5 と、 r (線半径) の小さい R12.5-r2.0 と R12.5-r1.5 である。解析モデルは線半径 r が異なるだけで、他の寸法は同じである。材料は U90 で、材料試験の結果を元に求めた表 6.4.8 の値を用いる。要素モデルの境界条件は図 6.4.7 に示す通りである。図は円環の素線の断面を示している。円環断面の中央を x 方向に拘束し、応力の誤差で x 方向に移動することを防止している。シャフト側の境界面の初期位置は、 $y=10$ である。シリンダ側の y 座標はシャフト側から 6.45[mm] 離れた位置にある。解析開始とともに、シャフト側の境界面が徐々にシリンダ側に移動し、円環のつぶし量が 57%となったところ ($r2.5$ は 4.30[mm]移動, $r2.0$ は 4.48[mm]移動, $r1.5$ は 4.66[mm]移動) で解析を終了とし、ひずみの状態を調査する。

(2) 解析結果

解析の結果を表 6.4.9 及び図 6.4.9～図 6.4.10 に示す。

表 6.4.9 解析結果

記号	材料	R [mm]	r [mm]	リング方向		断面内圧縮	
				ε_{p_max}	比	ε_{c_max}	比
U90-R12.5-r1.5	U90	12.5	1.5	0.321	0.90	-1.281	1.02
U90-R12.5-r2.0	ウレタン		2.0	0.339	0.95	-1.279	1.02
U90-R12.5-r2.5	硬さ 90°		2.5	0.358	1.00	-1.255	1.00

表 6.4.9 より、リング方向の引張ひずみの最大値は、 r が小さくなると僅かに小さくなっている。しかし、 r の変化（25～30%）に対して、引張ひずみは 5%程度しか小さくなっておらず、 r の影響は小さいと考えられる。(6.12)式を用いてひずみをもとめたものを表 6.4.10 に示す。

表 6.4.10 円環リング方向ひずみの比較

記号	材料	R [mm]	r [mm]	リング方向		(6.12)式	
				ε_{p_max}	ε_{p_max}	ε_{p_max}	比
U90-R12.5-r1.5	U90	12.5	1.5	0.321	<u>0.90</u>	0.424	<u>0.99</u>
U90-R12.5-r2.0	ウレタン		2.0	0.339	<u>0.95</u>	0.427	<u>0.99</u>
U90-R12.5-r2.5	硬さ 90°		2.5	0.358	<u>1.00</u>	0.430	<u>1.00</u>

(6.12)式を用いても、解析結果とほぼ同様の傾向を示しており、線半径 r の変化は円環のリング方向のひずみに与える影響が小さいと思われる。

表 6.4.9 より、断面内の圧縮ひずみの最大値は、 r が小さくなると僅かに大きくなっている。しかし、 r の変化（25～30%）に対して、断面内の圧縮ひずみは 2%程度しか大きくなっておらず、 r の影響はほとんどないと考えられる。

以上より、円環の線半径（ r ）が小さくなると、

- ・リング方向の引張ひずみは、 r にほとんど依存しない。この値は(6.12)式でほぼ評価できる。

- ・円環断面内の圧縮ひずみは、 r にほとんど依存しない。と考えられる。

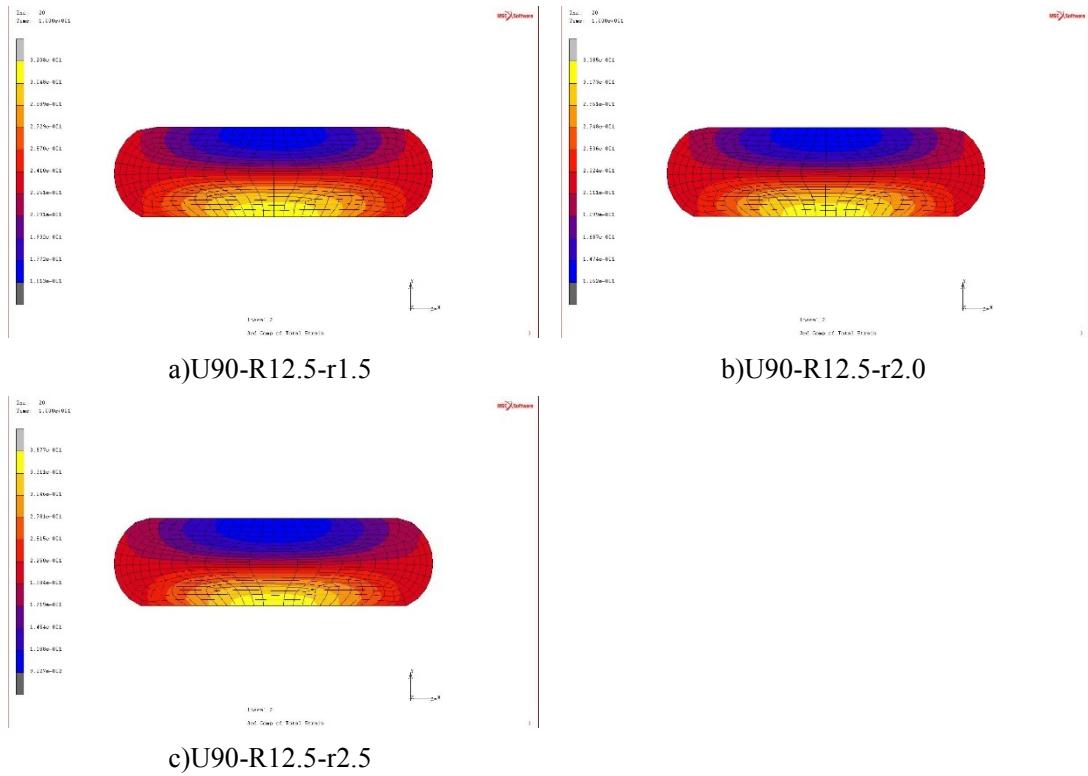


図 6.4.9 解析結果（リング方向の引張ひずみ）

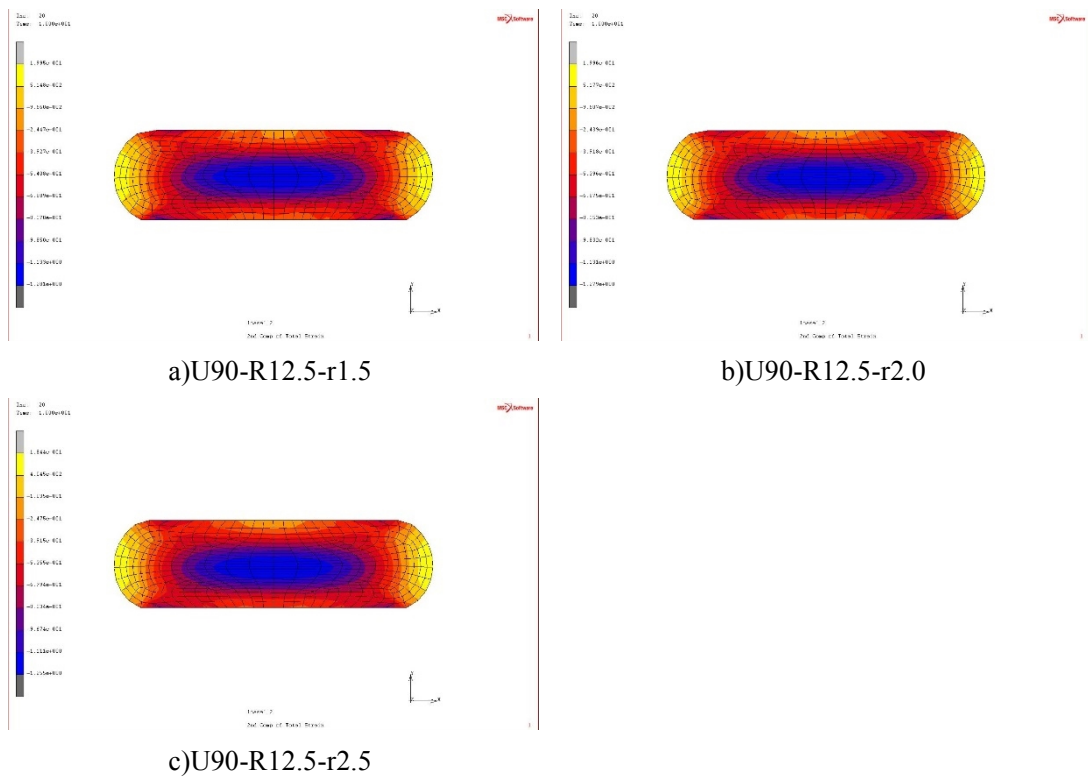


図 6.4.10 解析結果（断面内の圧縮ひずみ）

6.5. 試験値を用いた理論式の検証

ゴムを円環に用いたダンパーの理論式を 6.2 節で、試験の結果を 6.3 節で示した。それぞれの条件を適切に設定した場合、理論値と試験値はほぼ一致するはずである。本節では理論式、試験結果を並べて示すことで、理論式の妥当性を確認する。

6.5.1. 理論式

ゴムを用いた円環ダンパーの理論式を再掲する。

再掲

$$\begin{aligned}
 F_{torus} &= F_{torus_rotation} + F_{rubber_comp} \\
 &= \frac{\pi R}{r} \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left\{ \frac{(R+r)((\alpha_n+1)r-R)\left(\frac{R+r}{R}\right)^{\alpha_n} + R^2}{(\alpha_n+1)(\alpha_n+2)} \right. \\
 &\quad - \frac{4(R+r)((\alpha_n-2)r+2R)\left(\frac{R+r}{R}\right)^{\frac{\alpha_n}{2}} - 8R^2}{(\alpha_n-4)(\alpha_n-2)} \\
 &\quad - \frac{(R-r)((\alpha_n+1)r+R)\left(\frac{R-r}{R}\right)^{\alpha_n} - R^2}{(\alpha_n+1)(\alpha_n+2)} \\
 &\quad \left. + \frac{4(R-r)((\alpha_n-2)r-2R)\left(\frac{R-r}{R}\right)^{\frac{\alpha_n}{2}} + 8R^2}{(\alpha_n-4)(\alpha_n-2)} - 3r^2 \right\}
 \end{aligned} \tag{6.5}$$

$$\cdot K_T \cdot (\tan\delta + \alpha_i)$$

$$+ \frac{4}{3} \pi r R K_T (\tan\delta)$$

$$+ \alpha_i) \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left[(\varepsilon+1)^{\alpha_n} + 2(\varepsilon+1)^{\frac{\alpha_n}{2}} + 3 \right]_{\varepsilon_{min}}^{\varepsilon_{max}}$$

$$K_T = \frac{E_\infty + \sum_{j=1}^N E_j e^{-\frac{t}{\tau_j}}}{E_\infty + \sum_{j=1}^N E_j e^{-\frac{t'}{\tau_j}}} \tag{6.6}$$

$$t = t' \cdot \exp \left\{ \frac{C_1(T - T_R)}{C_2 + (T - T_R)} \right\} \tag{6.7}$$

$$\varepsilon_{min} = -\frac{4}{3} \left(\frac{t_{push}}{2r} + \sqrt{\frac{R}{R+t_{cle}} - 1} \right) \quad (6.8)$$

$$\varepsilon_{max} = \frac{R}{\left(1 - \frac{4}{3} \left(\frac{t_{push}}{2r} + \sqrt{\frac{R}{R+t_{cle}} - 1} \right) \right) \cdot \left(R + t_{cle} + \frac{t_{push}}{2} \right)} - 1 \quad (6.9)$$

F_{torus}	: 円環ダンパーの減衰力 [N]
$F_{torus_rotation}$: 円環のリング方向の引張による転動抵抗力 [N]
F_{rubber_comp}	: ゴムの圧縮によって付加される転動抵抗力 [N]
R	: 円環の大半径 [mm]
r	: 円環の線半径 [mm]
μ_n	: 材料物性値-1 [N/mm ²]
α_n	: 材料物性値-2
K_T	: 補正係数 (6.6)式
$\tan\delta$: 損失正接
α_i	: ヒステリシスロス係数
ε_{max}	: 引張ひずみ (6.9)式
ε_{min}	: 圧縮ひずみ (6.8)式
α_T	: 時間-温度換算因子
t	: 任意の温度 T [K]における時間
t'	: 基準温度 T_R [K]における時間
ω	: 任意の温度 T [K]における角速度
ω'	: 基準温度 T_R [K]における角速度
C_1	: 係数 (温度が $T_g + 50$ の時, $C_1 = 8.86$)
C_2	: 係数 (温度が $T_g + 50$ の時, $C_2 = 101.6$)
T	: 絶対温度 [K]
T_R	: 基準温度 [K] ($T_R = T_g + 50$)
T_g	: ガラス転移温度 [K]
$\exp\{A\}=e^A$	

6.5.2. 試験結果（抜粋再掲）

試験結果の抜粋を表 6.5.1 及び図 6.5.1 に示す。なお、試験後に O リングが変形した試験体は、理論と異なる減衰機構になることから本検討から除外した。

表 6.5.1 試験結果（抜粋）

記号	5 サイクル目の O リング 1 本あたりの平均抵抗力 [N]	試験後の O リングの状況
U90n3-O	324	損傷・変形無し
EPDM50n2-O	159	損傷・変形無し
EPDM70n2-O	398	損傷・変形無し
CR50n2-O	178	損傷・変形無し
CR70n2-O	552	損傷・変形無し

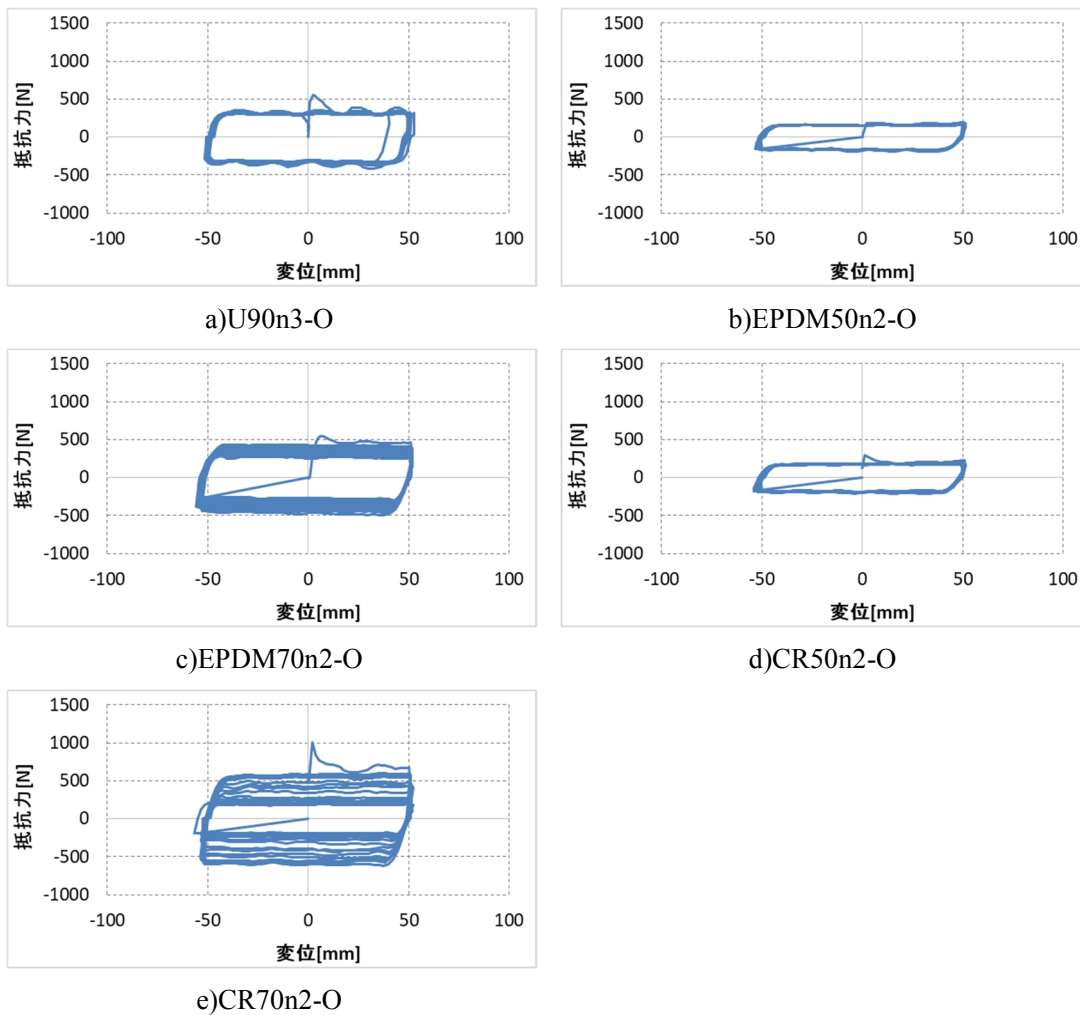


図 6.5.1 試験結果（抜粋） O リング 1 本あたり

6.5.3. 理論式の検証

理論式より求めた計算値を表 6.5.2 に，試験結果と理論式の比較を表 6.5.3 に示す。

表 6.5.2 理論式の主な係数と理論値

記号	R [mm]	r [mm]	K_T	$\tan\delta$	α_i	$F_{torus\ rotation}$ [N]	$F_{rubber\ comp}$ [N]	F_{torus} [N]
U90n3-O	12.5	2.5	0.87	0.100	0.25	5.6	440	446
EPDM50n2-O			1.02	0.063	0.38	1.0	160	161
EPDM70n2-O			1.02	0.129	0.46	2.6	442	445
CR50n2-O			1.11	0.075	0.38	1.6	231	233
CR70n2-O			1.07	0.096	0.45	2.3	392	394

表 6.5.3 試験結果と理論値の比較

記号	試験値 [N]	理論値 [N]	比 (理論値/試験値)	
U90n3-O	324	446	1.38	
EPDM50n2-O	159	161	1.01	
EPDM70n2-O	398	445	1.05	
CR50n2-O	178	233	1.31	
CR70n2-O	(5 サイクル目)	552	394	0.71
	(10 サイクル目)	334		1.18

表 6.5.2 より，転動抵抗力 F_{torus} に占めるリング方向の応力と断面内の応力の比は 1/100 程度であり，リング方向の引張応力の影響が小さく，円環断面内の圧縮応力に大きな影響を受けると考えられる。

表 6.5.3 より，CR70 の 5 サイクル目以外の理論式の値は試験値と概ね一致している。CR70 は図 6.5.1 から明らかなように，繰り返しにおける抵抗力低下が大きく，5 サイクル目の試験値 552[N]では理論値との間に大きな差異があるが，10 サイクル目の試験値は 334[N]であり，理論値とほぼ一致する。

以上より，理論式はゴムを用いた円環ダンパーの性能を表すことが可能であると考えられる。

6.6. まとめ

本章ではゴムを円環に用いたダンパーの設計方法，性能試験，FEM 数値解析について検討を行った。得られた主要な知見は以下の通りである。

6.2 節ではゴムを円環に用いたダンパーの理論式について述べた。ゴムを円環に用いた場合の力学モデルは，円環のリング方向の引張応力によって生じる抵抗力と，円環断面内の圧縮応力によって生じる抵抗力の和であると考えられる。

6.3 節ではゴムを用いた円環ダンパーの性能試験について述べた。試験結果より，

・得られる抵抗力は U90，内径 20mm，線径 5mm の O リング 1 本あたり，150～300[N] 程度

- ・開放型は閉鎖型と比較して，53[%]程度の転動抵抗力となる
- ・円環ダンパーに用いるゴムの種類として U（ウレタン）が適している
- ・ゴム硬さを高くすると，円環ダンパーの減衰力を大きくすることができる
- ・ゴム硬さが高いほど，円環ダンパーの繰り返しに対する抵抗力低下が大きい
- ・つぶし量を大きくすると抵抗力も大きくなる
- ・U70 はつぶし量 65[%]以下で使用する必要がある
- ・円環ダンパーの温度依存性は O リング材料の温度依存性と一致する
- ・加力速度が遅いほど抵抗力が向上し，加力速度が早いほど抵抗力が低下する。ただし 300[mm/s]以上の速度では抵抗力の低下は小さい
- ・速度に対する依存性よりも，温度に対する依存性が大きく影響していると思われるという考察を得た。

6.4 節では円環の形状の変化に対するひずみの変化について，汎用有限要素プログラムを用いて検討した。解析は材料非線形解析とし，軸対称モデル，平面ひずみ四辺形要素を用いた。検討の結果，

- ・円環のリング方向の引張ひずみは，(6.12)式で評価できる
- ・円環断面内の圧縮ひずみは，大半径 (R) や線半径 (r) にほとんど影響されないという考察を得た。

6.5 節では試験の結果や FEM 数値解析の結果と，理論式の整合性について確認した。理論式によって求めた値と試験値はほぼ一致しており，理論式を用いれば抵抗力の予測が可能であると考えられる。

ゴムを用いた円環ダンパーは，ゴムの持つ大きな弾性変形能力を活かした製作性の良さに特徴がある。試験によって，減衰性能を始め，速度や温度に対する依存性について確認したところ，十分使用できる範囲であることが確認できた。本研究で用いた条件から得られる抵抗力は，U90（ウレタンゴム硬さ 90°），内径 20[mm]，線径 5[mm]の O リング 1 本あたり，150～300[N]程度であった。2[kN]のダンパーを作る場合，7～14 本程度の O リングを取り付ければ可能で，十分に実現の可能性があるとと思われる。

ゴムを用いた場合、大きなストロークを確保することも比較的容易である。GP60Lを用いた試験では 100 サイクル（累積変位 20[m]）まで繰り返し载荷しており、目標である累積変位 10[m]を超えている。従って、ゴムを用いた円環ダンパーでは大きなストロークという目標を達成可能であるといえる。

以上より、本研究において、ゴムを用いた円環ダンパーの基礎的な試験を実施し、実現の可能性があることが確認できた。また、力学モデルから理論式を考案し、試験値とほぼ一致することも確認した。一方、本研究では、経年劣化に対する検討を行っていない。ゴムは熱-速度換算則が成り立つ材料であることから、高温による促進劣化試験が可能であると思われる。ゴムを用いた円環ダンパーを実用化するためには、今後、劣化に対する検討を行う必要があると言える。

参考文献

- [6.1] JIS K 6253-1:2012 加硫ゴム及び熱可塑性ゴム－硬さの求め方－第1部：通則，日本工業規格，2012
- [6.2] JIS K 6253-2：2012 加硫ゴム及び熱可塑性ゴム－硬さの求め方－第2部：国際ゴム硬さ（10IRHD～100IRHD），日本工業規格，2012
- [6.3] Ogden モデルによるゴム材料解析，株式会社メカニカルデザイン，vol.99-4，1999年11月，http://www.mech-da.co.jp/services/nltb_nletter.html，（参照 2017.7.21）

7 章 結論

7章 結論

本論文は、円環の無限転動機構を活かすダンパーについて研究した。はじめに表 7.1 に序論で示した目標に対して、得られた結果をまとめる。次に表 7.1 でまとめたものを各章の結論として再整理する。最後に製品化を考えた場合の今後の課題についてまとめる。

研究の目標と研究によって得られた結果

表 7.1 研究の目標と研究によって得られた結果

No.	項目	研究目標	得られた結果
①	低いコスト	円環ダンパーの形状を検討	簡易な形状のダンパーを提案した
②	抵抗力の予測	理論式の構築	それぞれの形状に合わせたダンパーの抵抗力予測式を提案した
③	材料の調査	応力ひずみ関係の数値化	応力ひずみ関係を明らかにし、予測式を提案した
④	長いストローク	±50mm	錫鉛：±50mm を達成するものと、不達であるものを確認した ゴム：±50mm を達成した
⑤	累積変位	累積変位 10m 以上	錫鉛：累積変位 1.2m 以下 ゴム：累積変位 20m
⑥	減衰力	2kN	錫鉛：2kN 以上を確認した ゴム：2kN を確認した
⑦	温度依存性	錫鉛：機械的性質を調査 ゴム：時間-温度換算則を調査	錫鉛：機械的性質を明らかにした ゴム：時間-温度換算則を明らかにした
⑧	速度依存性	錫鉛：ひずみ速度に対する依存性を調査 ゴム：時間-温度換算則を調査，80kine までの製品調査	錫鉛：ひずみ速度に対する材料の依存性を明らかにした ゴム：材料の時間-温度換算則を明らかにした，製品の 80kine までの速度依存性を明らかにした
⑩	製品寸法の変化に対する影響	理論式と FEM 解析で検討	寸法変化に対する理論式を提案。 FEM 解析を用いて理論式の整合性を確認した

①のコストのかからない簡易な構成として、錫や鉛を用いた噛合い型の円環ダンパーと摩擦型の円環ダンパー、そしてゴムを用いた円環ダンパーを提案した。

②の抵抗力の予測では①で提案した各ダンパーに対して2章で理論式を提案した。

③の材料の調査では、円環ダンパーに用いる材料の調査を行うと共に、各材料の応力ひずみ関係を、理論式で適用可能な形となるように提案した。

④の長いストロークでは、錫や鉛を円環に用いた場合、 $\pm 50\text{mm}$ を達成できない条件があることを確認した。特に噛合いを用いたダンパーでは長いストロークの実現が難しいことが分かった。一方で、ゴムを円環に用いた場合は $\pm 50\text{mm}$ で繰り返し伸縮できることを確認できた。

⑤の累積変位では、錫や鉛を円環に用いた場合には、累積変位が最大でも1.2mにとどまった。研究の目標として設定した10mに及ばない結果であり、累積変位10mを得るためには、円環の形状と円環の接触部の最適な関係を導き出す必要がある。しかし一方で、本研究は累積変位10mを持つダンパーを開発の目標としているが、累積変位の短いダンパーに適した用途も考えられる。従って、錫や鉛を円環に用いた場合には、累積変位10mに達しないことが確認されたが、まとめた研究の内容は今後の開発に活かし得ると考える。ゴムを円環に用いた場合には累積変位が20mに達しており、研究の目標を十分に達成したといえる。

⑥の減衰力は、錫や鉛を円環に用いた場合には、少ない円環で大きな抵抗力を取り出す事が可能で、2kNという目標を2個以下の円環で達成可能であることを確認した。一方、ゴムを円環に用いた場合には、2kNを得るためには10個程度の円環が必要であることが確認できた。抵抗力を得るといふ目標に対して考えれば、錫や鉛を用いた方が容易に達成可能であると言える。

⑦の温度依存性について、錫や鉛を円環に用いた場合は、文献等から基本的な機械的性質を明らかにした。ゴムを円環に用いた場合は、材料の時間-温度換算則を調査して幅広い温度依存性を把握した。また、円環ダンパーについても、 -10°C から 70°C という広い範囲の温度依存性について調査し、材料の温度依存性と一致することを明らかにした。

⑧の速度依存性について、錫や鉛を円環に用いた場合は、材料のひずみ速度依存性について調査し、応力とひずみ速度の関係を明らかにした。ゴムを円環に用いた場合は、時間-温度換算則を調査するとともに、円環ダンパーの速度依存性についても80kineまで調査を行い、速度依存性が温度依存性と比較して大きくないことを明らかにした。

⑨⑩の経年劣化と、砂塵結露等の環境の影響については本研究では検討を行っていないため、表に記載していない。

⑪の製品寸法の変化に対する検討は、①で提案した形状に対して、それぞれの理論式を提案し、この式の整合性についてFEM解析を用いて調査した。この結果、提案した理論式は、製品寸法の変化に対して概ね一致することを確認した。

表 7.2 円環の材料による性能の比較

項目	円環に錫や鉛を用いた場合	円環にゴムを用いた場合
減衰力	1~3 本で 2kN の減衰力を得ることができることを確認	2kN を実現するためには 10 本以上の円環が必要であることを確認
ストローク (累積変位)	±50mm の繰り返しが可能なものと不可能なものを確認	±50mm の繰り返しが可能であることを確認
温度依存性	温度依存性が存在するが比較的小さい	温度依存性が比較的大きい
速度依存性	速度依存性が存在する	速度依存性が存在するが比較的小さい
製作精度	円環が弾性変形しないため、製作精度を比較的厳しく管理する必要があることを確認	円環が弾性変形するため、製作が容易であることを確認
コスト	部品点数が少なく、安いことを確認	部品点数が少なく、安いことを確認

表 7.2 にそれぞれの材料による性能の比較をまとめた。錫や鉛を用いた円環ダンパーは、大きな抵抗力を少ない円環で得ることが可能で、よりコンパクトな形状を実現し得るという特長を確認できた。一方で、長いストロークを得るという目標は現状達成できておらず、また容易ではないことが予測できる。ゴムを用いた円環ダンパーは大きなストロークを得ることに適しており、20m という製品化で目標とする累積変位も達成可能であることを確認できた。一方で、大きな抵抗力を得るためには、多くの円環を用いる必要があり、若干コストが上がることを予測できる。現状では、序章で立てた研究の目標に近い性能を有しているものは、ゴムを用いた円環ダンパーである。ただ、一方の錫や鉛を用いた円環ダンパーも簡易な構成で大きな抵抗力を得られるという優れた特長があることから、本研究とは別の用途で使用できる可能性は十分にあると考えられる。

以下に各章で調査した内容についてまとめる。

2章 理論式

まず、円環ダンパーの概要について述べ、少ない部材と単純な形状で構成可能であることを示し、ロングストロークで安価なダンパーの可能性を示した。本論文で研究した円環ダンパーには、円環に錫や鉛を用いるモデルと、ゴムを用いるモデルがあり、それぞれのモデルに対して理論式を提案した。なお、円環に錫や鉛を用いたモデルには、円環の接触部に噛合いを利用したものと、摩擦を利用したものがあり、これらについてもそれぞれの機構に合わせた理論式を提案した。いずれの理論式も、既往の研究には存在しない減衰機構であることから、新規の提案である。

3章 錫・鉛の性質

錫や鉛は金属の中では変形能力に優れると共に、再結晶温度が低く、ひずみの蓄積が生じにくいという特徴を持っていることを示した。本論文では、既往の研究で得られた鉛に関する知見を活かしつつ、新たに鉛の材料試験を行うことで、初期ひずみを既往の研究よりも正確に表すことのできる応力算定式を提案した。錫についても材料試験を行うことで、応力-ひずみ関係を明らかにした。錫の応力はひずみやひずみ速度に対してべき乗に依存することを確認し、これらの存性を考慮した応力算定式を提案した。錫は鉛と比較して材料強度が高く、伸び性能も高い反面、ひずみ速度に対する影響が大きいことを示した。錫と鉛について理論式に適用可能な応力算定式を示したことが、新規の提案である。

4章 ゴムの性質

複数の種類のゴムの静的引張試験を行うことで、超弾性モデル (ogden モデル) の同定を行い、応力-ひずみ関係を明らかにし、動的引張試験を行うことで、粘弾性モデルの同定を行い、弾性的な性質と粘性的な性質の割合について明らかにした。また、Oリングの圧縮試験を行うことで、Oリングにおけるひずみとヒステリシスロスの関係について明らかにした。各種ゴムの超弾性モデルと、粘弾性モデル、ヒステリシスロス係数を明らかにし、理論式に適用可能としたことが、新規の提案である。

5章 錫・鉛を用いた円環ダンパー

錫や鉛を用いた円環ダンパーとして、円環の接触部に噛合いを用いたモデルと、摩擦を用いたモデルを提案した。噛合い型モデルの理論式は、円環の転動抵抗力と噛合い部分の塑性変形に必要な抵抗力の和であり、この理論式と試験によって求めた抵抗力が概ね一致することを示した。摩擦型モデルの理論式は、円環の転動抵抗力と円環接触部のゴムのヒステリシスロスとの和であり、この理論式と試験によって求めた抵抗力が概ね一致することを示した。

錫や鉛を用いた円環ダンパーは、ゴムと比較して大きな抵抗力を得ることが可能で、開発の目標を達成できることを示すことはできたが、本論文において長いストロークを確保することはできなかった。最も長く転動した試験体（内径 64[mm]-線径 5[mm]）であっても 1.2[m]の転動にとどまっており、目標の 10[m]に達することができなかった。錫や鉛を用いた円環ダンパーでは、円環を転動させることが可能な接線転動力（摩擦力）を得るには、大きな垂直抗力が必要であるが、垂直抗力が大きすぎると円環に局所的な塑性変形が生じてしまうという難しさがある。長いストロークを実現するためには、円環の形状と、円環の接触部の最適な関係を導き出す必要があると同時に、耐久性に対する検討を充実させることが必要であると考えられる。

6章 ゴムを用いた円環ダンパー

ゴムを用いた円環ダンパーを提案した。ゴムを用いた円環ダンパーの理論式は、円環のリング方向ひずみによって生じる抵抗力と、Oリングの圧縮ひずみによって生じる抵抗力の和であり、この理論式と試験によって求めた抵抗力が概ね一致することを示した。円環として用いたOリングU90（ウレタンゴム硬さ 90°）1本あたりで得られる抵抗力は 150～300[N]程度であるが、Oリングを複数用いることで目標の 2[kN]を十分達成可能であることを示した。また、ゴムを用いた場合、大きなストロークを確保することも比較的容易である。U90を用いた試験では、80 サイクル（累積変位 16[m]）以上が確認できており、目標である累積変位 10[m]が達成可能であることを示した。

一方、本研究では、経年劣化に対する検討、長期動作しなかったことによるゴムの固着に対する検討、円環ダンパーを大きくした場合の温度上昇に対する検討、砂塵の影響に対する検討、結露に対する検討などを行っていない。ゴムを用いた円環ダンパーを実用化するためには、今後、これらの問題に対する検討を行う必要があると言える。

円環ダンパーの製品化の過程で考えられる今後の目標

表 7.3 円環ダンパーの製品化の過程で考えられる今後の目標

No.	項目	製品化に必要な目標
④	長いストローク	±350mm で繰り返しが可能であることの確認
⑤	累積変位	錫鉛：20m の累積変位を確保できる方法の模索 ゴム：限界の累積変位の確認 製品寸法が変化した場合の検討
⑥	減衰力	10kN を得られる形状の検討
⑦	温度依存性	錫鉛：温度依存性の調査
⑨	経年劣化	経年劣化を調査
⑩	砂塵，結露等環境の影響	砂塵，結露等環境の影響に対する調査

序章の目標で挙げた目標のうち①～③は、本研究の中で十分に提案できていると考えることから表 7.3 から割愛した。

④の長いストロークでは、本研究では±50mm を目標としており、最終目標の±350mm を実施していない。従って、±350mm のストロークを持つ製品を製作し、繰り返し変形が可能であることを確認する必要がある。

⑤の累積変位では、錫や鉛を円環に用いた場合には、累積変位が最大でも 1.2m にとどまった。製品化として必要と考えられる 20m に及ばない結果であり、累積変位 20m を得るためには、円環の形状と円環の接触部の最適な関係を導き出す必要がある。ゴムを円環に用いた場合には累積変位が 20m に達しており、製品化に必要と考えられる累積変位に達成している。しかし、これ以上どの程度まで損傷しないかについては調査しておらず、限界の累積変位について確認していく必要がある。また、製品寸法が変化した場合は、累積変位 20m を確保できるかどうか、新たに確認する必要がある。

⑥の減衰力は、本研究では 2kN が目標であり、製品化に必要な 10kN より小さい。いずれの材料を円環に用いる場合でも、製品寸法から見直しを行う必要がある。錫や鉛を円環に用いる場合には、数本の円環で 10kN を実現することが可能であるのに対して、ゴムを円環に用いる場合には多くの円環を用いなければ 10kN を実現することができない。製品化の目標である 10kN を実現するためにはゴムを円環に用いるダンパーの方が難しいことが予測できる。

⑦の温度依存性について、錫や鉛を円環に用いた場合の調査は、本研究では文献調査にとどまっており、試験片や製品を用いた温度依存性について調査する必要がある。

⑧の速度依存性は、本研究で十分に調査できていると考えられることから、表から割愛した。

⑨⑩の経年劣化と、砂塵結露等の環境の影響については本研究では検討を行っていない。製品化するためには調査を行う必要がある。

⑪の製品寸法の変化に対する検討は、①で提案した形状に対して、本研究でそれぞれの理論式を提案し、この式の整合性について FEM 解析を用いて調査しており、本研究で十分に調査できていると考えられることから、表から割愛した。

以上のような内容について調査、確認を行うことで、円環ダンパーは製品化に近づくことができると考えられる。

謝辞

本論文は、東京大学生産技術研究所 教授 川口健一先生のご指導とご鞭撻のもとで実施した研究であり、ここに、川口健一先生に深甚なる敬意を表します。

また、本論文をまとめるにあたり、論文の内容、構成について有益なご指導とご助言を賜りました東京大学 教授 高田毅士先生、准教授 藤田香織先生、准教授 伊山潤先生、早稲田大学 教授 西谷章先生に厚く感謝致します。

本論文に関する研究開発では川口研究室に在籍した多くの方々にご助力を賜りました。特に試験や打合せのたびにご助言ご協力を賜りました大矢俊治上級技官、共に研究を進めて頂きました、田村淳一氏、上村一貴氏、高濱亮太氏、定金駿介氏、本多元貴氏、河合智樹氏、高橋祐貴氏、研究室での活動にご助力賜りました、助教 中楚洋介先生に深く感謝致します。

本論文をまとめるにあたり、岡部株式会社の多くの方々にもご協力を賜りました。特に、研究の端緒を頂きました松本憲昭元相談役、論文をまとめるきっかけを頂きました廣渡眞社長、島村健二常務、横山部長、研究を進めるにあたり多大なご助力とご指導を頂きました、中川健一元常務、阿部啓一元部長、阿部純一郎部長、研究開発のサポートを頂きました西田重徳部長、海野隆史部長、里村憲光課長、高瀬俊輔課長、依田宏之係長、西野晃充氏に心より感謝致します。