

ハイドロリック・クラッシュバリアー

本報告書は、三井物産株式会社より研究委託された、ハイドロリック・クラッシュバリア（オイルダンパー式支柱を使つたガードレール）に関する実験の報告書であつて、この型のガードフェンスとしての機能を、現在一般的である、パイプ土中埋込み式支柱を使つたガードレールと比較検討することを目的としている。

目 次

1	オイルダンパー式支柱の特色と予備実験	1
1.1	オイルダンパー式支柱の特色	1
1.2	オイルダンパーに関する実験	2
1.3	支柱の静的引張試験	3
2	実物衝突実験	4
2.1	実験方法	4
2.1.1	実験施設	4
2.1.2	実験期日	4
2.1.3	実験条件	5
2.2	測定	6
2.2.1	測定項目・及び測定目的	6
2.2.2	測定方法	6
2.3	実験結果、及び検討	7
2.3.1	実験日別の結果概要	7
2.3.2	測定項目別の結果検討	9
3	数値解析モデル	11
3.1	ガードレールの力学的性状	12
3.2	自動車の運動	13
3.3	計算結果、及び考察	14
4	結 論	16
	附 図	17
	附 表	34
	附 写 真	

1. オイルダンパー式支柱の特色と予備的実験

1.1 オイルダンパー式支柱の特色

現在一般に用いられているガードフェンスの支柱は我国においては殆ど円形鋼管土中埋込、その他諸外国においても I 型鋼、Z 型鋼あるいはコンクリート柱土中埋込みで、要するに原理的には、支柱自体および土の弾、塑性に衝撃吸収の効果を期待するものである。今回実験の主な対象とした、オイルダンパー式ガードフェンスは、これらと異り、レールとしては従来の W 型断面のものをそのまま使用するが、支柱に油圧緩衝器を装置し、これによる衝撃吸収効果を狙ったものである。その外観と構造概要は写真-1 と図-1 に示す通りである。支柱本体は鋼板カバーからなり、これは底板とピンで結合され、また支柱本体のレール取付部と下端ピンの中間にはまたピンがあってこれと底板前部のピンとの間に油圧緩衝器（オイルダンパー）が装置されている。レール取付部もまたピン構造となっているので、自動車衝突時、レール取付部が後方に移動しても、レール面は何時も鉛直を保つことになる。ただし、平常時は、いわゆるシャープピンによって、このピンの回転は阻止されているので、やはり鉛直を保っている。自動車が衝突した場合は、支柱は下端ピンを軸として回転し、ダンパーは衝撃を吸収しつつ伸長し、シャープピンは切断して、レール取付部は、後、上方に移動する。これ等より、発明者である英国 Christiani Nielsen 社のいう所の特徴等を列挙すれば、

- a オイルダンパーにより衝突自動車のエネルギーが吸収され緩衝効果がある。
- b 自動車はレールに沿って漸次停止し、レールからはじき出されない。
- c 衝突自動車によるレール乗越しあるいは転倒を生じ難い。

また、一般に自動車衝突時衝撃が、土および支柱によってでなく、ダンパーに

よって吸収されるので、支柱自身には変形を生ぜず、ダンパーは自然に原位置に復帰するので補修が容易である、土の如き強度の不安定な材料に期待しない、etc. この様な効果は同社の行った実験ないしは一般的な予想からひき出されたものであるが、我々としてはまた、オイルダンパーによって生ずる反力は、着力点の移動速度の 2 乗に比例するという性質も興味をひく点である。

1.2 オイルダンパーに関する実験

1.1 に述べたような構造のガードレール支柱の場合、当然オイルダンパーは最も重要な構成要素であって、これをどの様に設計するか、あるいは設計となっているかを知ることが重要である。一般にオイルダンパーによる反力 F は

$$F = CV^2$$

F : ダンパー反力

C : ダンパー常数

V : ピストン移動速度

によって表され、 C の値によってダンパーの特性が決定される。我々は、本実験に先き立って行われた、単独支柱に台車を衝突せしめた三井三池製作所の実験からこの値を推定することを試みた。またその後、同じ目的で、ピストンに静的荷重を裁荷しその移動速度の観測を依頼した。

この中で単独支柱に対する台車の衝突実験は、昭和 41 年 9 月 19 日、三井三池製作所大牟田工場構内で行われたもので、台車総重量を 0.71ton、1.18ton の 2 段階とし、衝突時の初速は 85Km/hr~120Km/hr、従って衝突エネルギーは 4.3~74.7ton(Km/hr)² に変化している。その場合の、ダンパー内油圧変化、支柱の角度変化、したがってピストンストロークの時間的变化が計測された。これ等の実験および実験結果の詳細は原資料を参照されたい。

1.3 支柱の静的引張試験

今回試験の対象とした支柱に関し、オイルダンパー式支柱としての特色をなすオイルダンパーを装置した地上部については、確定した設計図、仕様の下に製品が試験用に供給されたが、土中埋込部については、土質等に応じてなお検討の必要があると感ぜられた。そこで、実物自動車衝突実験に先き立ち、土木研究所千葉支所構内の実物実験施設附近（土質関東ローム）で、テルホール、ワイヤー、引張型ロードセル（5ton）を使用して大型ブルドーザーをアンカーとし支柱単独の静的引張試験を行った。これによって実物自動車衝突実験時の基礎の形式を選定することにした。実験を行ったのは次の3種である。

1. オイルダンパー式支柱の1

φ1398×4×1000 の鋼管を基礎とし、その頂部に 203×446×16 の鋼板を溶接、支柱底板とボルトで締結したもの。三井建設技術部吉田技師設計案。^注基礎鋼管はφ200cm オーガーにて掘削後埋込んだ（図-2a）。

2. オイルダンパー式支柱の2

60cm 立方コンクリートブロックにアンカーボルト4本を建て、このボルトにより支柱底板を締結するもの。英国 Christiani Nielsen 社の仕様による。図-2bの如く掘削後埋込んだ。

注 クラッシュバリアー ガードレール基礎の検討 三井建設技術部
リコピー資料

3. ガードフェンス設置要綱B型支柱

比較のためのガードフェンス設置要綱による鋼管支柱φ1398、土中埋込深さ130cmのもの（図-2c）。

着力点はオイルダンパー式の場合、レール支持ピン位置、B型支柱のとき、レール取付ボルト位置とした。オイルダンパー式は本引張に先き立ち、極く緩や

かに引張り、低荷重載荷を行い、ダンパーのストローク限度に至る迄支柱を引き起しておいた。着力点の水平変位量と荷重の関係は、図-8の通りである。またオイルダンパー式支柱底板及びB型支柱地表部の変位量と荷重の関係は図-4の通りである。これによれば、オイルダンパー式支柱の場合、鋼管基礎としたとき、最大耐荷力はB型支柱と殆ど等しく、約25tonであり、その時の変位は後者の約50cmに対し約30cmとなっている。これ等に比してコンクリートブロックのものは最大耐荷力は約0.8tonであって著しく小さい。これは掘削埋戻し後の経過日数の少いことにもよるが、一般的に判断してたとえ充分の経過日数をおいても鋼管基礎程の耐荷力は到底得られないものと推察された。よって以下の実物自動車衝突実験では、上記設計と同一の鋼管基礎を用いることとした。

2 実物衝突実験

2.1 実験方法

2.1.1 実験施設

本実験に使用された実験施設は、土木研究所千葉支所構内に1967年1月にガードフェンス実験用として作られた施設である。これは、自動車(クライスラー1955年型、4925cc)を改造したウィンチによって実験車をけん引し、加速する設備であって、加速距離は150mである。また、加速中の方向誘導は、加速路の中央にひかれたレールと実験車の前後にとりつけられたローラーによって行っている。写真-2に実験施設の概観を示した。正面に小さくみえるのが、けん引用の自動車、手前から上に伸びているのが、誘導用のレールである。また、右手の塔は、写真撮影用の塔である。

2.1.2 実験期日 (表1参照)

1967年2月7日～2月27日

2.1.3 実験条件 (表1参照)

a) 実験車

オイルダンパー式支柱も、オイルダンパーが伸びきった後では、普通型支柱と同じ動きをするものと思われる。よって、この支柱の特色を調べるためには、オイルダンパーの可動範囲内におさまるような荷重を生じるようなものを衝突車とするのが適当であろうと考えられるため、小型乗用車を実験車として選んだ。

1962 年型日産ブルーバード

全 長 399mm 全 幅 149mm

全 高 144mm 輪軸間隔 238mm

総重量 975Kg (実験車1)

1000Kg (実験車2)

重心位置 前輪軸より 0.95m 後方 (実験車1)

〃 0.91m 〃 (実験車2)

前輪はタイロッド部を溶接して固定した。

b) 使用ガードレール

八幡エコン製 B41型

厚さ 32mm、断面積 149cm² コルゲーション 70mm

断面二次モーメント 787cm³

c) 使用支柱

・オイルダンパー式支柱 (前述)

・普通型支柱

八幡エコン製 B41型用

直 径 139.8mm

厚 さ 4.5mm 長 さ 220mm

2.2 測定

2.2.1 測定項目、及び測定目的

ガードフェンスの実験には、2つの主たる対象がある。一つは、ガードフェンス自身の挙動、他の一つは、衝突した車両の動きである。言い換えれば、ガードフェンスの破壊はおきないか、車はどの程度の被害をうけるかである。本実験では、実験車が軽量車であるため、ガードフェンスの破壊は考えられない。よって、衝突車の挙動が測定の重点となる。

a) 実験車

- 1) 実験条件を定めるため、車両重量、衝突速度、衝突角度を測定した。
- 2) 実験車に対するガードフェンスの動きを調べるために、車の軌跡、速度、加速度、車両方向を測定した。
- 3) 実験車の被害程度を観察した。

b) ガードレール

- 1) オイルダンパーの働きを調べるために、ビームの変形、ストレイン、支柱上部の回転量を測定した。
- 2) 補修に関連して衝突によるガードフェンスの被害を調べる。

2.2.2 測定方法

a) 16 mmカメラによる写真測定

ミリケンDBM4(400コマ/秒)によって上方9mの地点から衝突現象を撮影した。このフィルム上の基準点、マークの座標を、フィルムモーションアナライザーで読み、カメラの傾きを写真測量的に修正した後、0.05秒おきにビーム上、及び実験車上のマークの位置を計算した。実験車のマークの位置より、車体方向、及び重心の位置を算出し、その時間的な変化より速度、及び加速度を求めた。よって、表-1中の加速度は0.05秒間の平均である。

b) 電氣的歪測定

接触開始点より3スパンの中央にとりつけたストレインゲージによって、ビームの歪を測定した。また、支柱上部の動きをバネにつたえ、そのバネの歪を測定する事によって、支柱上部のオイルダンパーによる回転量を求めた。また、実験車前席床上に前後、左右に向けた加速度計をおき、加速度を測定した。

c) その他

- 1) 衝突点直前にいた2つのマイクロスイッチの開閉時間間隔によって衝突速度を測定した。
- 2) 衝突前後の直接測定によってガードレールの残留変形を調べた。
- 3) 衝突前にまいておいた石灰粉の乱れより実験車の軌跡を求めた。
- 4) ロードメーターにより実験車の輪重を測り、車輻重量、重心位置を求めた。
- 5) 衝突後の観察により、実験車、及びガードレールの被害を調べた。

以上の測定項目、及び測定機器は、表-2にまとめてある。

2.3 実験結果(表-1参照)

2.3.1 実験日別の結果概要

a) 2月7日

衝突速度74Km/h、衝突角度21度での実験が行なわれた。これは、本実験中、ガードフェンス直角方向のエネルギーの最も大きい実験であった。右前輪がパンクしたが、これは、支柱取付け部のボルトが突きでていたためと考えられる。以後の実験では、このボルトの突出し長をナット高と同じにした。車の他の部分は、右フェインダーの前部が、20cm程度へこんだ(これは以後の実験でもほとんど同じ)ほかは大した被害はなかった。ビームの変形は2スパンが大きく、その両側の2スパンもわずかに変形した。支柱のシアピンは8本がお

れた。(ビームの变形、シアピンについては以後の実験でもほぼ同じ)

(写真-8 写真-5 参照)

b) 2月10日

衝突速度58Km/h、衝突角20度と、本実験中、ガードフェンス直角方向のエネルギーの最も小さな実験であった。実験車の被害は小さく、ビームの残留変形も非常に小さかった。

c) 2月14日

衝突速度71Km/h、衝突角20度での実験が行なわれた。11日、12日に積った雪が融け始めたため、地盤が非常に悪く、支柱は基礎から大きく動き、本実験中最大のレール最大変位、残留変位を生じた。しかし、逆に実験車の被害は小さく、最大減速度は、2月10日と同程度であった。(写真-7 参照)

d) 2月17日

衝突速度は65Km/h、衝突角は20度であった。この実験のみ、支柱間隔を4mとしたが、8mのものとの違いはみられず、2月10と2月14の中間的な結果を示した。

e) 2月21日

本実験中唯一の普通型支柱によるものである。衝突速度は72Km/h、衝突角は20度であった。オイルダンパー式支柱の場合に比べ、車の方向転換が速く行なわれ、減速度も大きかった。また、右前輪が支柱と激しく衝突し、その衝撃で破壊し、10m程飛んだ。

(写真-4 参照)

f) 2月27日

衝突速度は76Km/h(マイクロスイッチ使用の速度計では81Km/h)で本実験中最も高速だった。衝突角は19度でやや小さかった。右前後輪が支柱

上部の下端の角ばった所にあたり、パンクした。(写真-6 参照)

2.3.2 測定項目別の結果検討

a) 実験車

1) 減速度(図-5 参照)

加減速計による加速度の測定は、車の振動が入ってしまい、よい記録がとれなかったため、写真より求めたものによった。しかし、加減速計によるものの0.05秒平均した値は写真より求めたものと大体似た値を示している。車体に生ずる減速度を評価する場合、どの程度の周期のものまで考えに入れるかは大きな問題であるが、我々は、周期の短いものは、別に振動として追加的に考えるべきものとし、0.05秒平均の値、及び衝突開始時より最大ふみこみに到るまでの平均の値で考える事とした。

最大値は、3gより5gとなっているが、オイルダンパー式が前後方向には小さな値を示しているのに反して、普通型では前後方向にも大きな減速度があらわれている。これは、右前輪の支柱への衝突によるものと思われる。支柱への衝突は0.1秒にて起っており、縦方向減速度の最大となる時間と一致している。また、普通型では、方向転換が速かったため、オイルダンパー式に比べて大きに平均値を示している。

2) 車の進行角、及び姿勢角(図-6 参照)

すべての実験の衝突初期段階で、車の進行方向と姿勢方向のずれ、すなわち車の横すべりが見られるが、特に普通型において大きい。これもやはり、右前輪の支柱への衝突によってなめらかな方向転換がさまたげられたためではないかと思われる。また、進行方向が、ガードフェンスに平行になるまでの時間は、オイルダンパー式では0.3秒前後となっているのに対して、普通型では0.28秒と短くなっている。これは前項の平均減速度と表裏をなしている。

3) 車の軌跡(図-7 参照)

オイルダンパー式では、衝突速度の小さかった2月10日のものを除いては、8m前後の接触長を示しているが、普通型では、4.9mと短い。当然、両者の軌跡の丸味も異なる。普通型では、オイルダンパー式に比べて急激な曲り方
を示している。また、脱出角もオイルダンパー式では、5～8度であるが、普通型では、11度と大きい。この値は、後続車のことを考えると小さいことが望ましく、特に高速道路で問題となるものである。

4) 車の被害 (写真-8、4参照)

各実験とも、フェイnder前部が20cm 近くへこんだが、乗用車のこの部分の弱さからすれば当然であろう。2月10日、2月14日、2月17日の実験では、車の被害は大したことはないといえる。

2月7日の実験では、支柱取付部のボルトによって、右前車輪がパンクし、2月27日の実験では、オイルダンパーのカバー部の角によって、右前後輪がパンクした。これは原車線復帰後の操縦性維持上問題となるため、構造上の再検討が必要と思われる。

2月21日の普通性の実験では、右前輪が支柱との衝突によって破壊し飛んでしまった。このような状態では、操縦性は完全に失われるものと思われ、原車線に復帰した車両は二次的な事故を起す可能性が大きい。特に、高速道路においては、大きな問題である。レールを垂直な支柱にとりつけている現在のガードレールの構造上、前輪の支柱への衝突は避けられない現象であり、乗用車の高速での衝突に関して構造の再検討が必要であると思われる。

b) ガードレール

1) 変形 (図-8～12、写真-5参照)

荷重の小さかった2月10日の実験を除き、オイルダンパー式は、普通型より大きき最大変位を示している。残留変位は、地盤状態の悪かった2月14日を除けば、普通型よりやや大きい程度である。なお、オイルダンパーは、衝突

点前後の3支柱で、完全には戻らなかった。これは、レールの永久変形、および、ピンの摩擦によるものと思われ、支柱下部のパイプの変位のことも考えあわせれば、オイルダンパー式が、普通型より補修上有利とは認め難い。

オイルダンパー式は、2月10日を除けば、大体、0.35秒から0.40秒で最大変位に達したが、普通型では、0.24秒で最大変位となった。0.2秒までは、オイルダンパー式も普通性もほぼ同じような変形を示すが（ただし、オイルダンパー式の方が進行方向前方での変位が大きい）、普通性が、この後ほとんど変形しないのに対して、オイルダンパー式では、この後、20～30 cm程度変形し、大きな変形を示す区間も長い。これは、実験車の項でのべたゆるやかな方向変換と関係する。この違いの原因は、オイルダンパー式が、土とオイルダンパーの2つの可動部をもつため、変位しやすいということが主原因であろうが、オイルダンパーの特性が変位と力との関係でなく、変位速度と力との関係であらわされるものであることも関連するのではないと思われる。

支柱の動きの内、オイルダンパーによる部分はどの程度であるかの測定は、途中で気のついたことなので、最終日の記録がとれたのみであった。これによると、P-1では最大変位22 cmの内、10 cm、P0では、最大変位55 cmの内、40 cmとかなりの部分がオイルダンパーによるものと思われる。

2) レールの歪

種々の悪条件が重なったため、満足できる測定ができなかった。最大歪は、各実験とも支柱P0とP1間のスパン（衝突開始スパンの次のスパン）にあらわれており、他のスパンより飛びぬけて大きかった。そのため、このスパンの歪の最大値附近をとらえられなかった。他のスパンでは、引張側、圧縮とも最大値は1500 μ 以下であって、これから算出した全引張力は、3 ton以下であった。

3 数値解析モデル

実験と並行して、衝突現象の数学モデルによる解析を試み、その計算結果を

実験結果と比較してみた。しかし、このモデルでは、時間関係もあって、支柱下部は固定とされており、実験のものより固い支持となっている。

2.1 ガードレールの力学的性状

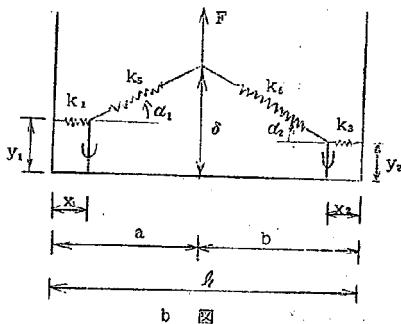
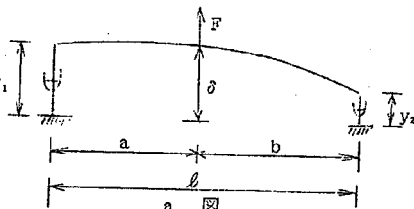
ガードレールを力学的に考察する場合、支柱の力学的性状、レール部分の力学的性状に分けて考える必要がある。支柱に関しては反力が変位に比例するとし、ある一定の変位を越えた場合、反力が一定となる。と仮定できるのが一般的である。ここにおいて述べるオイルダンパー付ガードレールにおいては、支柱部分にオイルダンパーが取り付けられており、この反力は、支柱移動速度の二乗に比例するとするのが正しい。

レール部分の力学的性状については、一般に複雑な性状を示し、一概に決めるのは難しい。一般的には、レールは曲げ降伏し、その後静力学的に決定し得る。軸方向引張力によって荷重に耐える。したがって、曲げと、軸方向引張力とが共存していることになる。

ここにおいては、曲げに抵抗するモデルに対し、a図を与え、 y_1 引張に抵抗するモデルに対し、b図を与える。

これらのモデルにおいて既知数は、 δ 、 y_1 、 y_2 、 k_1 、 k_8 、 k_5 、 K_6 、 a 、 b 、 l であり、未知数は、 x_1 、 x_2 、 α_1 、 α_2 、 F である。

a図、およびb図に示すモデルを解析することは比較的容易であり、与えられた δ の値に対し、両モデルから求められた F

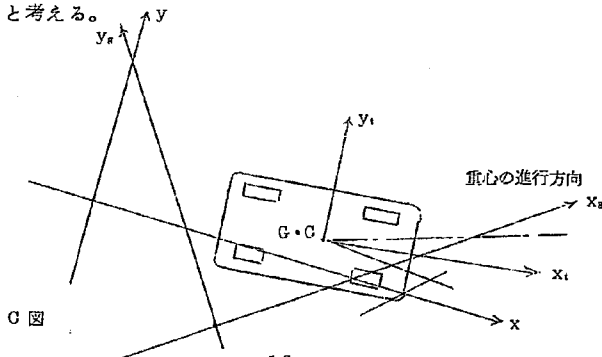


の値を合計したものが、ガードレール反力となる。ガードレールに衝突した車両は、この反力を受けつゝ運動することになる。

8.2 自動車の運動

ガードレールに衝突した車輛は、ガードレールに誘導されながら、運動する。このとき運動を決定する主要な外力は、レールからの反力、タイヤが横すべりに起因する、コーナリングフォース、タイヤのころがり抵抗、その他、風の影響等であるが、ここでは、一応前三者の影響が圧的に大きいとみて、計算を行った。車の運動の数値計算においては、G図に示すように、三つの基本的な座標を設ける。 (x, y) 軸は、自動車ガードレールに衝突した時点における車体進行方向の車体重心を原点としたものであり、 (x_g, y_g) は衝突時における車体のガードレールとの接触点を原点とする、ガードレール方向の座標軸であり、 (x_t, y_t) は現時点における車体の重心を原点とする車体方向の座標軸を示す。運動を決定する8つの基本微分方程式を作成し、これらを連立的に解くことにより、基本的な解を得ることができる。さらにいくつかの座標変換を施し、車体の加速度、重心の軌跡速度変化等を決定する。

なおことにおいては、車体を剛体とみなし、ハンドルは固定されたものとし、動力は0と考える。



G 図

8.3 数値計算の結果およびその考察

数値計算の基本的手順は、時刻を微小にきざみ、各時刻毎にガードレール力学モデルによって反力を決定し、他の2つの外力をも決定した後、連立微分方程式を数値積分し、車の移動量の決定を行う。この手順を次々と行っていき所要の時間まで続けられればよい。

なお、衝突開始時においては、ガードレールからの反力はないものとして車の移動量決定を行う。

以下において、数値計算の結果を、実験値と比較しつつ考察する。

実験値、および計算の基礎資料は、2月10日の実験による。

a) ガードレールからの反力

図-13にガードレールからの反力の大きさを示す。図において、前部、後部とあるのは、自動車の衝突初期においては、前部がガードレールと接触しているが、次第に車は回転し、やがて後部と接触するようになる。前部衝突点荷重、後部衝突荷重とあるのはこういった意味でのガードレールからの反力のことをさしている。

図-13に示すグラフは計算結果を示している。反力を決定し得る適当な装置の使用が不可能であったため、この数値計算の結果に対して正しい判断を下すことは困難と思われるが支柱付近に表われている約6.5トンの荷重は少し大きいのではないと思われる。

この論議はまた後で述べることにする。

自動車運動を決定的に支配する要因は、あきらかにガードレールからの反力である。したがって、力学モデルはかなり精度のよいものであることが要求される。ここで用いたモデルには、決定し難いパラメータがいくつか入っており、それらをかなりの精度で把握し得た場合一層よい結果が得られるのではないと思われる。

b) 自動車の方向変化

車がガードレールに衝突した後、いかに回転していくかの状況を示したものが、図-14である。車体方向とあるのは、 (x_t, y_t) 座標の (x_g, y_g) 座標に対する傾きであり、進行方向とあるのは、重心移動方向の (x_g, x_g) 座標に対する傾きである。

図-14には、実験値および、計算値の両者が示されているが、一目してわかることは、計算値の方が早く車が回転していることである。これはa)において述べたように、力学モデルの方から与えられる反力が大き過ぎるためであると思われる。

c) 重心の軌跡

ガードレールを解析する場合、重心の軌跡は最も関心の大きいものである。ガードレール良否を決定する最も大きな要因は加速度と合せて、重心の軌跡である。図-15に重心の軌跡を示す。この図において、 Δ 実験値と計算値とが一致しているとみてよい。しかし、ある程度車はガードレールによって強く反発される傾向がみられ、完全な解とはいえないようである。グラフを詳察してみればわかる通り、支柱付近から後において車は強く反発される。a)の結果とも照してみれば、支柱付近における解析方法が適当でないといえよう。

しかしながら、ガードレール解析においては不安定な要素が非常に多く存在し、それらが複雑にからみ合っていることを考えれば、この程度の誤差は比較的小さい、とみてよい。さらにいくつかの修正を施すならば、一層現実に近いといえると思われる。

d) 自動車の速度変化

図-16に自動車の速度変化の状況を示す。実験値と計算値との顕著な差違は、 x_g 方向速度および合成速度において、実験値にあっては Δ 上昇をたどった後 Δ 下るが大体において一定値であるのに反し、計算値にあっては漸減

した後ほぼ一定値に落着く。

y_g 方向速度にあっては、いくつかの差違があるが全体としてほぼ一致しているとみてよい。

e) 減速度の変化状況

図-17に自動車重心の減速度の変化の状況を示す。実験値と計算値は、ほぼ同様の傾向を示すが、計算値の方が大きい。これは、前に述べたように、反力が大きすぎるため、あるが、計算の方が時間間隔の短いことも関係している。以上において、数値計算の結果を一応述べたわけであるが、現段階において、自動車の運動を決定する方法に基本的な誤りはないものと思われ、現象を完全に再現し得ない主な原因は、力学モデルの不完全さ、特に、支柱の変位に土の弾塑性変形によるものを入れていないことにあるものと思われる。

しかし、一応ほぼ現実に近いものが得られており今後の基本方針は不確定な量を何らかの方法でつかみ入力として用いることにあると思われる。

4. 結 論

a) 下部構造をパイプ土中埋込みとしたオイルダンパー式支柱を使ったガードレールは、普通型支柱を使ったガードレールと比べて、土による緩衝作用にオイルダンパーによる緩衝作用が加わるため、同程度の荷重の衝突によってより大きく、ゆるやかな変形を示す。そのため、車の方向変換の時間が長くなり、減速度、および脱出角が小さくなる。これは軽量車の衝突において有利である。

b) オイルダンパー式支柱は、普通型支柱に比べ、レール前面と支柱下部との間隔が大きいため、車の前輪が支柱に衝突しにくい。これは、特に軽量車の高速での衝突において有利である。しかし、支柱前部の形状については再考する必要がある。

c) 下部構造をパイプ土中埋込みとしたオイルダンパー式支柱を使ったガードレールは、軽量車の速度での衝突では、普通型支柱を使ったガードレールより、やや大きめの残留変形をしめし、補修面での有利さは認められない。

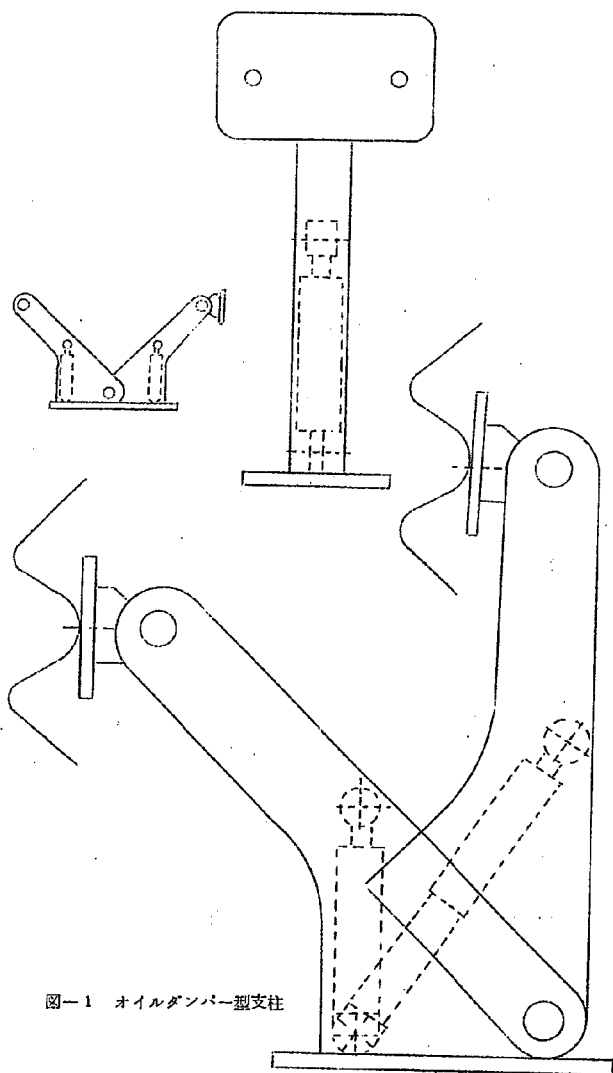


図-1 オイルダンパー型支柱

図-2 引張実験を行った支柱略図

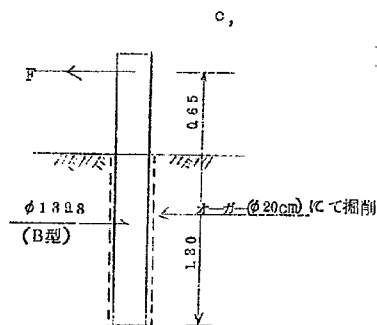
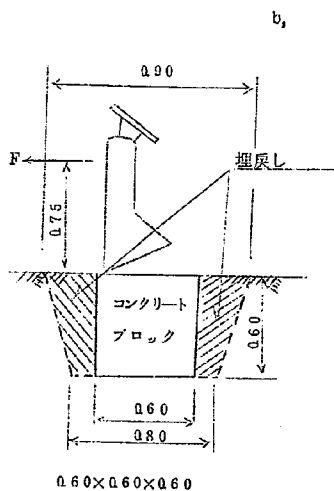
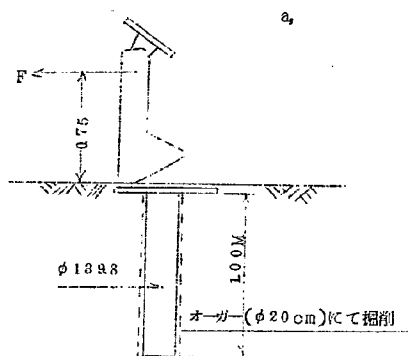


図-3 油圧式支柱引張実験

昭和41年12月26日 ばれ

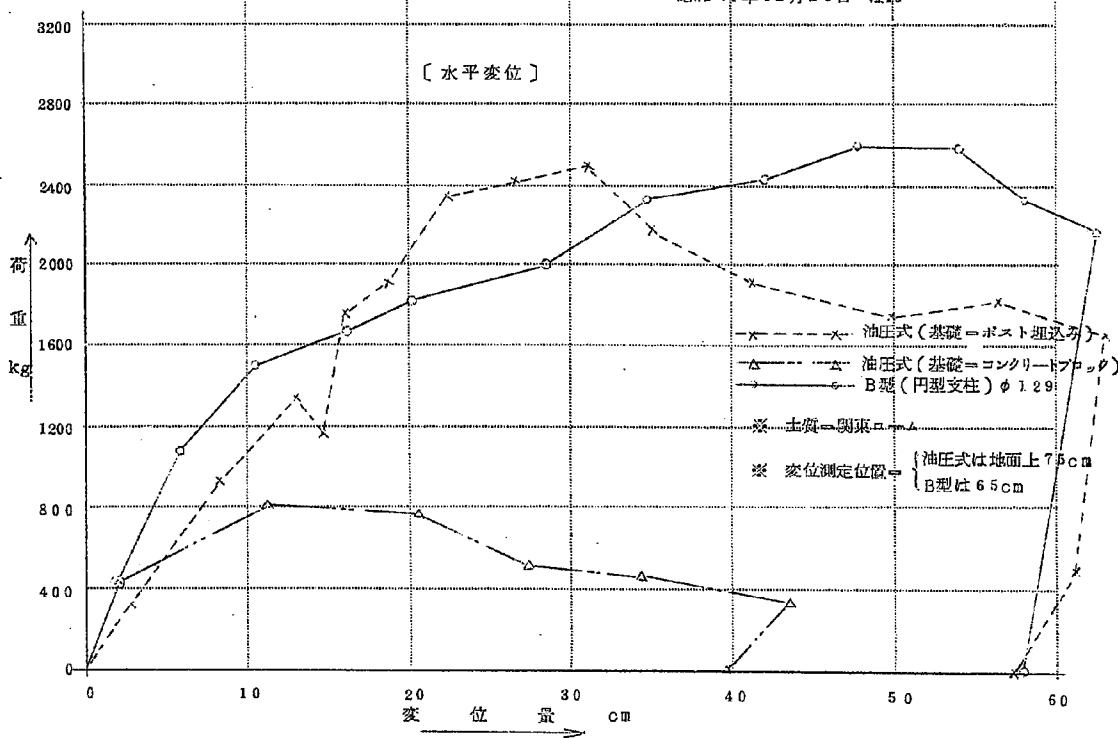


図-4 地表面変位

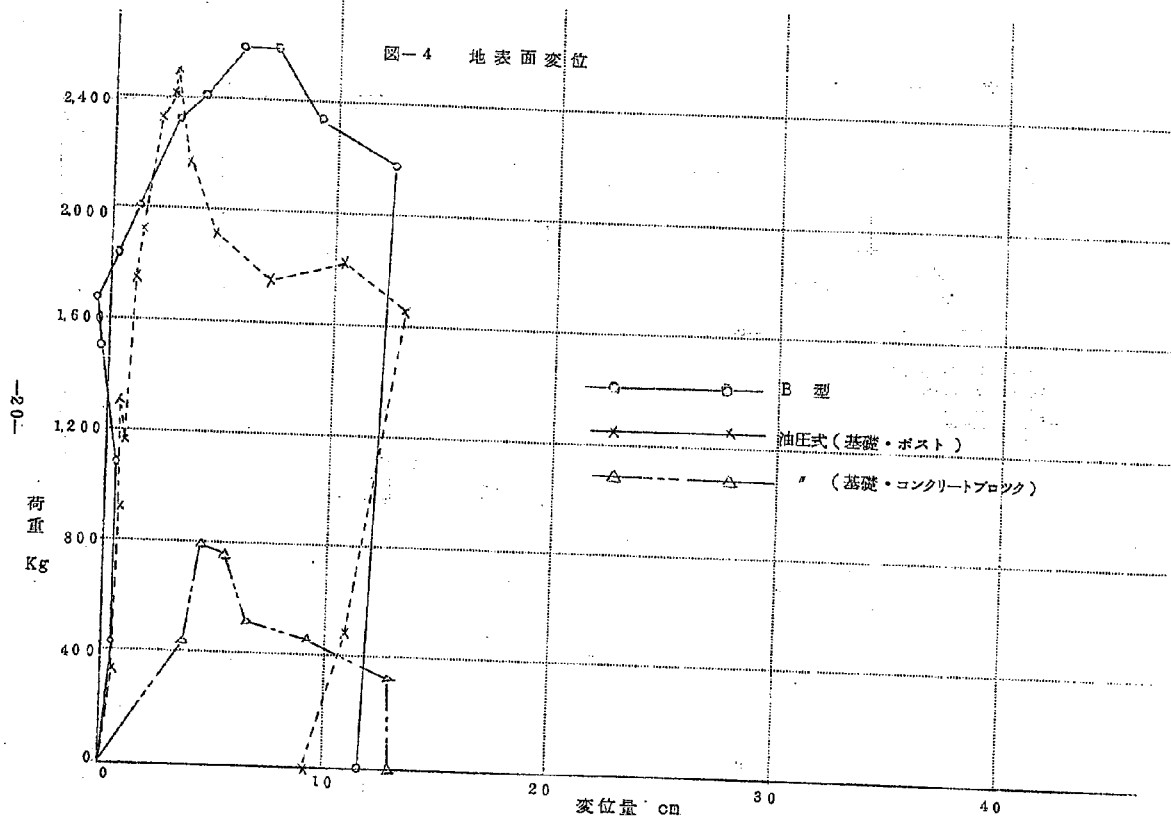


図-5 車の重心の減速度 (写真測定による)

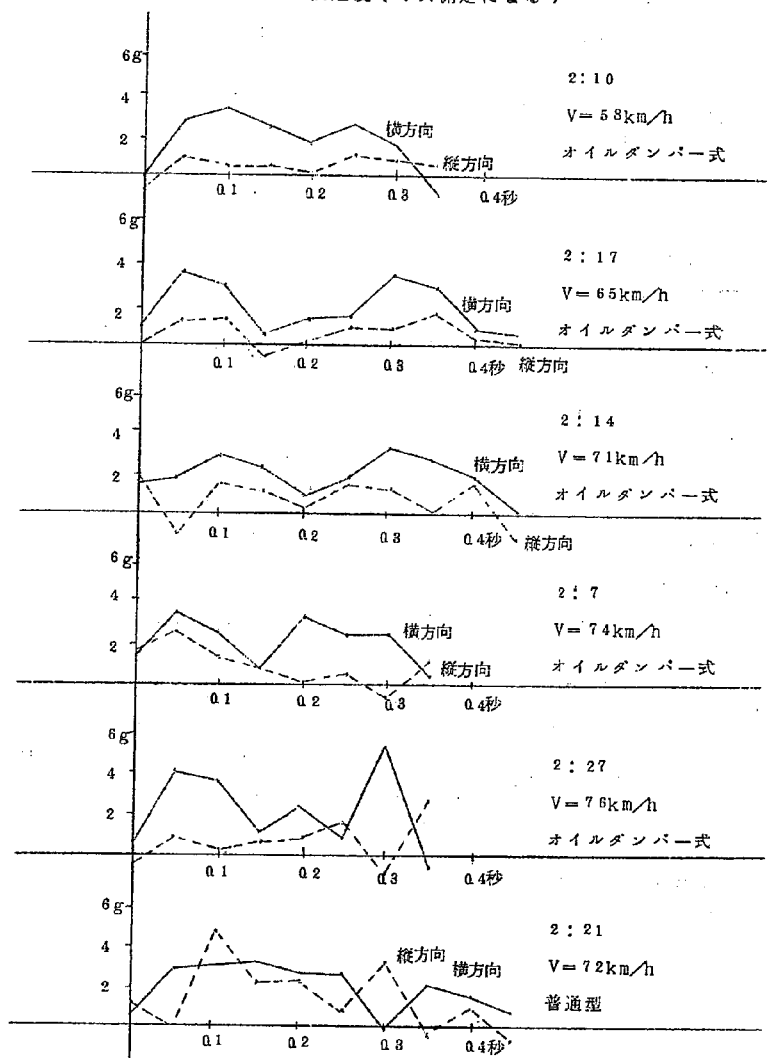


図-6 車の進行角及び姿勢角(写真測定による)

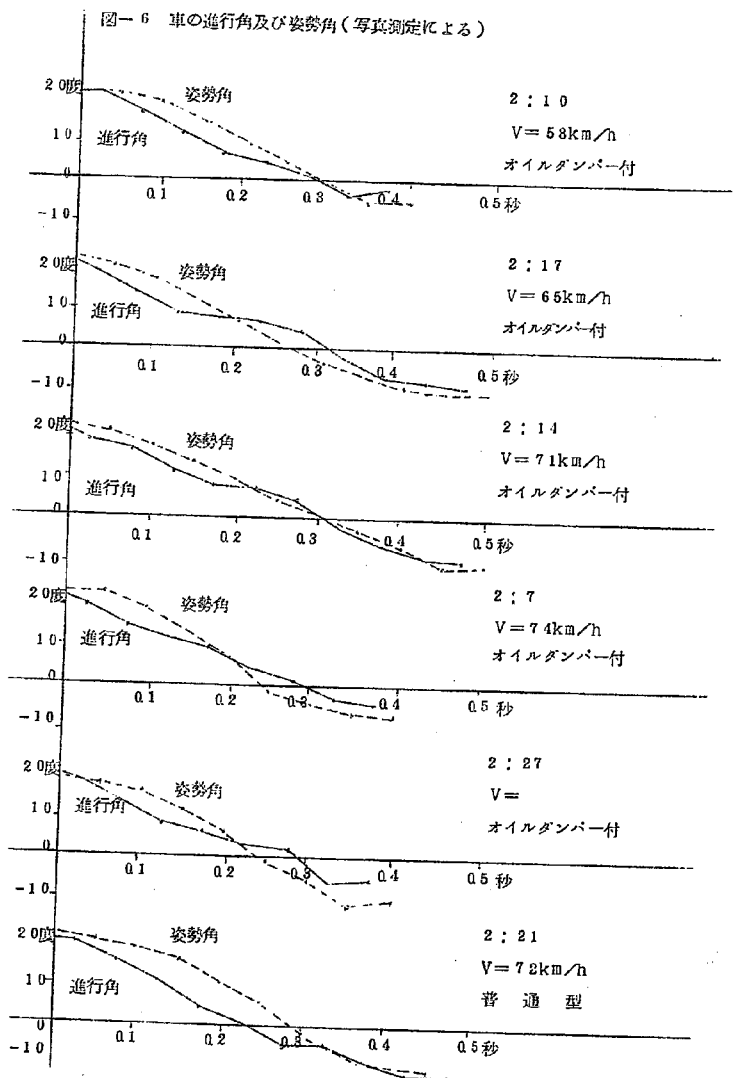


図-7 自動車の軌跡(実測による)

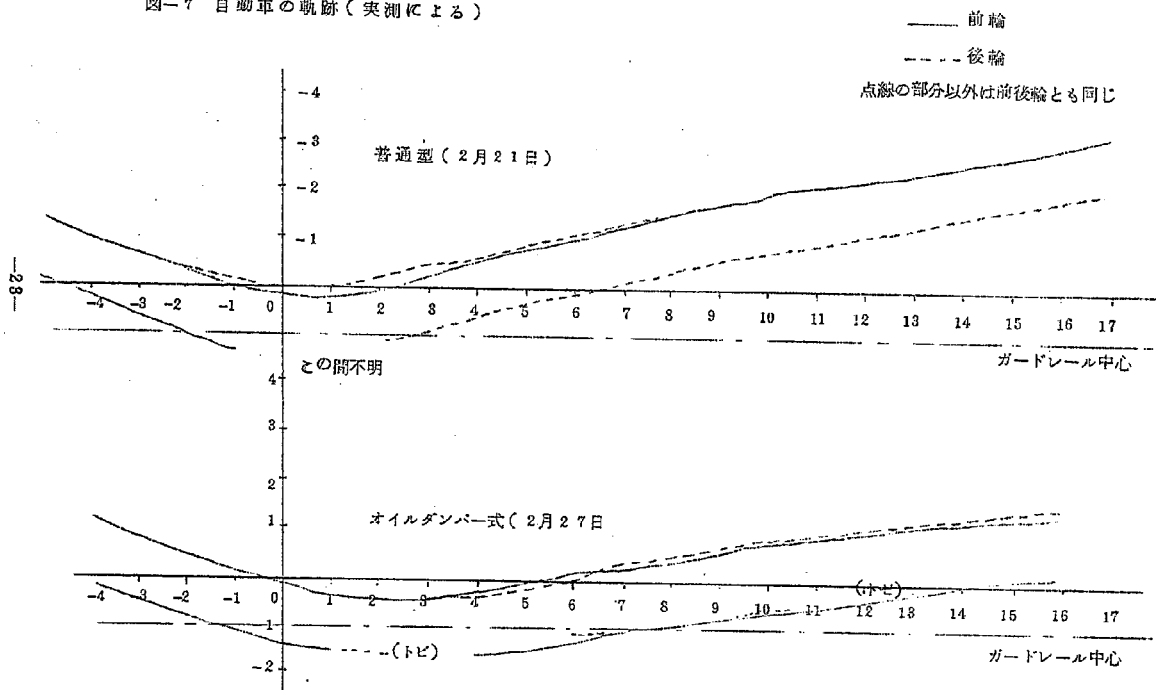
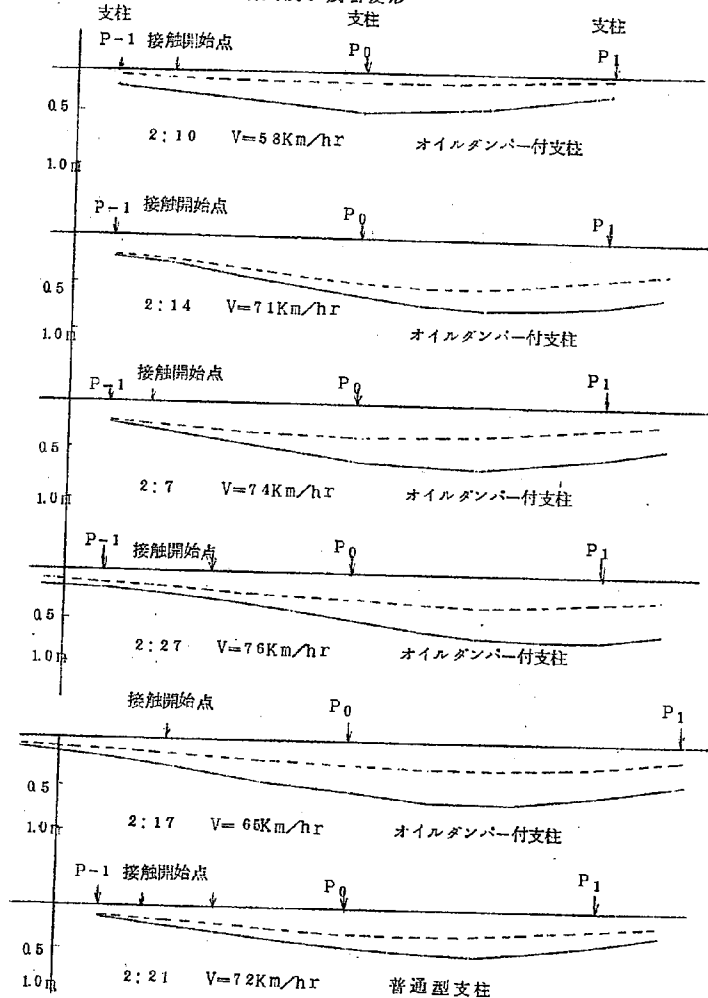


図-8 レールの最大及び残留変形



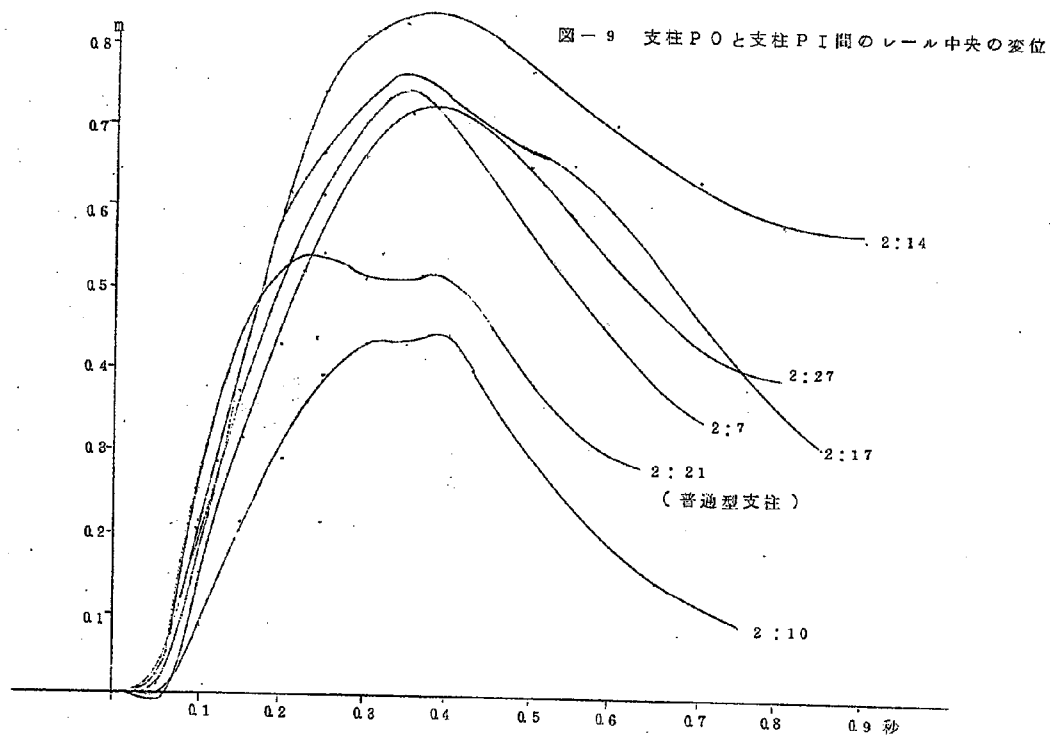


図-10 2:1.7 レール変形

$V = 65 \text{ km/h}$
オイルダンパー付支柱

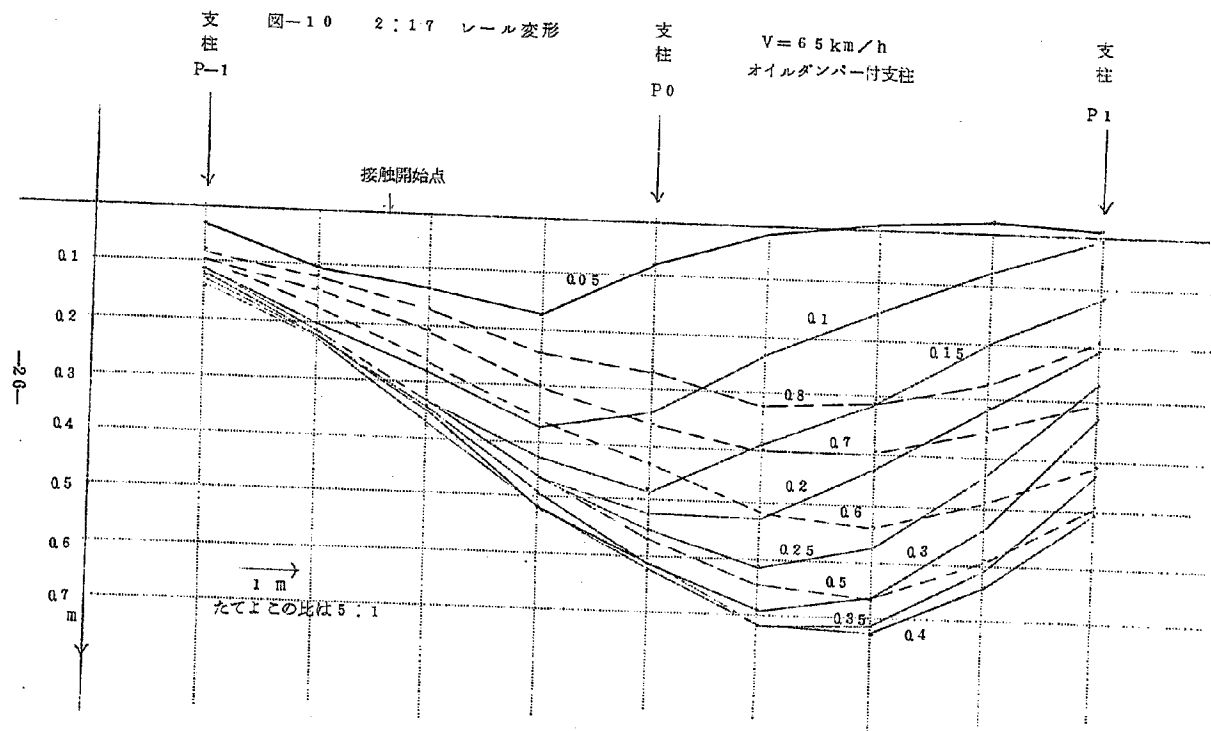


図-11 2:2:1 V-ル変形

$V = 7.2 \text{ m/h}$

等速型支柱

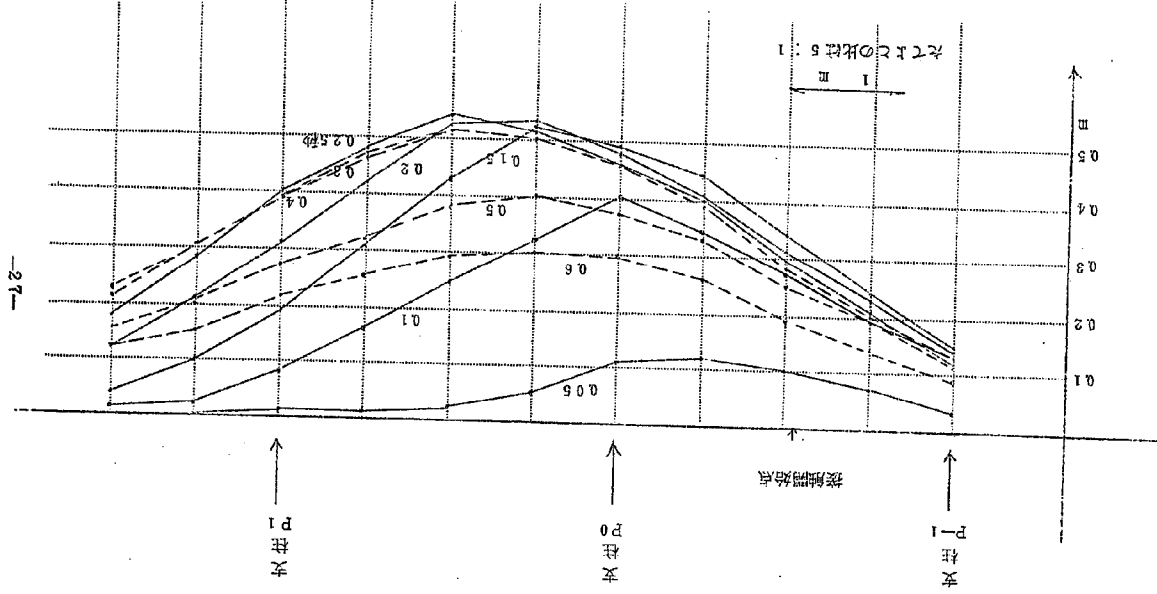
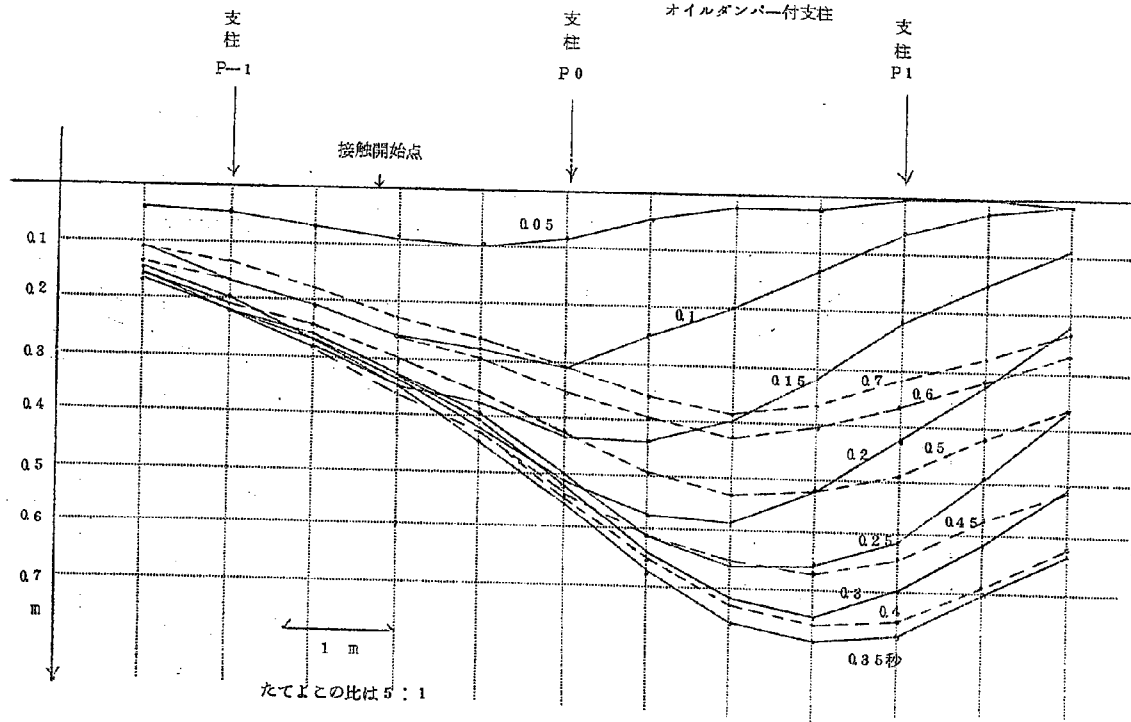


図-12 2:27 レール変形

$V = 76 \text{ km/h}$

オイルダンパー付支柱



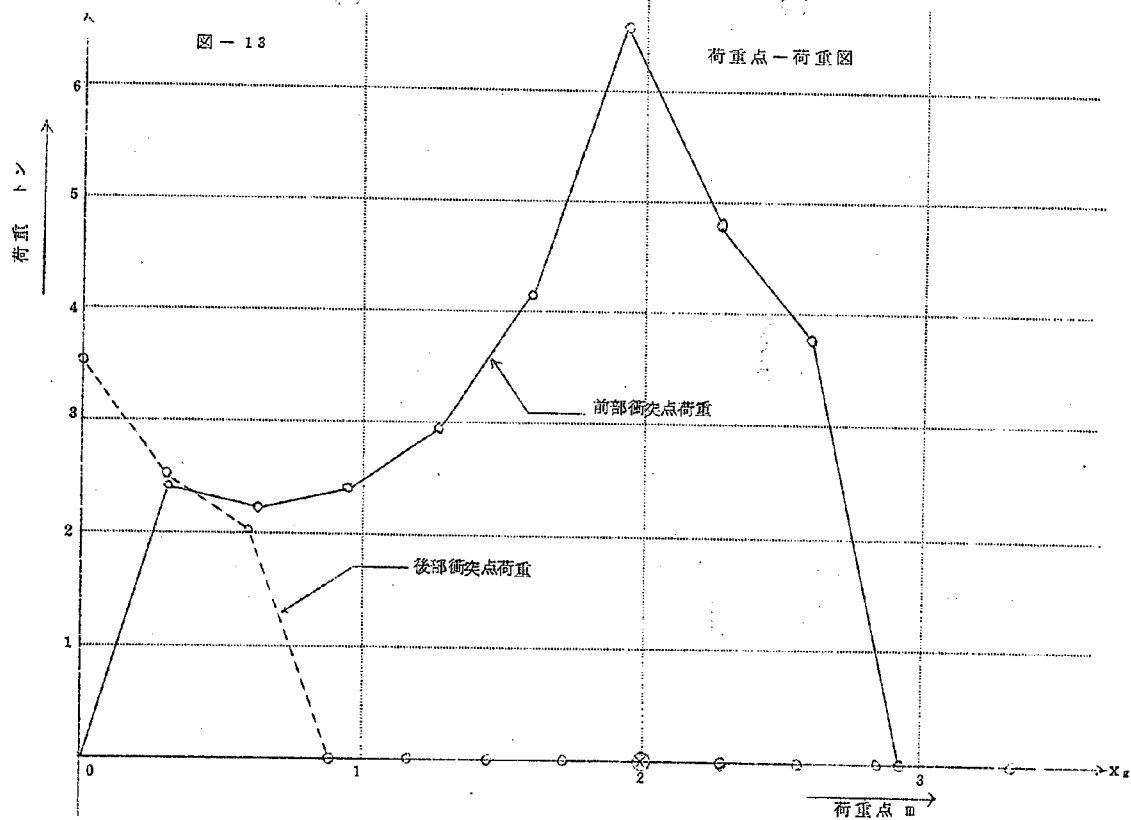


図-14 自動車の方向変化状況図

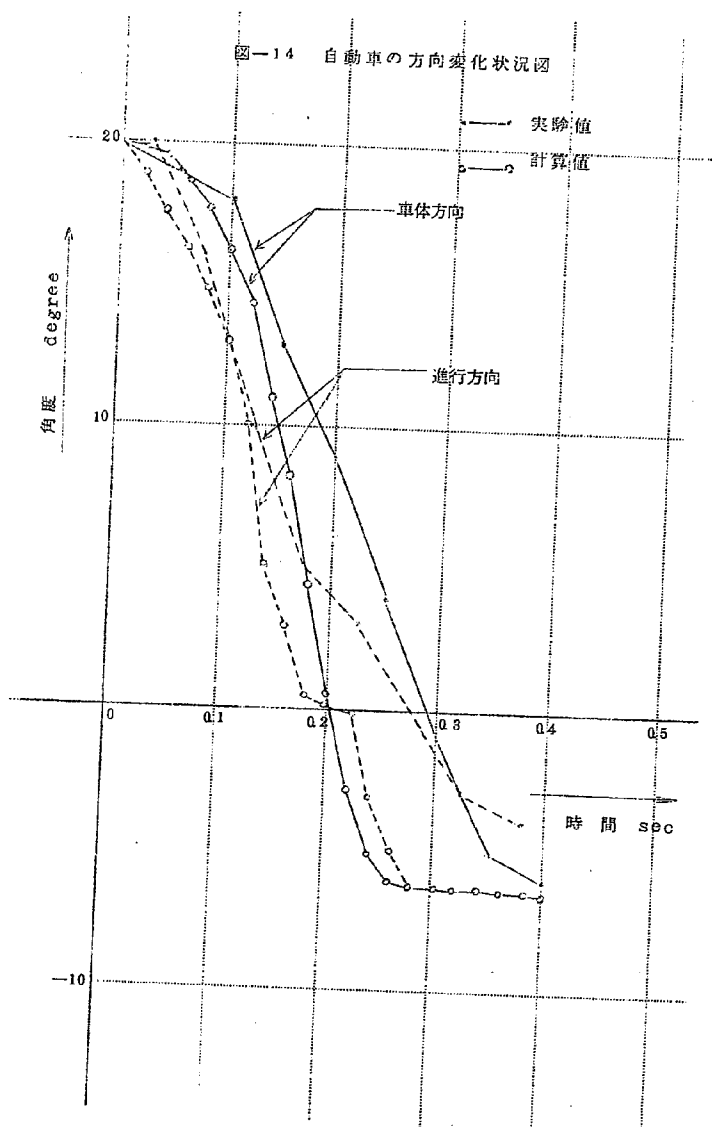


図-15 重心の軌跡

ただし (xg, yg) の座標に関する軌跡

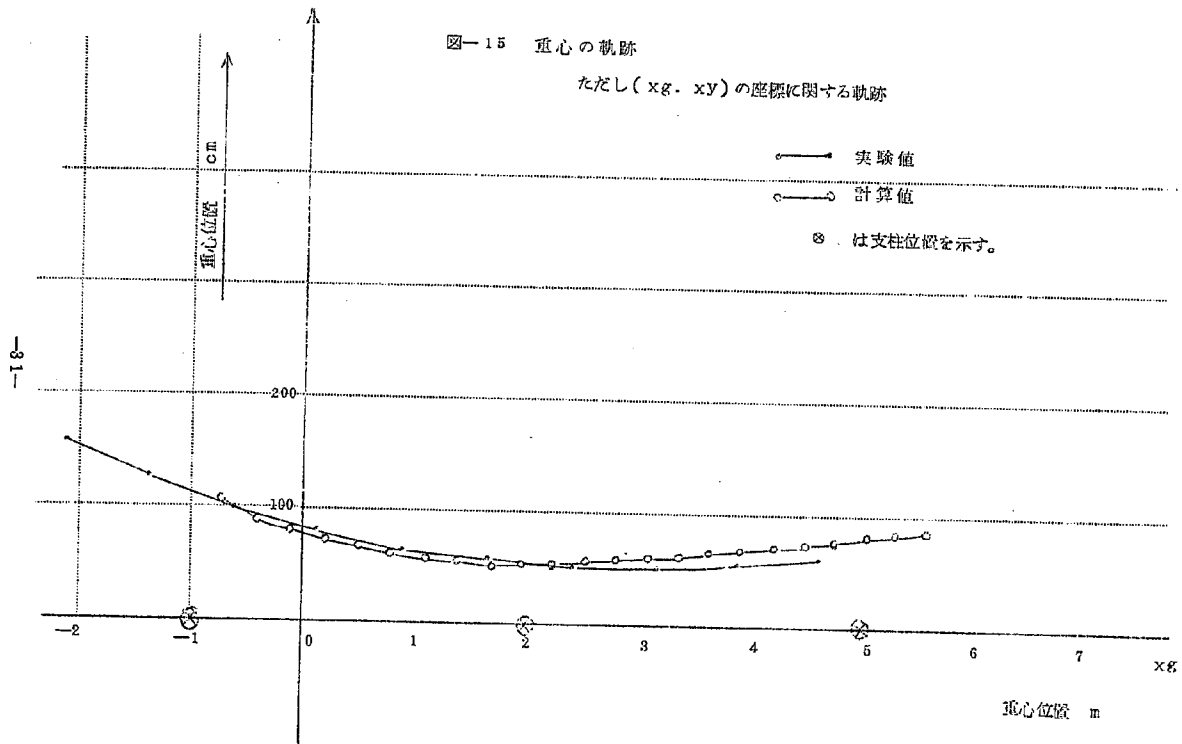


図 16 自動車の速度変化状況図

ただし (x_e, y_e) 座標方向速度

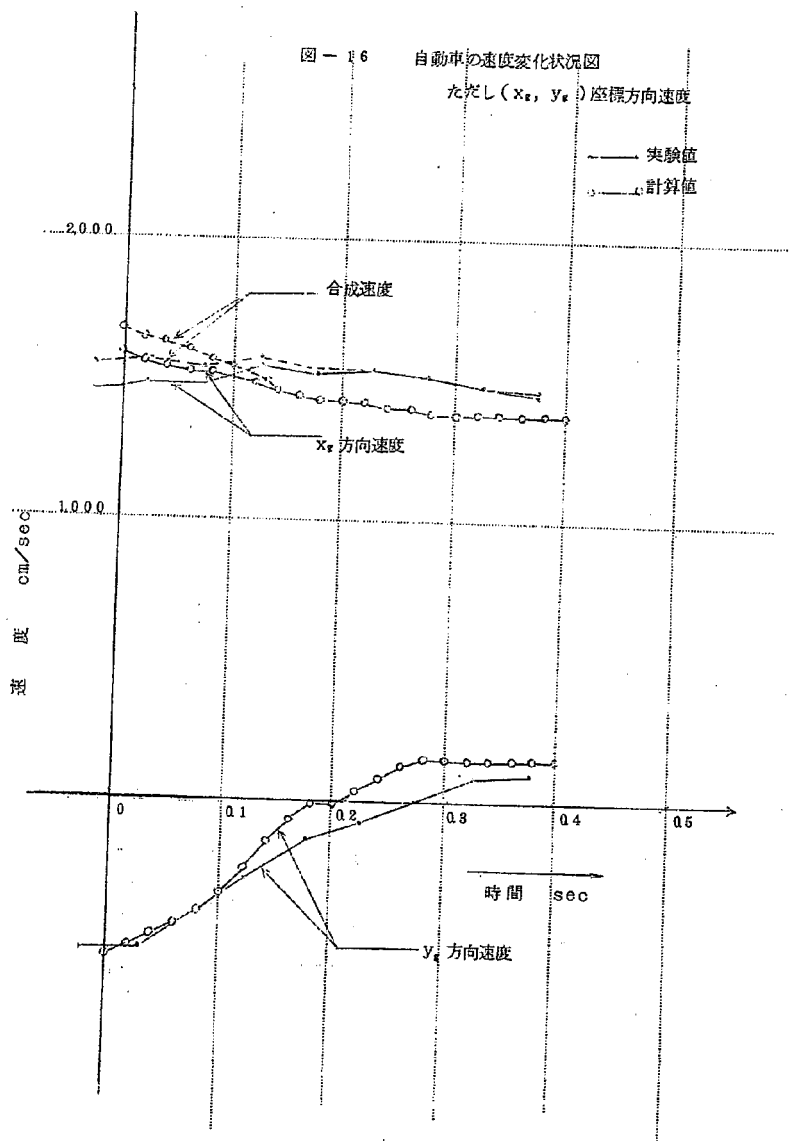


図 - 17 加速度変化状況図

ただし (x, y) 方向加速度を示す。

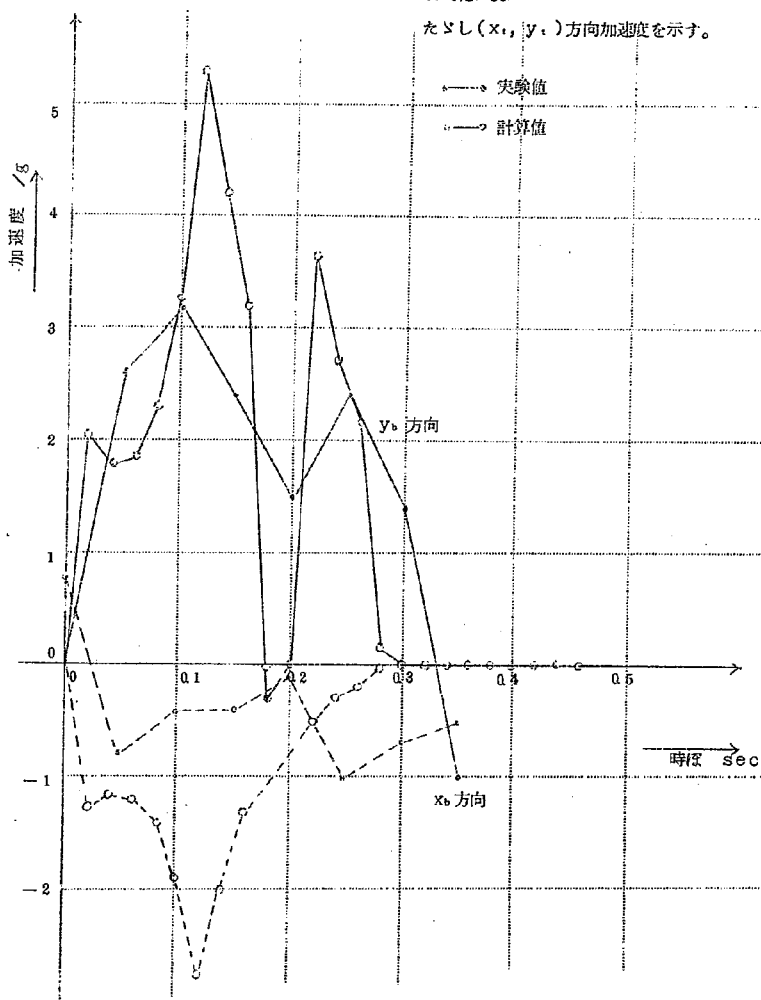


表-1 実験まとめ

	2月7日	2月10日	2月14日	2月17日	2月21日	2月27日
支柱	オイルダンパー式	オイルダンパー式	オイルダンパー式	オイルダンパー式	普通型(φ139)	オイルダンパー式
支柱間隔	3m	3m	3m	4m	3m	3m
支柱うめこみ深さ	1.0m	1.0m	1.0m	1.5m	1.5m	1.3m
天得	踏	雪	曇	踏	踏	曇
土状況	良い	やや悪い	非常に悪い	やや悪い	良い	やや悪い
衝突車重量	975Kg	975Kg	1000Kg	975Kg	1000Kg	975Kg 注2
衝突速度	74Km/h	58Km/h	71Km/h	65Km/h	72Km/h	76Km/h(81)
衝突角	21度	20度	20度	20度	20度	19度
レール直角方向速度	27Km/h	20Km/h	26Km/h	22Km/h	25Km/h	24Km/h(2s)
レール直角方向エネルギー	2.7tm	1.6tm	2.4tm	1.9tm	2.5tm	2.3tm(30)
最大減速度(横方向)	3.4g	3.2g	2.9g	3.5g	3.2g	5.3g(41g)
"(縦方向)	2.6g	1.0g	1.5g	1.6g	4.6g	2.7g(17g)
"(合成)	4.2g	3.2g	3.2g	3.6g	5.6g	5.4g(4.2g)
平均減速度 注1	2.6g	2.1g	2.4g	2.1g	3.4g	2.4g
最大ふみこみとなるまでの時間	0.30秒	0.28秒	0.31秒	0.30秒	0.23秒	0.23秒
接触長	85m	53m	89m	87m	49m	78m
脱出角	6度	8度	5度	7度	11度	6度
車被害	右前輪バンク	—	—	—	右前輪とれる	右前後輪バンク
レール最大変位	0.74m	0.48m	0.33m	0.71m	0.54m	0.79m
レール残留変位	0.37m	0.11m	0.57m	0.32m	0.33m	0.39m
最大変位となるまでの時間	0.35秒	0.30秒	0.37秒	0.35秒	0.24秒	0.38秒

注1 衝突開始より、最大ふみこみとなるまでの平均

注2 カッコ内はマイクロスイッチ使用の速度計による

表-2 測定項目、及び測定機器

機 器	項 目	備 考
ミリケンDBM 4	衝突車の位置、速度、加速度 東体方向(0.05秒おき)、 ガードレールの変形	撮影速度400コマ/秒 フィルムはコダック4X、+X
ストレインメーター 共和製DPM 1台 新興製DS 6 1台 ストレーンゲージ 共和製KP-10 A 1	ビームの歪	衝突開始点より3スパンの各 中央の引張り側と圧縮側の各 一点づつ
加速度計 共和製5g、10g、20g	実験車前席床上の前後左右方向 の加速度	200mのキャブタイヤコード にてストレインメーターに接続
マイクロスイッチ	衝突速度	0.99m離れた2つのスイッチ の開閉の時間間隔による
変位計(自製)	オイルダンパーによる支柱上部 の回転量	支柱上部の動きをバネにとり、 そのバネの歪をストレーンゲ ージにて測定
ビシグラフ 三栄製FR201 1台 " FR101 1台	ストレインメーター及び マイクロスイッチよりの 入力の記録	送り速度100cm/秒
ロードメーター	実験車の輪重	
	支柱、及びレールの残留変位	基線からの長さの変化をスケ ールで測定
	接触長	ビーム上についた車の塗料の長 さを測定
	実験車の軌跡	石灰の乱れた跡より

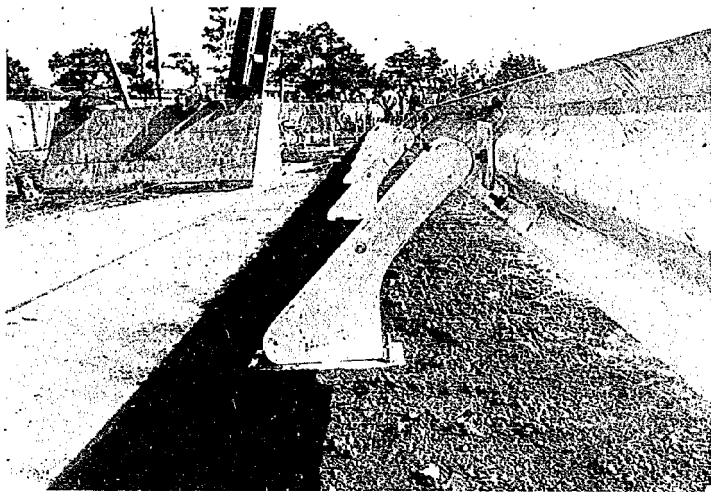


写真-1 オイルダンパー式支柱

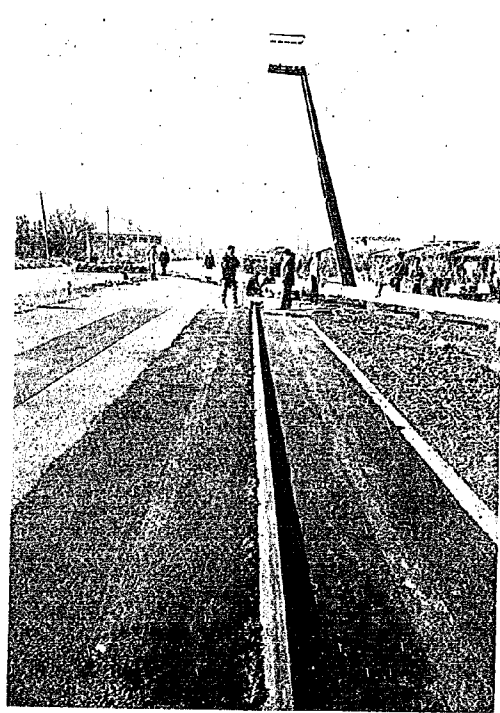


写真-2 実験施設



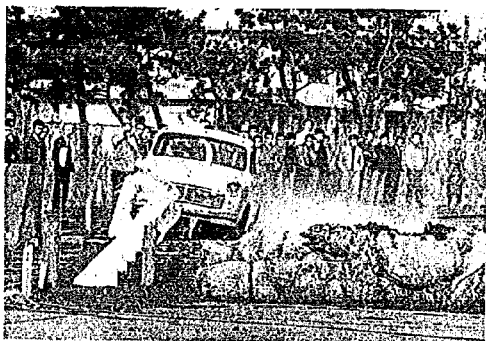
写真-3 2月7日の車の被害状況



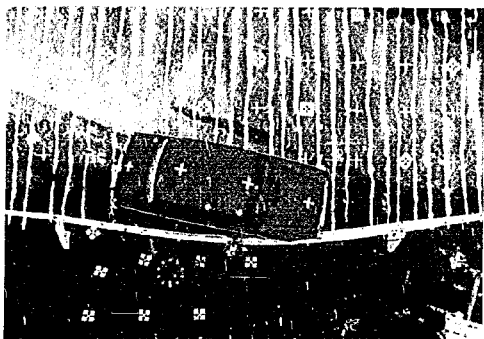
写真-4 2月21日の車の被害状況



写真-5 2月7日のガードレールの変形



写真—6 2月27日衝突後0.2秒



写真—7 2月14日衝突後0.2秒