鉄道車両の衝撃と日立ゴム緩衝器について

Impact of Cars and Hitachi Rubber Cushioned Draft Gears

中村陽一*
Yōichi Nakamura

内 容 梗 概

米国ナショナル・マリアブル・アンド・スチール・キャスチング社との技術提携にもとづく日立ゴム 緩衝器はすでに各方面で鉄道車両に用いられ、好評を博している。

この緩衝器についてはすでにその概要を本誌⁽¹⁾で紹介したが、その後これを実車へ取り付けた際の実際の緩衝性能試験を行ったので、これらの試験を基にして考察を加え、さらに長期間使用した際の性能変化についても論及してみた。

その結果,日立ゴム緩衝器は鉄道車両用緩衝器として非常に適切なる性能を有していることが立証された。

1. 緒 言

編成された車両は始動、停止ならびに走行時に生ずる 各車両間の速度変化およびレールの継目、ポイント通過 時の振動などにより連結器間に衝撃が生じ、また連結時 にもかなり大きな衝撃を受けるため、連結器に緩衝器が 設けられていることは周知のとおりである。

この衝撃がいかに緩衝器に作用し、さらにいかにして それを緩和させることができるかについて、主として日 立ゴム緩衝器による二、三の実験データーを基にして理 論的な考察を加え、さらに長期間使用した際の日立ゴム 緩衝器の緩衝性能の変化についても述べる。

2. 衝撃と緩衝

編成された車両について考察するのは困難なため, 第 1図に示すように2両編成された車両について考えてみ よう。

走行中に加速などのため重量 W_1 の車両の速度が V_1 のとき重量 W_2 の車両の速度が $V_2 = V_1 + JV$ と異なると次の瞬間には両車の速度が等しくなるよう車両間には衝撃が生じ、そのエネルギーの大きさ A は (1) 式で表わされる。

$$A = \frac{W_1 W_2}{2 g (W_1 + W_2)} \Delta V^2 \dots (1)$$

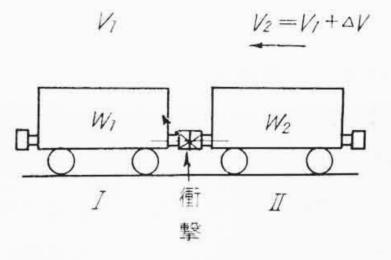
このエネルギーはこの系内で緩衝されねばならず, その緩衝をなすものとしては

- (1) 緩 衝 器
- (2) 積 載 物
- (3) 車体, その他

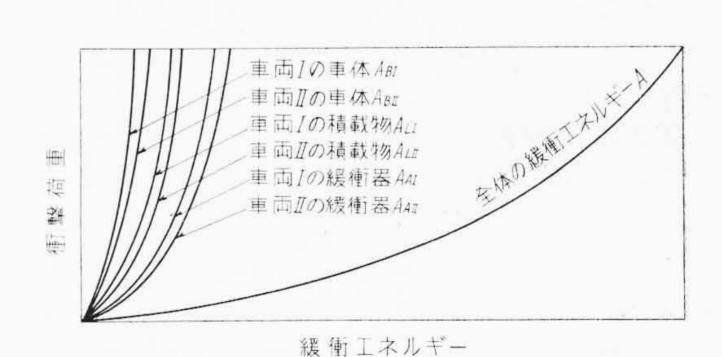
が考えられる。

ここで A_{AII} : 車両 II の緩衝器のなす緩衝エネルギー A_{AIII} : 車両 II の緩衝器のなす緩衝エネル

ギー



第1図 車両間の衝撃



第2図 衝撃荷重と緩衝エネルギー

 A_{LI} : 車両Iの積載物のなす緩衝エネルギー

ALII: 車両 II の積載物のなす緩衝エネル

ギー

 A_{BI} : 車両 I の車体などのなす緩衝エネル

ギー

ABII: 車両 II の車体などのなす緩衝エネル

ギー

とすると

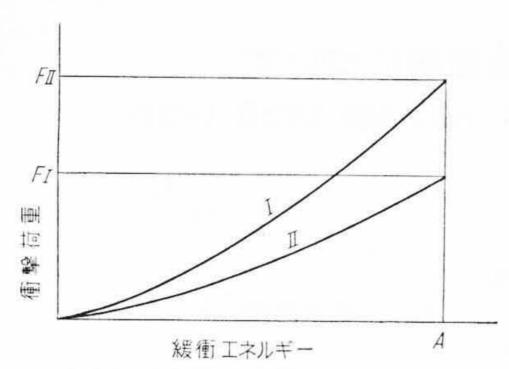
$$A = A_{AI} + A_{AII} + A_{LI} + A_{LII} + A_{BI} + A_{BII}$$
.....(2)

となり、第2図のように表わすことができる。

おのおのの緩衝エネルギーについてはいまだ解明されていない点が多々あるので、しばしば次式を緩衝器の容量を決める目安にしている。

$$A_{AI} + A_{AII} = \alpha \frac{W_1 W_2}{2 g (W_1 + W_2)} \Delta V^2 ... (3)$$

^{*} 日立製作所笠戸工場



第3図 衝撃荷重―緩衝エネルギー曲線の比較

ここで α は車両の種類、積載物の内容による定数で次の値を用いる。

石炭、 石灰石、 鉄鉱石 などのバラスト積載物の ある貨車 $\alpha=0.5$

液体輸送のタンク車など

 $\alpha = 0.75$

機関車、客車、電車および上記以外の貨車 α=0.9 車両の緩衝においては一定の衝撃エネルギーを緩衝させた際、最大衝撃荷重をできるだけ小さくするようにすることが望ましい条件であるが、一方また、ある衝撃荷重下で緩衝エネルギー量(緩衝容量)が大きいことも望ましい条件である。衝撃荷重が小さければ十分車体を保護するだけではなく、衝撃加速度も小さくなり、乗客や積載物を十分保護できる。

第3図は衝撃荷重一緩衝エネルギー曲線を示したものである。上述の理よりこの曲線は横にねている方が一定の衝撃エネルギーに対して衝撃荷重を小さくすることができてよい緩衝をなすといえる。すなわち曲線 I および IIにおいて緩衝エネルギーA における衝撃荷重はおのおの F_I , F_{II} であり、いま $F_I > F_{II}$ であるから曲線 I の方が優秀な緩衝性能を有しているということができる。

積載物および車体が同一条件の車両では緩衝器の緩衝容量 (AA) によって緩衝性能の良否が決定されるわけで,各緩衝器の衝撃荷重一緩衝エネルギー曲線がこの系の緩衝性能を決定する主要因となる。

次に実際行った試験データーを基にして緩衝性能を考 察してみよう。

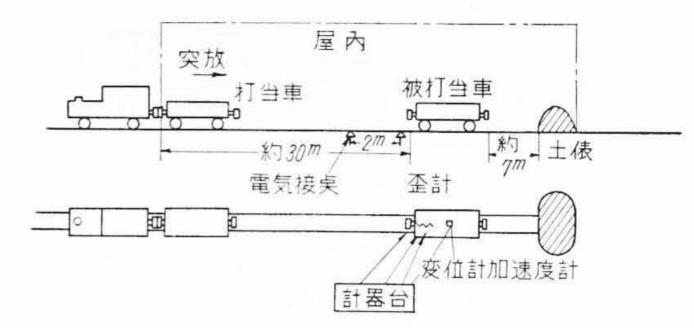
3. 衝擊試験

3.1 日立 M 21-7 A 形ゴム緩衝器の衝撃試験

八幡製鉄所の御厚意により昨秋貨車へ取り付けた日立 M21-7A形ゴム緩衝器の衝撃性能を試験し、従来の二重 コイルバネ緩衝器と比較検討を行った。

3.1.1 試験方法

第4図に示すように屋内に静止させた被打当車に, 蒸気機関車により突き放された打当車を追突させ,打 当車と被打当車の打当連結される側の緩衝器をゴム緩 衝器およびコイルバネ緩衝器に変えて下記事項を測定



第4図 衝擊 試験 状況

した。

- (a) 打当速度
- (b) 連結器に作用する衝撃力
- (c) 車体中心の衝撃加速度
- (d) 緩衝器の変位

試験車の仕様を第1表に、測定方法を第2表に、その測定計器の仕様を第3表に示す。

第1表 試験車の仕様

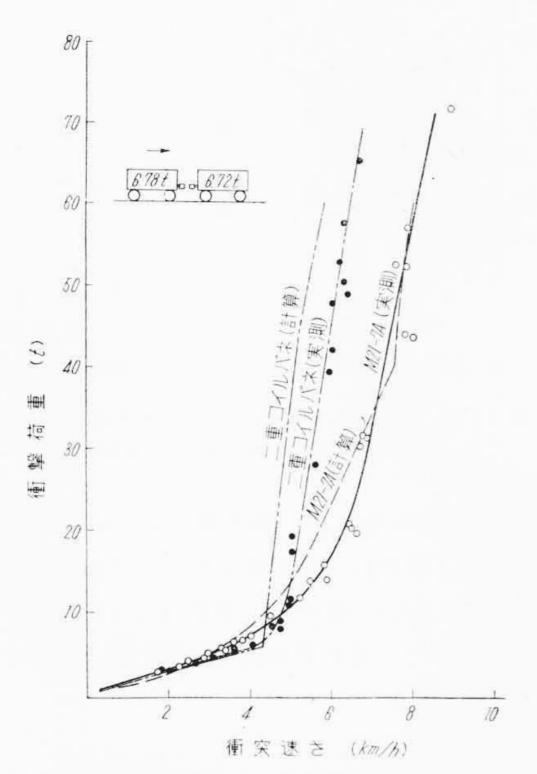
	打 当 車	被 打 当 車			
車	2 軸 貨 車	2 軸 貨 車			
車両番号	2142	2150 6.74m 6.72 t			
車	6.76m				
自 重	6.78 t				
荷 重	ts L	ts L			

第2表 測 定 方 法

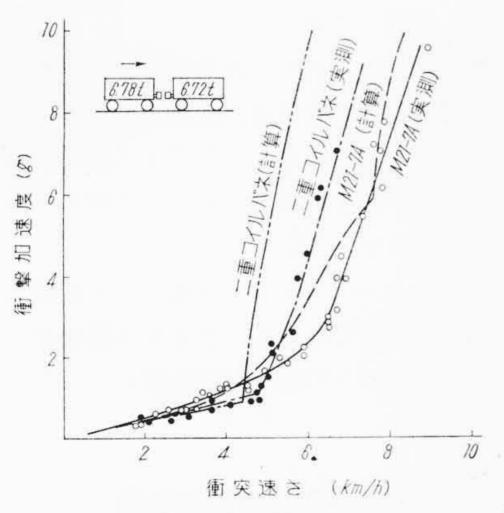
測定内容	測 定 方 法				
打 当 速 度	第4図に示せるごとく打当車が被打当車に打当される直前に2m間隔をおいた2個の電気接点を設け、打当車の前輪の通過時電気回路が開閉される状態を時間とともにオシロに撮影記録し、2mスパンを通過する時間を求め、平均速度を求める。				
連結器にかかる衝撃力	被打当車の連結器胴4面に抵抗線ひずみ計を2方向 ゲージ8枚貼布し,衝撃時の連結器胴の曲げを除くた め,ブリッジに組んで測定点を1点とし,オシロ撮影 記録する。 次に打当車と被打当車を連結させ押棒を用いて両車 を突張り,連結器のひずみと押棒に貼ったひずみ計の ひずみの関係を求める。押棒は事前にアムスラー引張 試験機でひずみと荷重の関係を求めてあるので,本方 法により連結器のひずみと衝撃力の関係が求められる。				
衝擊加速度	加速度計を車体の中央床面上に取り付け,衝撃時の 加速度をオシロに撮影記録する。				
緩衝器の変位	被打当車の緩衝器の変位を測定できるよう変位計を 取り付け,緩衝器の撓みをオシロに撮影記録する。				

第3表 測 定 計 器

	-				_			
	計	器		名		仕: 様	個	数
共	和無	線子	Ē i	則定	器	DPM-6B形, 6素子	1	1
三栄測器電磁オシログラフ			ログラ	ラフ	100-A 形, 6 素子	1	1	
自	製	加	速	度	計	固有振動数 50cps,最大 ±20g	1	1
自	製	変		位	計	ストローク ± 50 mm	1	1
自	製	電	気	接	点		2	2



第5図 衝撃荷重と衝突速さの関係



第6図 衝撃加速度と衝突速さの関係

3.1.2 試験結果

上記の試験方法によりゴム緩衝器とバネ緩衝器について、測定した衝突速度と衝撃荷重ならびに衝撃加速度の関係を第5図および第6図に示す。参考として図中には前述の理論に基いた計算値も示しておく。

3.1.3 考 察

第5図ならびに第6図から次のことが考察される。

- (a) 衝撃力は衝突速度 4.7 km/h まではバネ緩衝器 の方が若干小さいが、それ以上ではゴム緩衝器の方がはるかに小さくなる。
- (b) 車体中心の衝撃加速度は衝突速度 5 km/h まではばね緩衝器の方が若干小さいが、それ以上ではゴム緩衝器の方がはるかに小さくなる。

この結果より、衝突速度の小さいときはバネ緩衝器の方が若干好い性能を示しているが、衝突速度の大きいときはゴム緩衝器の方がはるかに好い性能を示している。

理論計算値は実験値と大体同じであるが,実測値が 理論計算値よりも衝撃荷重,衝撃加速度ともに小さい のは次の理由によると考えられる。

- (a) 衝突速度の測定位置の関係から衝突速度が実際よりも大きく測定されているため。
- (b) 車体の緩衝するエネルギーの仮定の仕方が完全でないため。

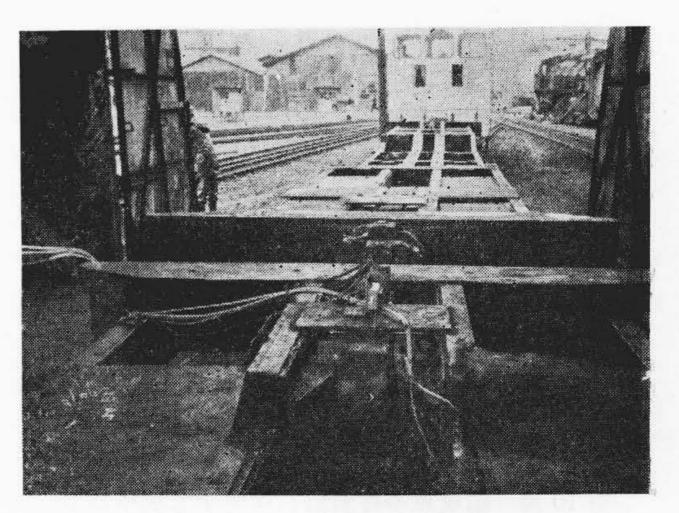
第5図および第6図を比較すると、ゴム緩衝器がバネ緩衝器に比して好い性能を示しているのは、バネ緩衝器が完全に圧縮密着した領域においてである。すなわちバネ緩衝器を装備した車両では緩衝器の圧縮密着とともに急激に荷重ならびに加速度が増加しているが、ゴム緩衝器を装備した車両では緩衝器が圧縮密着されることがなく、ストッパに当るまでさらに余裕があるため、急激に荷重ならびに加速度が増加せず、このため車体を十分保護することができる。

これはゴム緩衝器が高容量の緩衝器であり、大きな 衝撃に対して非常に効果的であることを実証するもの で、重要な特長の一つである。

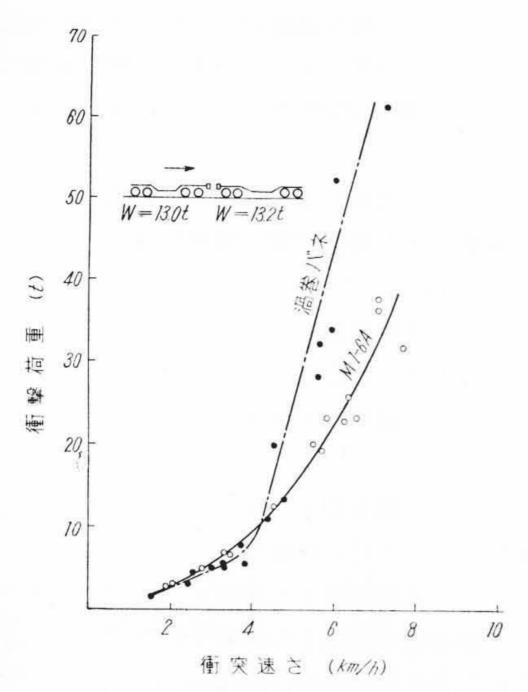
3.2 日立 M 1-6 A 形ゴム緩衝器の衝撃試験

昨春,日立製作所笠戸工場において,郊外電車用に採用されている日立 M 1-6 A 形ゴム緩衝器と従来の渦巻バネ緩衝器を交互にシム形貨車へ取り付けて上記と同様な試験を行った。その状況を第7図に示す。

第8図は衝突速度と衝撃荷重の関係を図示したもので、この試験結果も前項とまったく同様な両緩衝器による差が現われており、ゴム緩衝器が従来の渦巻バネ緩衝器よりも好ましい性能を示すものであることが実証されている。



第7図 衝撃試験の状況



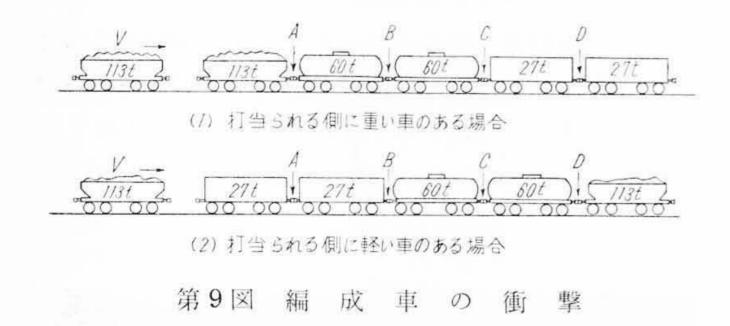
昭和34年7月

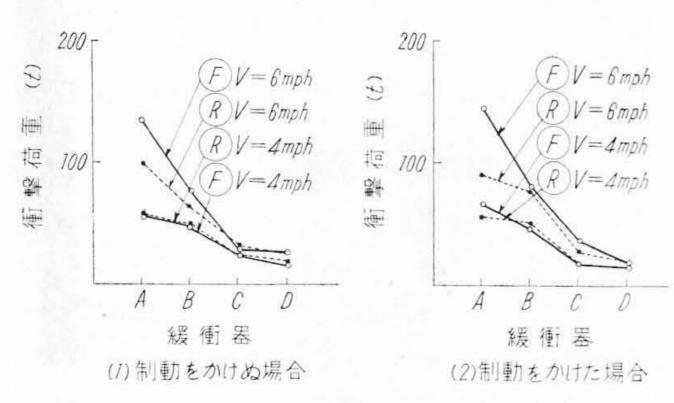
第8図 衝撃荷重と衝突速さの関係

3.3 編成車の衝撃試験

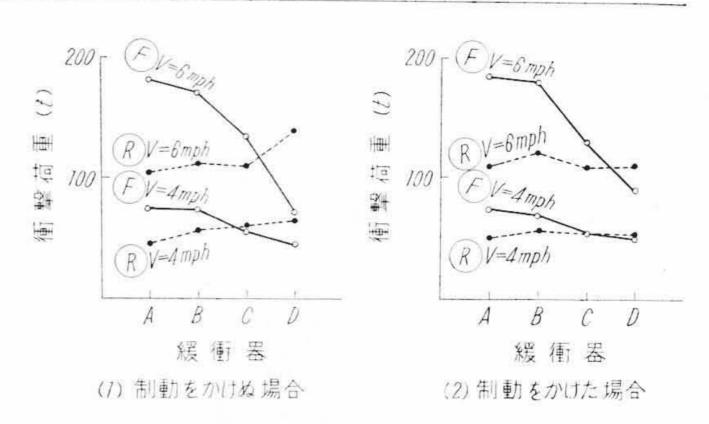
前項では単車間の衝撃と緩衝について述べたが、編成 車の場合についてナショナル社が行った試験結果を紹介 しよう。

この試験は第9図に示すように編成車に石炭を満載したホッパ車を打ち当てる実験が試みられたのであるが、その際ナショナル社のゴム緩衝器と標準摩擦緩衝器の場合について最大衝撃荷重が測定された。第10図および第11図はその結果を示したもので、第10図は第9図(1)に示すように打ち当てられる側に重い車がある





第10図 編成車の緩衝器へ作用する衝撃荷重 (打当られる側に重い車のある場合)



第11図 編成車の緩衝器へ作用する衝撃荷重 (打当られる側に軽い車のある場合)

場合,第11図はその逆の第9図(2)に示すような場合であった。おのおのの試験は打ち当てられる編成車に制動をかけておいた場合と、制動をかけぬ場合とについて測定された。図中臣は摩擦緩衝器、®はゴム緩衝器の場合を示す。

このデーターは

- (i) 一般にゴム緩衝器の方が衝撃荷重が小さい。
- (ii) 編成車の打ち当てられる側に重い車があるときは、打ち当てられる側の連結器の衝撃荷重が大きく、 後方にいくに従って減少する。
- (iii) 編成車の打ち当てられる側に軽い車があるときは, ゴム緩衝器は衝撃荷重が大体平均化されて, 衝撃時全体の緩衝器がいっしょに作用する傾向がある。
- (iv) 制動をかけている場合の方が衝撃力は大きくなることが示されている。

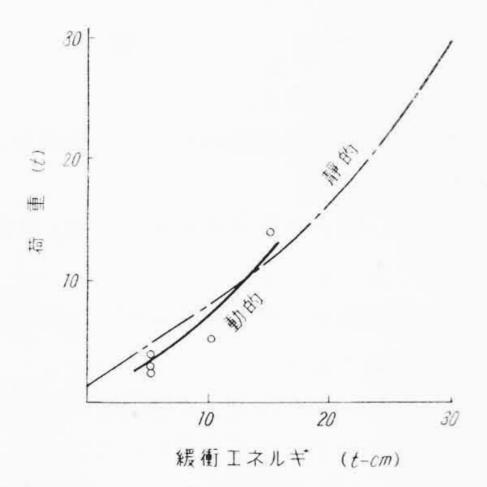
これらのデーターはナショナル社のゴム緩衝器と標準 摩擦緩衝器との比較であるが、日立ゴム緩衝器について も従来のバネ緩衝器との間に同様の傾向が見られると考 えてよいであろう。

4. 緩衝器の動的性能

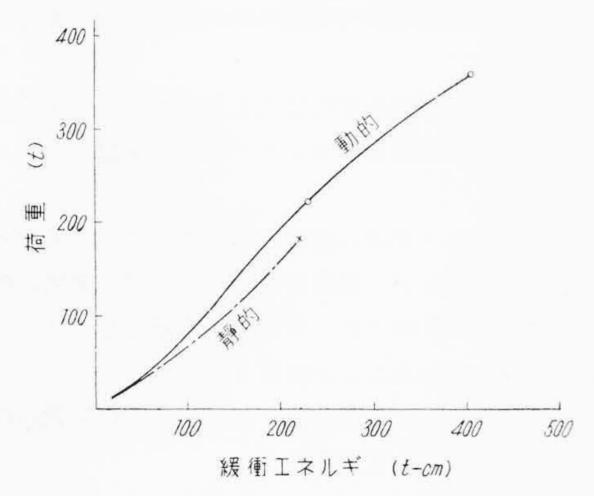
緩衝器の性能は一般に静的特性(荷重一撓み曲線)で表わされ、静的な場合の比較しか行われていない。しかし、車に装備された緩衝器には実際には動的な衝撃力が作用するので、静的特性よりもむしろ動的特性を知る必要がある。

一般にコイルバネ緩衝器では動的特性は静的特性と変りがないが、摩擦緩衝器では動的緩衝容量は静的のものよりもかなり減少すると考えられる。しかしゴム緩衝器では動的荷重に対してバネ常数が上昇する傾向があるが、下記せるように実用上は静的特性とほとんど差がないのである。

第12図は日立 M1-6A形ゴム緩衝器に落錘試験機でもって衝撃エネルギーを与え、その際の衝撃荷重と衝撃エネルギーの関係を測定した結果であり、第13図はナショナル社で MF-293 形ゴム緩衝器について、衝撃荷重と



第12図 日立 M1-6A 形ゴム緩衝器 動的特性と静的特性の関係



第13 図 ナショナル MF-293 形ゴム緩衝器 動的特性と静的特性の関係

衝撃エネルギーを測定したものである。

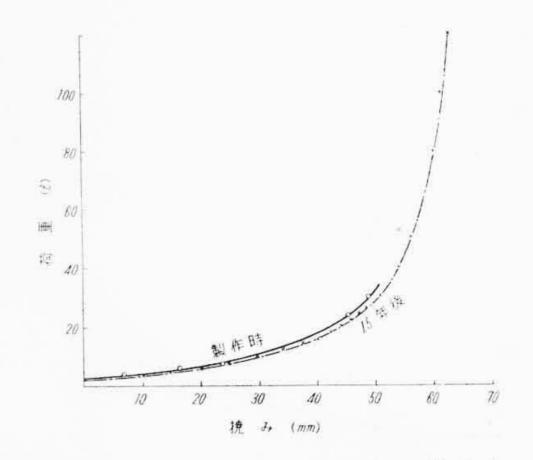
第12回および第13回よりわかるように、ゴム緩衝器の場合は、動的特性は同一衝撃エネルギーに対して荷重が若干増加する傾向にあるが、ほんんど差はなく動的特性の代りに静的特性でもって諸検討を行ってもよい。

5. 長期間使用した際の日立ゴム緩衝器の 性能変化

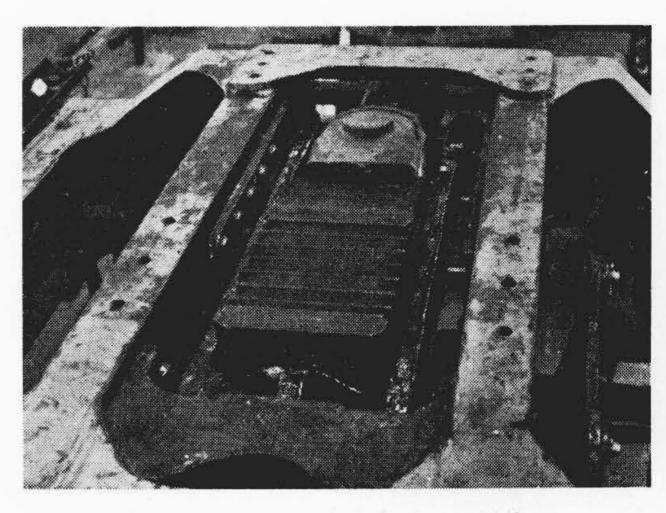
ゴム緩衝器は緩衝体に天然ゴムを主体とした防振ゴムを使用しているので、長年月使用していると老化現象が生じて少しずつ硬化し、バネ常数が上昇してくる。また、波形形状のゴムパッドは山の部分が長期間使用していると若干へたりを生ずる傾向があり、このため緩衝器の特性はわずかずつではあるが撓み量が増加する傾向がある。

5.1 日立 L 1-7 A 形ゴム緩衝器の性能変化

第14図は貨車へ装備した日立 L1-7A 形ゴム 緩衝器 (第15図)の性能変化を実測したものである。いまだ使用後1年半しか経過していないので、数年先のことを推測するのは困難ではあるが、製作時に比して若干撓み量が増加している。ゴムパッドそのものの性能曲線は撓み



第14図 日立L1-7A形ゴム緩衝器性能変化



第15図 日立L1-7A形ゴム緩衝器

量が減っているが、ゴムパッドが若干へたる傾向にある ので緩衝器としては性能曲線はほとんど変らない。

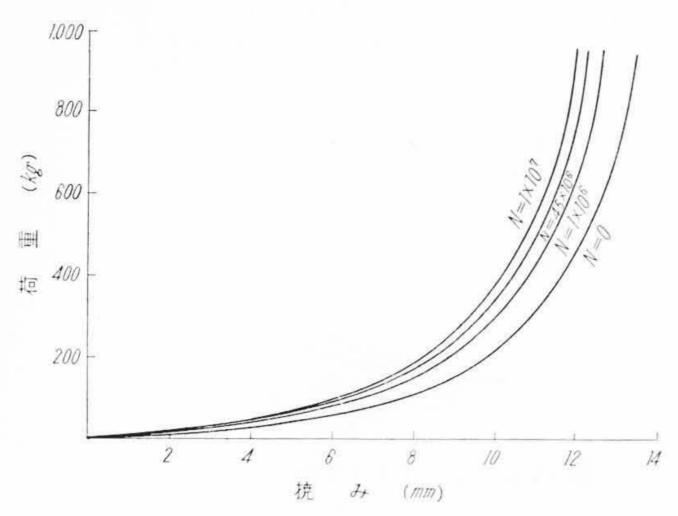
5.2 模型による疲労試験

日立 M 1-6A形ゴム緩衝器の寿命を推定するため模型によって疲労試験を行った。 第 16 図 はその性能曲線の変化を第 17 図は積み重ねた高さの変化を示す。

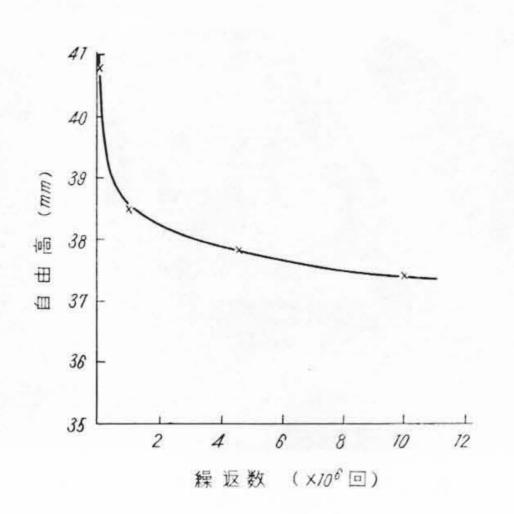
試験は実際の使用条件より厳しくしたため、特に振動数が高くなって試験中ゴムパッドの温度上昇が生じた。 実車によるゴム緩衝器の温度測定ではほとんど温度変化は認められず、この模型試験の結果に温度変化を考慮すれば、実車の性能変化は本試験データーの半分以下と推量される。

5.3 日立ゴム緩衝器と従来の緩衝器との性能変化の 比較

日立ゴム緩衝器は長年月使用中におもにゴムパッドのへたりから若干性能曲線が変化することを述べたが、従来使用されている緩衝器も同様な性能変化は必ず生ずるものである。特に摩擦緩衝器や輪バネ緩衝器は部品の摩耗が激しく短期間のうちに 10% 以上も性能変化を生ずることがあり、日立ゴム緩衝器の方が性能変化ははるかに少ないとみてよい。



第16図 疲労試験による性能の変化



第17図 疲労試験によるへたりの変化

6. 結 言

以上のことをまとめると,

- (1) 衝撃エネルギーは緩衝器のほかに車体および積載物で緩衝される。
- (2) 緩衝器は一定の衝撃エネルギーに対して**衝撃荷**重が小さくなることが望ましい。
- (3) 日立ゴム緩衝器は衝撃エネルギーの大きい領域において特に効果的である。
- (4) 衝撃試験の結果,日立ゴム緩衝器が従来の**緩衝器** に比して好性能を有することが明らかになった。
- (5) 編成車における衝撃試験では、ゴム緩衝器が従来 の緩衝器よりも好ましい性能を示すことも実証された。
- (6) ゴム緩衝器の動的特性は静的特性とほとんど同じとみてよい。
- (7) ゴム緩衝器は長年月使用した際性能は若干変化するが、その割合は従来のコイルバネ式緩衝器などよりも少ない。

以上の考察より車両の衝撃と緩衝につきその概要を知るとともに、日立ゴム緩衝器を実車に装備し実用に供された際の性能が把握できて車両用緩衝器としてまことに適切なるものであることが実証された。

最後に試験に際して御協力いただいた八幡製鉄所の関係各位に厚く感謝の意を表する。

参考文献

(1) 中村: 日立評論 39,807(昭 32-7)

日 立 評 論

Vol. 41

No. 8

- ◎空気遮断器の大電流遮断現象の考察
- ◎空気遮断器による励磁電流遮断時の異常電圧
- ◎超高圧空気遮断器の電圧分布
- ◎大流量測定法としての塩水速度法に関する 諸問題
- ◎ユニット式パルスコード形遠方制御装置
- ◎自 励 式 交 流 発 電 機
- ◎300 keV 超 高 圧 電 子 回 折 装 置

- ◎日本国有鉄道五稜郭駅納 AXC-3 C 形クロスバ交換機
 - ◎日立ビディコン6326について
 - ◎ED 71 形 交 流 電 気 機 関 車
 - ◎単相誘導電動機式交流電車電気品
 - ◎電力ケーブルに用いられる導体遮蔽の意義
 - ◎熔接構造物の応力焼鈍と残留応力
- ◎自動ネジ切り専用機の試作とその切削性能
- ◎刃物鋼の諸性質に及ぼすSの影響
- ◎有線放送電話装置の保守

発 行 所 日 立 評 論 社 東京都千代田区丸ノ内1丁目4番地 振替口座東京71824番 取 次 店 株式会社オーム社書店 東京都千代田区神田錦町3丁目1番地 振替口座東京20018番