

輪 軸 疲 労 試 験 機

Wheel Axle Fatigue Testing Plant

鍋 島 康 夫*
Yasuo Nabeshima

要 旨

車両の高速化，ダイヤのち密化の著しい昨今の鉄道情勢において，車両事故の潜在危険率はきわめて大きく，中でも車軸折損の問題は非常に重要なものである。
この車軸の問題を解明するため，日本国有鉄道技術研究所において輪軸疲労試験機が計画され，昭和39年より継年にて製作を進め，昭和42年3月完成するにいたった。本機は油圧サーボ式変動荷重付加装置を備えた画期的な試験機である。本文はこの試験機の概要，機能，試験結果などを述べたものである。

1. 緒 言

近年の車両の高速化に伴い，運行の安全性が非常に重大なものとなったが，中でも車軸の折損事故は重大事故の要素を含んだ重大なものである。このため日本国有鉄道内部においては，車軸折損防止対策を重点施策として，車軸の強度アップ，傷入り軸の摘発，交換などの管理方式の改善に安全施策が推進されている。
ところで，この車軸折損の主原因は，走行中の疲労破壊といわれるが，使用条件が非常に複雑なため，理論計算や模型実験では十分な結論を得ることができない。これは走行中の応力波形の問題およびレール継ぎ目，あるいは車輪のフラットによる衝撃応力などの処理方法が問題となるためである。
そこで昭和39年8月，実物輪軸について実働荷重による疲労強度を試験するため，輪軸疲労試験機が計画され，以降継年にて製作が進められ，昭和42年3月一応横圧装置を残して完成した。
以下油圧サーボ式変動荷重付加装置を中心として，本試験機の概要を紹介する。

2. 試験機の概要

本試験機は，日本国有鉄道現有の各種車両の輪軸および台車について，実物試験にてその疲労強度を確認するとともに，傷入り軸の使用限界を試験せんとするものであり，実走行状態を再現し，応力の状態も実際になるべく近いものとなるよう計画された。すなわち実用台車または試験台車に輪軸を組み込み，輪軸の一方を軌条輪上にとり載し，駆動モータにて軌条輪を回転させ，台車および輪軸には，死荷重および変動荷重付加装置にて一定荷重，または変動荷重を与えるほか，車輪フランジにローラを介して横圧を与え，軸に曲げ荷重を倍加し，輪軸に傷の発生する度合，あるいはその進行状況，破壊状況などを連続的に，綿密に試験していくものである。
垂直荷重および横圧の変動荷重は，油圧サーボ式パルセータにて行ない，サイクリックな一定振幅の荷重のほか，ランダムな荷重も与えることができるものである。さらに分岐器入線時の影響などを試験するために，進入角を付与できるようになっているほか，蛇行動の影響を車軸に与えるため，軌条輪を揺動させる揺動装置も追加設置できるようになっている。

本機のおもな仕様は	
試験輪軸	12 t 長軸，普通形軸，電関軸，新幹線軸そのほか
レールゲージ	1,067 mm，1,435 mm
ホイールベース	1,800 mm～3,100 mm
試験速度	40～250 km/h

* 日立製作所亀有工場

表 1 付加荷重と試験速度との関係

台車	軸 種 別	ローラ荷重拘束 V ≦ 125 km/h		蛇行動，自由，強制 V ≦ 250 km/h		フ ラ ッ ト V ≦ 100 km/h		目 的 そのほか
		2 P ton	Q	2 P ton	Q			
実用または2軸	普通軸	12 t 長軸	25			25		折れるまで試験する
	普通形(短軸)電関軸		25	0.6 P	25	0.6 P	25	
1	焼入軸	同上軸	25	0.6 P	25	0.6 P	25	折れないことを確かめる焼入条件の選択
	新幹線軸							
軸	はつかり形軸	40	0.6 P					焼入軸を折るのが目的
	新幹線軸	80	0.6 P					
	電関軸	80	0.6 P					
	そ の 他	25	0.6 P	25	0.6 P	25	0.6 P	実用または2軸台車に組込んだと同じ条件で試験する

上表中 2 P は軸重，Q は横圧，V は速度を示す

付 加 荷 重

垂 直 荷 重	静荷重 最大 80 t (死荷重 50 t + 油圧荷重 30 t) 変動荷重 ±10 t
横 圧	静荷重 最大 25 t 変動荷重 ±10 t
衝 撃 加 速 度	4 g 以下
進 入 角	±5° 以下
軌 条 輪 直 径	2,500 mm
駆 動 モ ー タ	150 kW 超分巻整流子電動機

なお付加荷重と試験速度の関係は表1のとおりである。

図1は装置全体を，図2は機械部分を，図3，4は現地の試験状態を示したものである。

3. 機器の構成

本機は，無限レールとなる軌条輪，これを支持する軌条輪わく，軌条輪全体を揺動させる揺動装置，駆動部，先軸台，けい留装置，荷重わく，垂直荷重付加装置，横圧装置，制御器，計測器などより成る。

3.1 軌 条 輪 部

試験機の無限軌条となり，車輪をとる載するものであり，タイヤ鋼一体構造である。車輪との接触状態を実レールとのそれに近づけるため，直径は2,500 mmとし，踏面はレール形状に近似したものであり，両側面にはディスクブレーキを備えている。図5はその外観である。

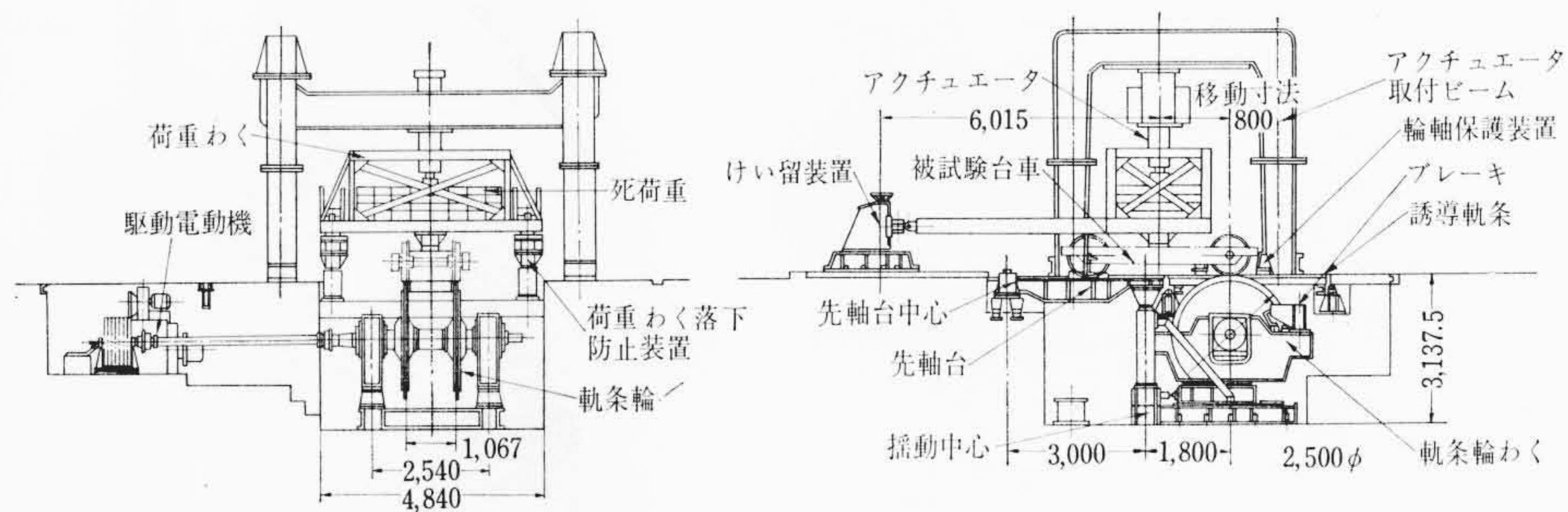


図1 輪軸試験機全体配置図

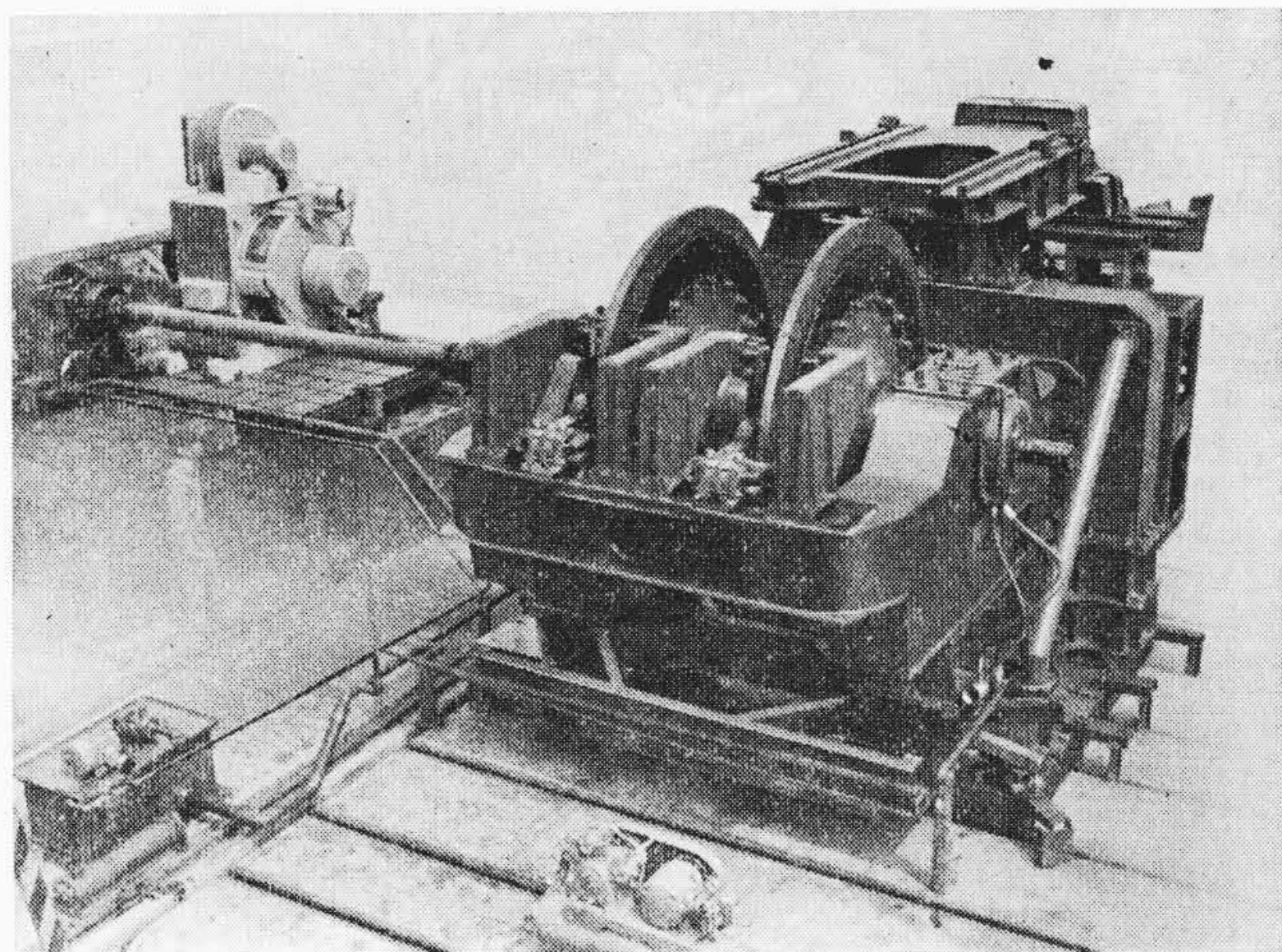


図2 輪軸試験機機械部分

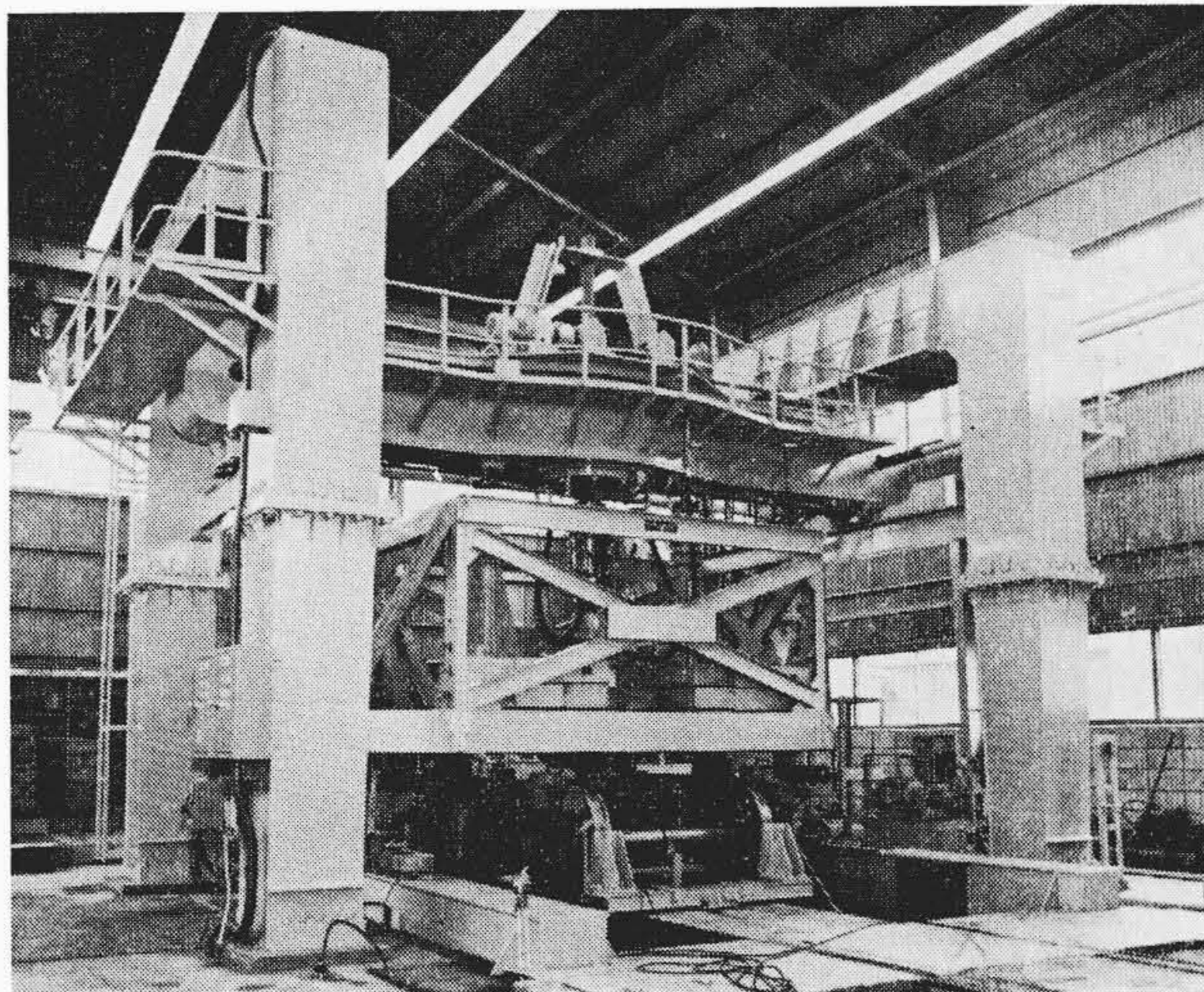


図3 輪軸試験機稼動状況 (1)

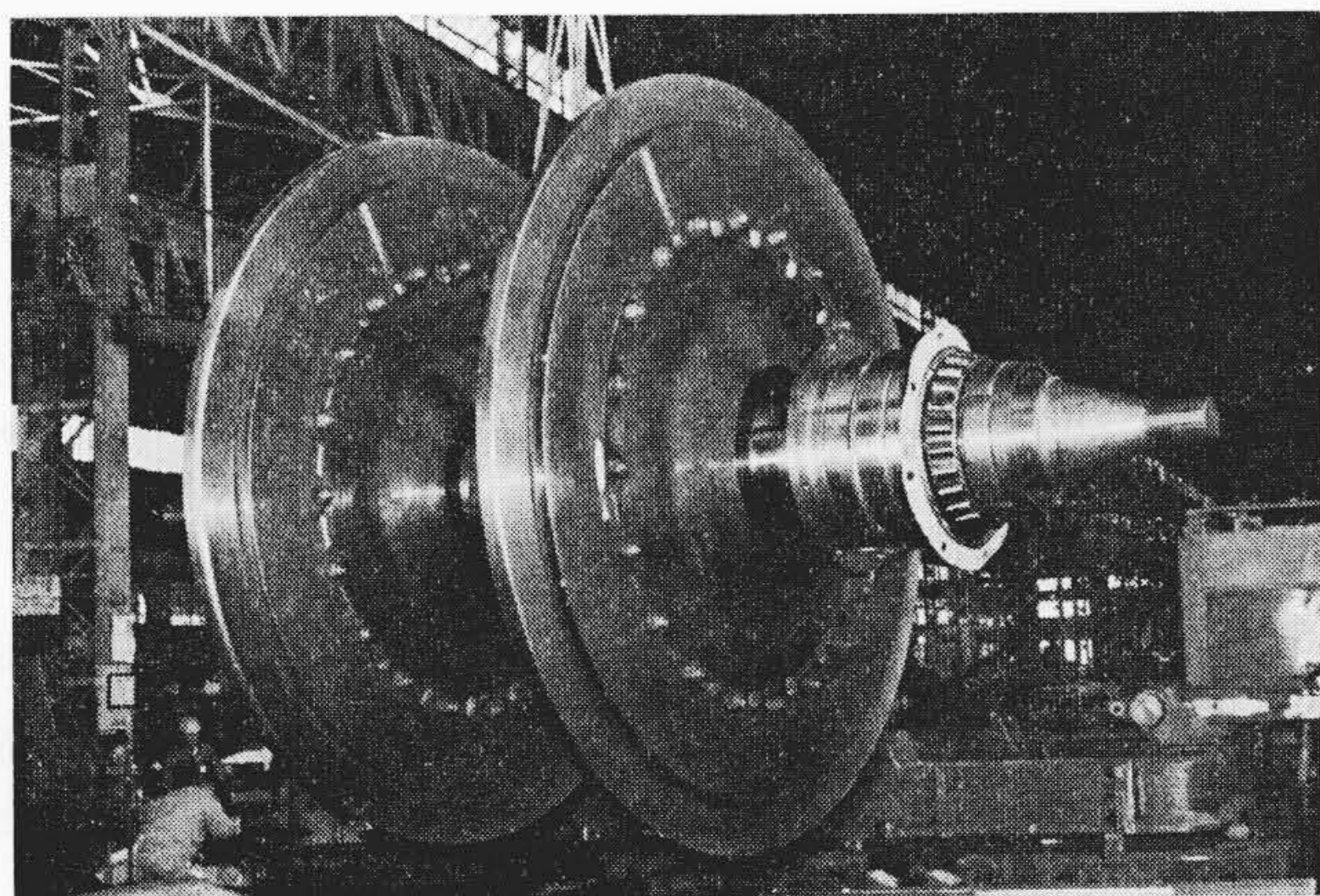


図5 軌条輪

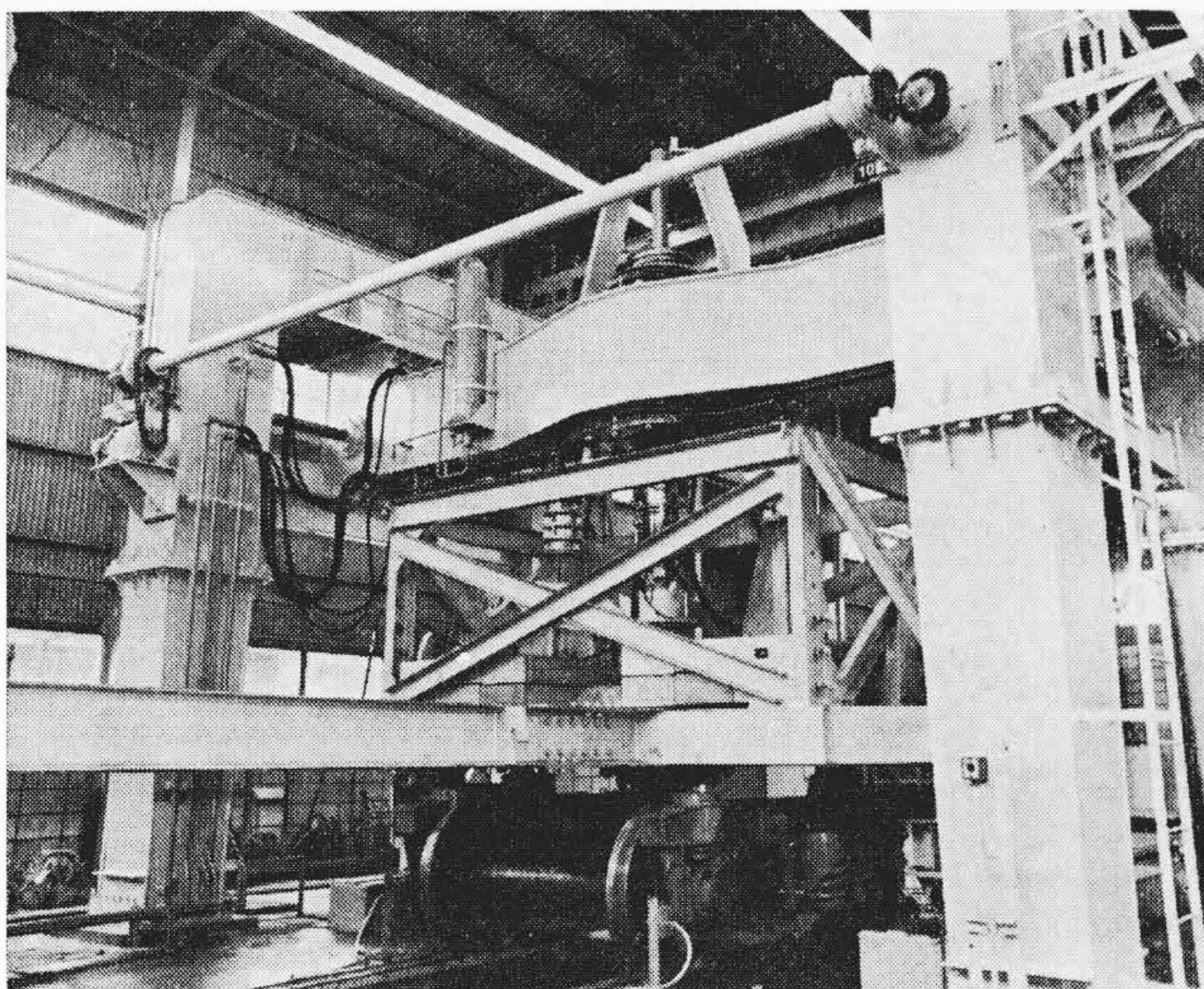


図4 輪軸試験機稼動状況 (2)

3.2 軌条輪わくおよび揺動装置

軌条輪の左右の主軸受をセットするフレームであり、揺動軸を中心として揺動可なるものである。揺動作用は油圧シリンダにて、サイクリックに行なえるよう考慮されている。また静的に $\pm 5^\circ$ の進入角も付与することができる。

3.3 駆動装置

駆動モータは150 kW 超分巻整流子電動機で、Vプーリ中間軸、ギヤカップリングを介して、軌条輪軸に連結される。ギヤカップリングは 5° の傾斜角を与えた際の最大傾斜角 $8^\circ 10'$ を許容するフレキシブルカップリングである(図6)。

モータの変速は遠方操作にてブラシ位置を調整することにより行なわれ、制動は、高速域にて電力回生による電気ブレーキにより、低速域にてディスクブレーキにより行なわれる。

3.4 先軸台およびけい留装置

先軸台は、2軸台車の先端をセットし、輪軸の位置決めを行なう

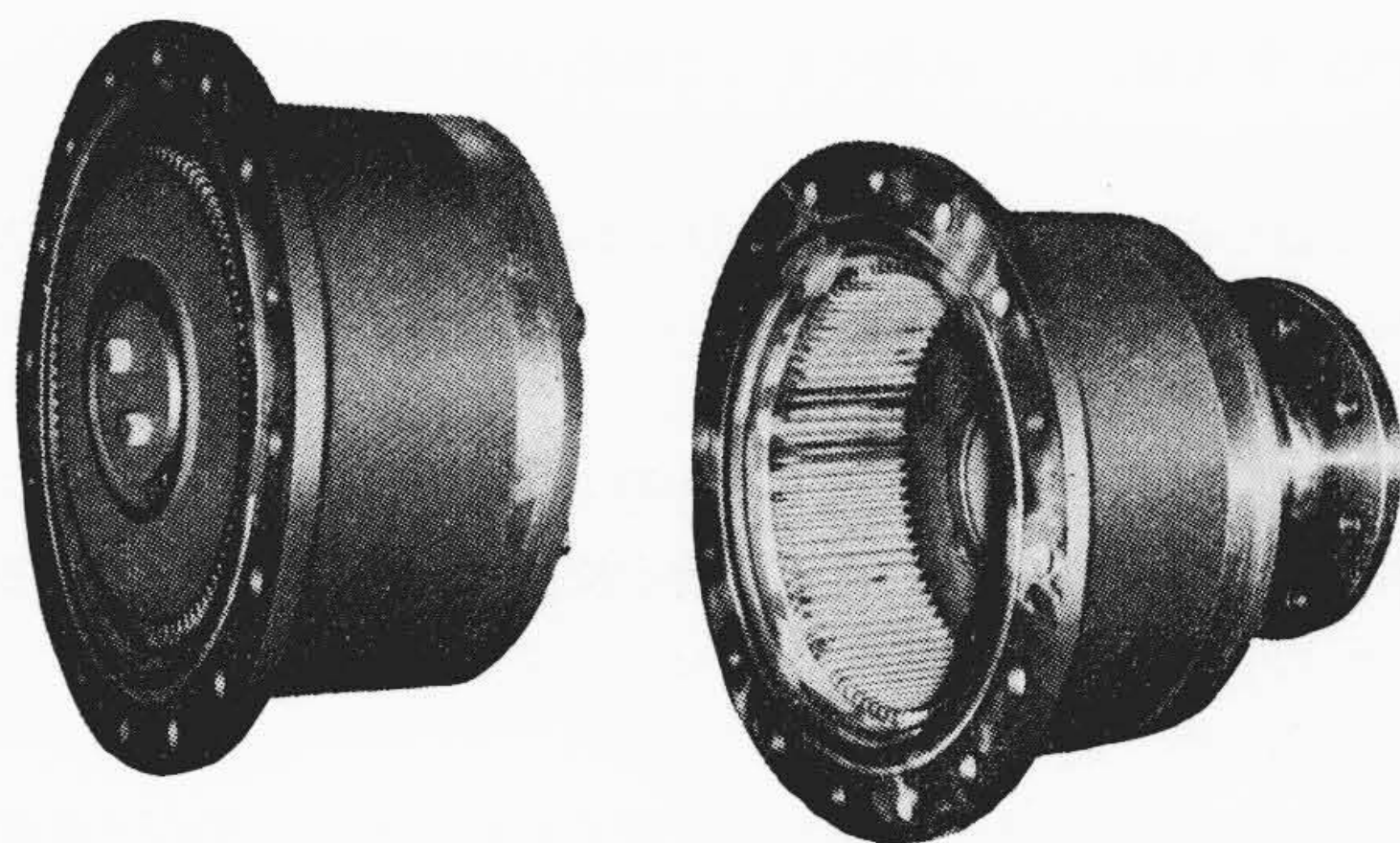


図6 ギヤカップリング (最大傾斜角 $8^\circ 10'$)

表 2

荷 重	静 的	4~30 t
	動 的	±1~10 t
	最大荷重	30 t
ストローク	静 的	±50 mm
	動 的	±50 mm (at 0.5 c/s)
		±10 mm (at 3 c/s)
		±2.5 mm (at 10 c/s)

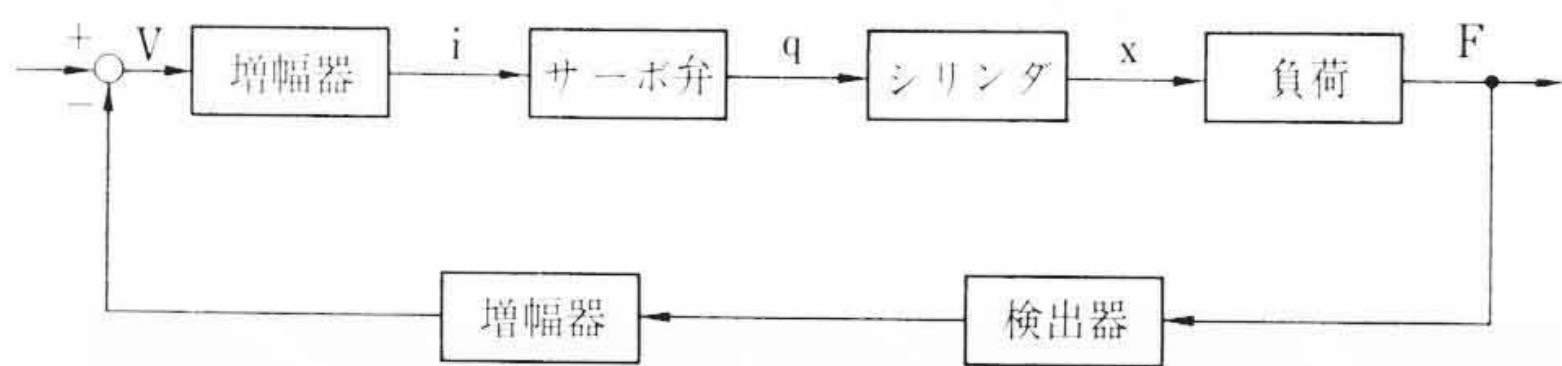


図 7 変動荷重付加装置の概略構成

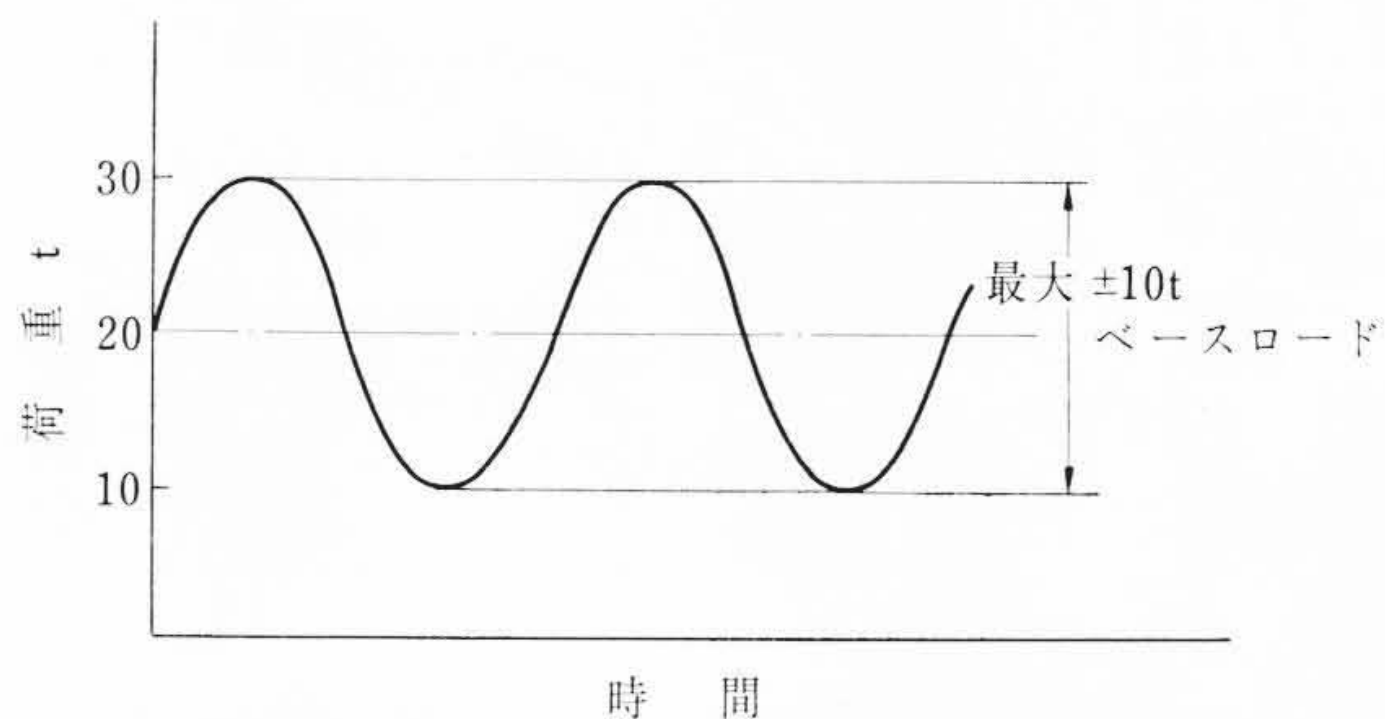


図 8 アクチュエータ出力範囲

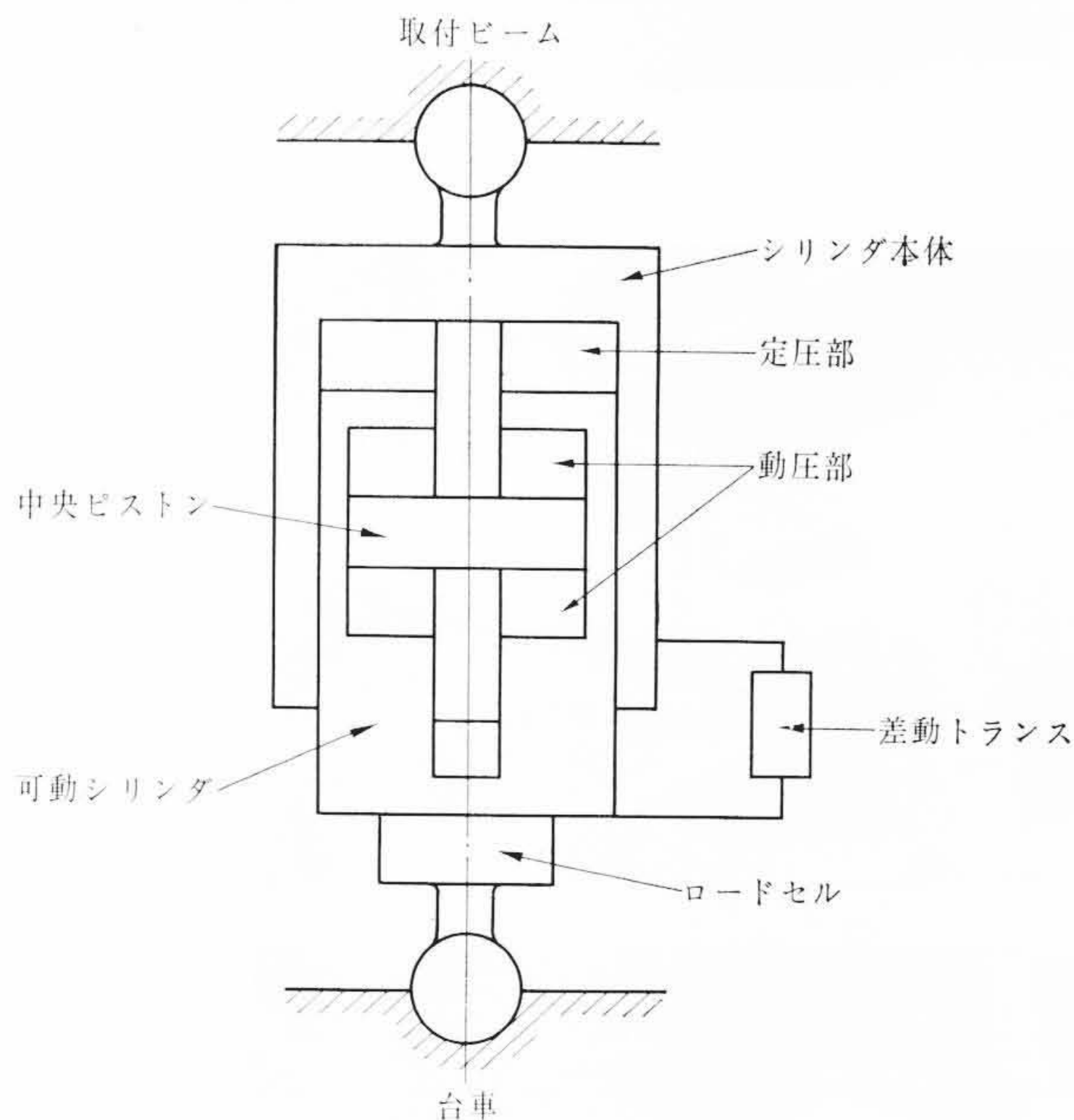


図 9 アクチュエータ構造図

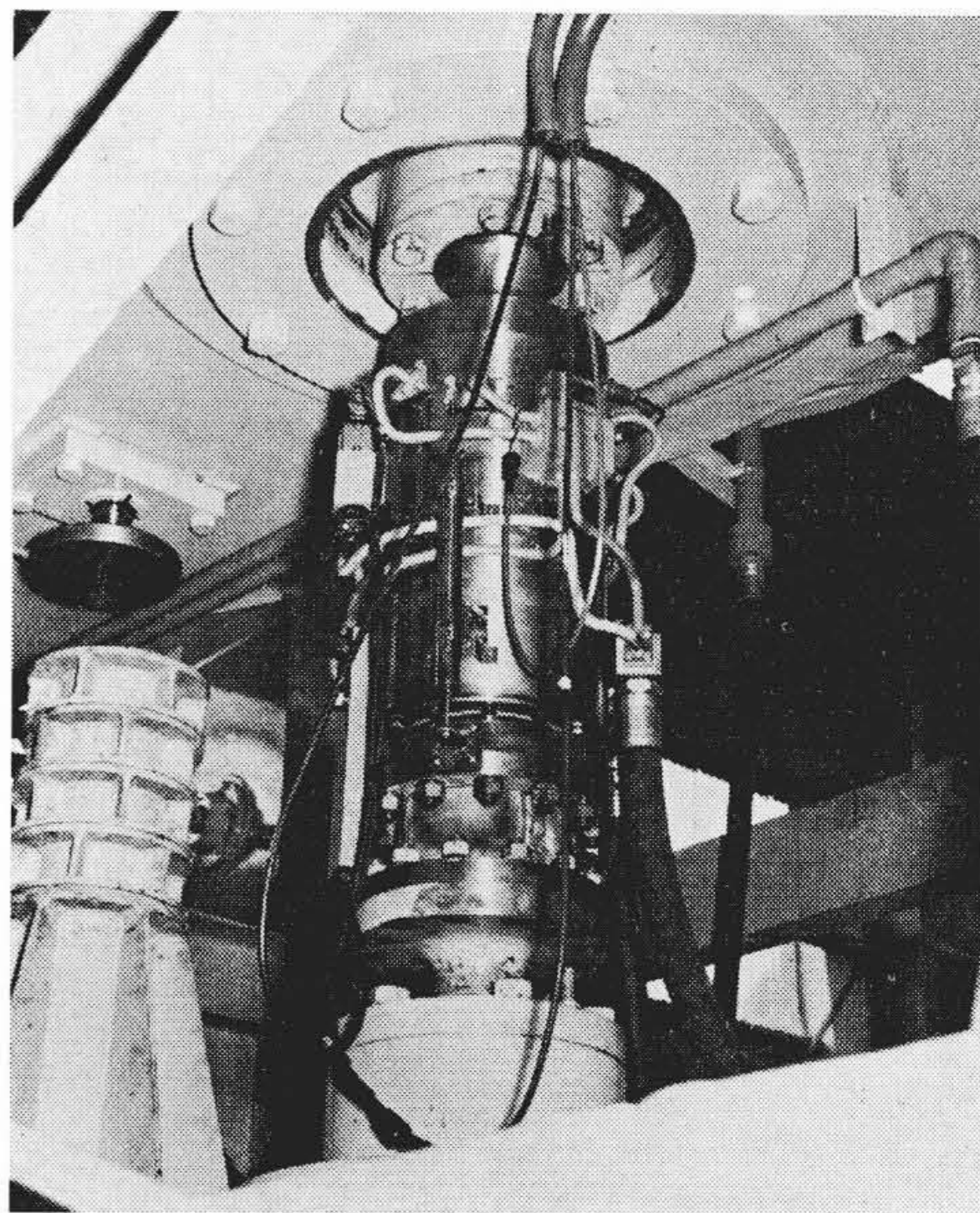


図 10 アクチュエータ

リンダが取り付く構造である。

3.7 荷重わく落下防止装置および押上装置

供試輪軸が折損した場合、荷重わくの落下を防止する保安装置である。また、落下防止装置に内蔵された押上装置は、台車の搬出入時その他の場合、荷重わくを押しあげるもので、油圧シリンダおよび油圧装置より成る。

4. 変動荷重付加装置

前述の各構成機器に、垂直荷重および横圧の変動荷重付加装置が付くわけであるが、垂直荷重も、横圧も、荷重付加装置としてはほぼ同一のもののゆえ、以下垂直荷重について述べる。

本装置の要求仕様は表 2 のとおりである。

変動荷重は正弦波形のみでなく、ランダムな振動応力も与える必要あるため油圧サーボ方式を採用した。この場合の概略構成を図 7 に示す。

4.1 アクチュエータ

アクチュエータの最大出力時の状態は図 8 のようにベースロード 20 t、変動荷重 ±10 t の状態である。したがって、30 t 相当の油量を常にサーボ弁を介して流すのは不経済であるため、図 9 のようなアクチュエータ構造を採用し、ベースロードとして別途一定油圧を作用させ、変動荷重(±10 t)相当のみサーボ弁を介して制御するようにした。すなわち、図 9 において、中央のピストンは本体に固定されており、定圧部にてベースロードを付与し、動圧部には、サーボ弁にて圧油を交互に流入させ、変動荷重を与えんとするものである。

また、各シール部には、高速の往復運動および耐久性を加味して、Oリングの使用をさけ、ファインギャップのシールレス構造とした。

次に、アクチュエータの特性を考えると、ピストンの位置を x とすれば

$$x = y \sin \omega t$$

y : アクチュエータの有効ストローク

速度は

$$\dot{x} = y \omega \cos \omega t$$

流量は

$$Q = A \dot{x} = A y \omega \cos \omega t \dots\dots\dots (1)$$

A : アクチュエータの有効受圧面積

したがって

もので、軌条輪わくの揺動に従って揺動可能な構造である。またけい留装置は、試験用台車をけい留し、台車の逸走を防止するもので、走行抵抗検知器を内蔵し、異常時には非常停止信号を制御系に与える。

3.5 誘導軌条

試験台車搬出入の際軌条輪上に誘導するもので、車輪フランジの外周にて台車を支持し、軌条輪上所定位置に誘導したのち、誘導軌条を下げ、車輪踏面を軌条輪上にセットするものである。

3.6 荷重わく

試験輪軸に付与する死荷重をとう載するもので、上部には垂直荷重用アクチュエータが取り付け、下部わく組には押上装置用油圧シ

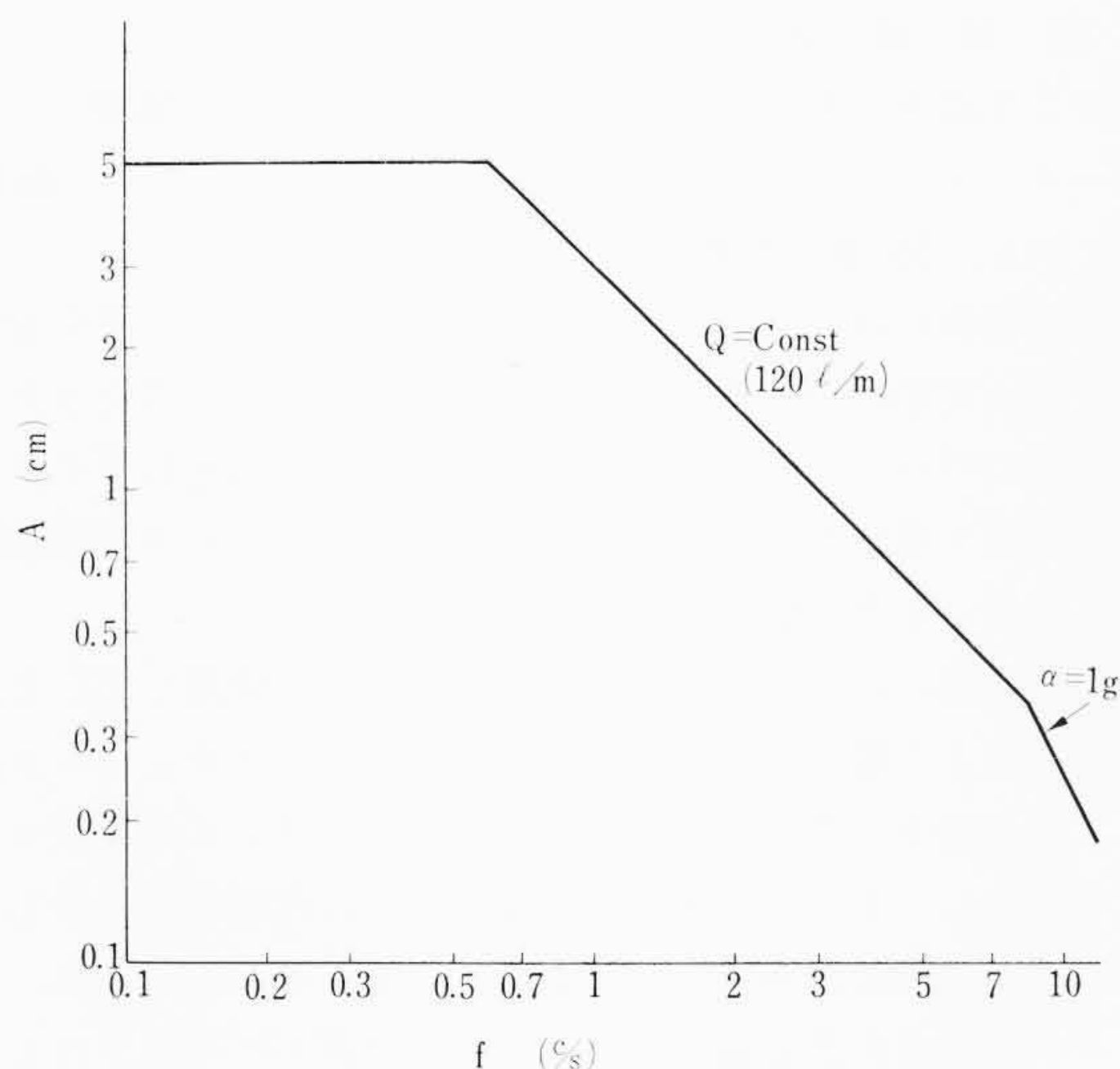


図 11 アクチュエータ周波持特性

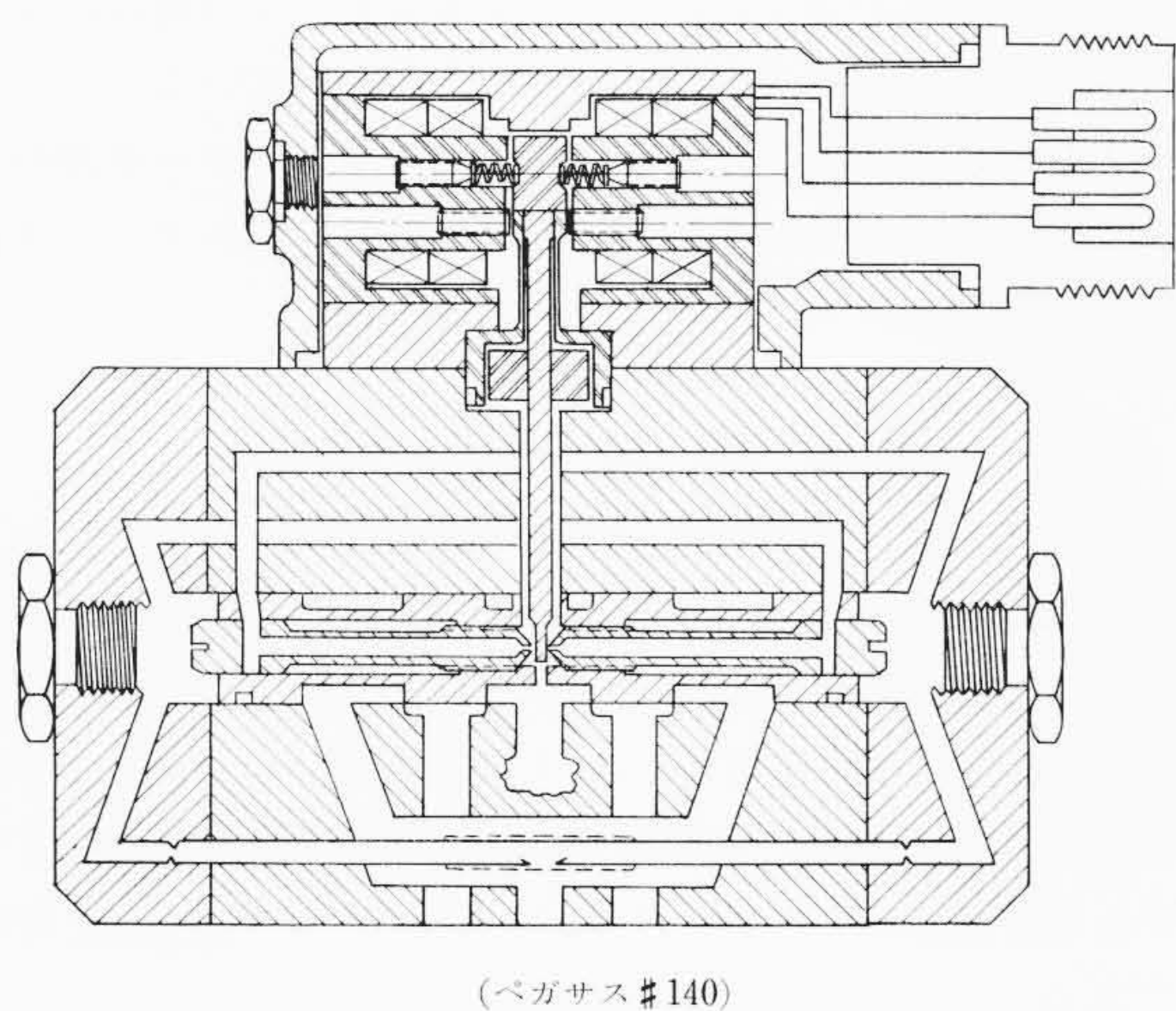


図 12 サーボ弁構造図

$$Q_{\max} = Ay\omega$$

ここでサーボ弁の特性および油圧系の効率などを考えると、必要流量は 120 l/min となる。これらの関係を図示すると図 11 となる。

4.2 サーボ弁

サーボ弁は電気的入力信号に従い、通過油量を比例制御するものであり、今回はアメリカベガス社製 140 # 3 台並列運転とした。

図 12 に内部構造を示す。

仕様は

最大流量 53 l/min × 3 台

圧力降下 70 kg/cm²

差電流 30 mA

周波数応答 125 c/s (90 度位相遅れにおいて)である。

サーボ弁の流量は

$$Q_l = Q_R \left(\frac{I_l}{I_R} \right) \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{\Delta P_r}} \dots \dots \dots (2)$$

にて示される。

ここに、 Q_l : サーボ弁の流量

Q_R : サーボ弁定格流量 (159 l/min)

I_l : 入力電流

I_R : 定格入力電流 (30 mA)

ΔP : 圧力降下 (=供給圧力-負荷圧力-戻り圧力)

ΔP_r : 定格流量時の圧力降下 (70 kg/cm²)

(2) にもとづくサーボ弁流量特性を図 13 に示す。

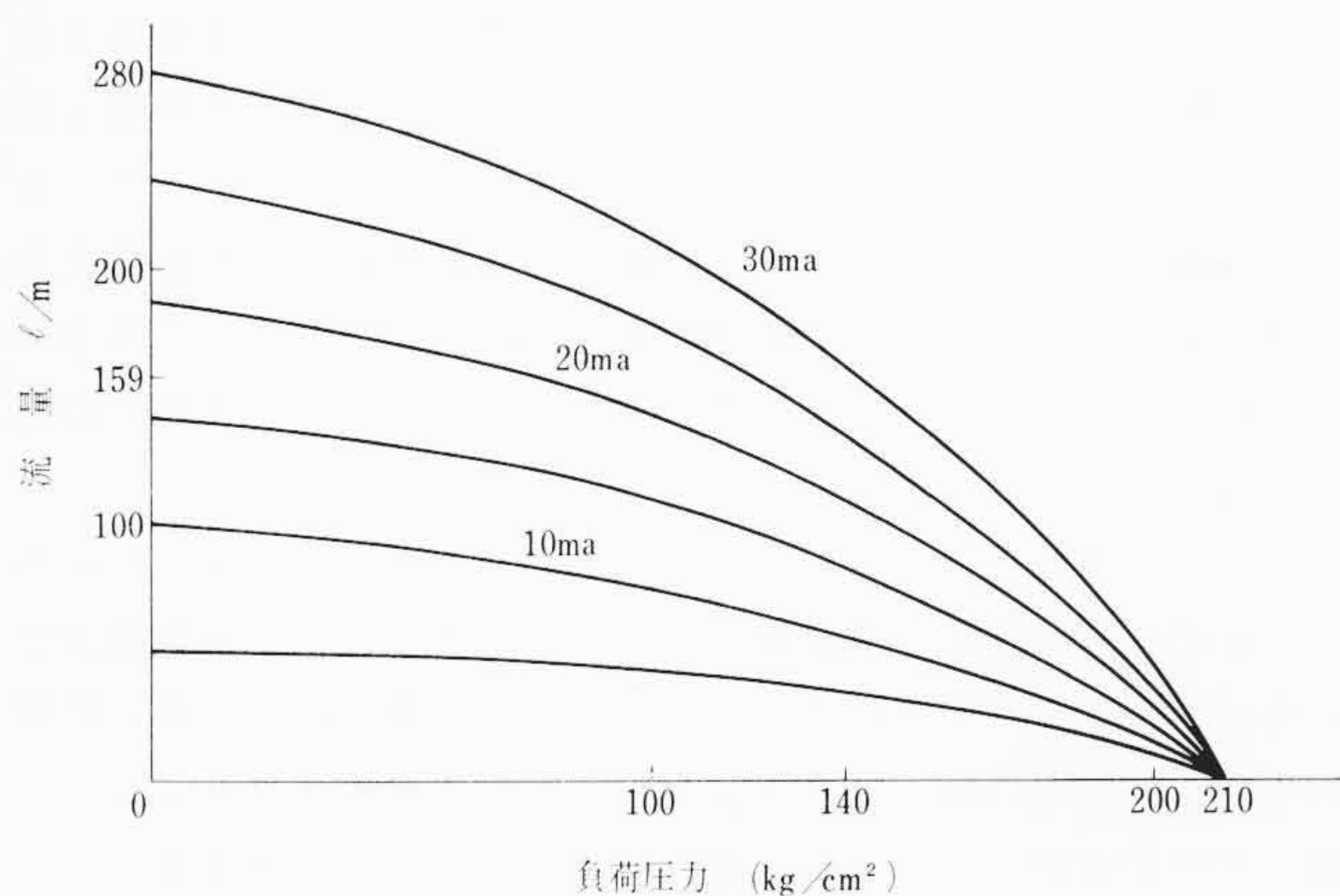


図 13 サーボ弁流量特性

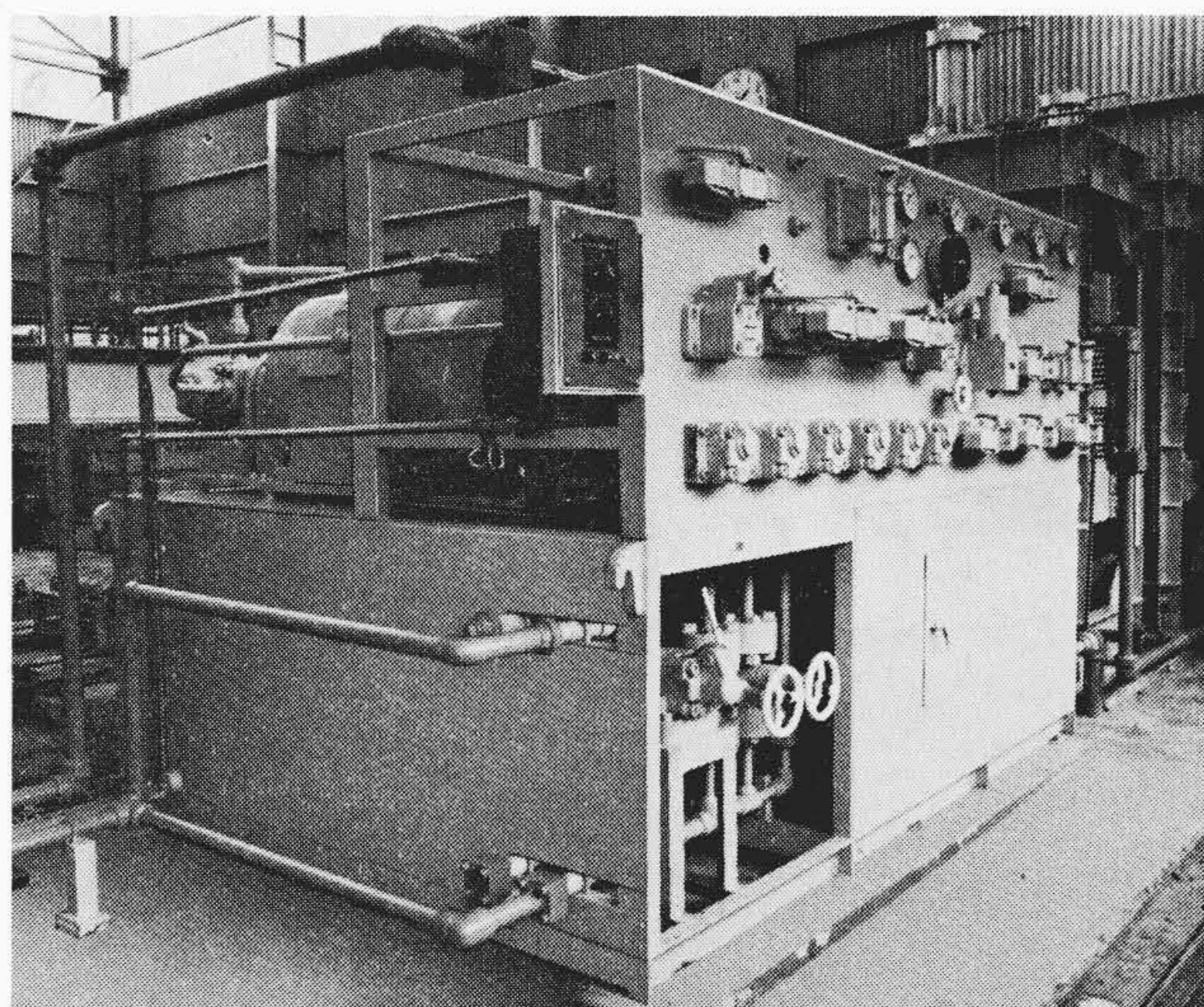


図 14 油圧ユニット

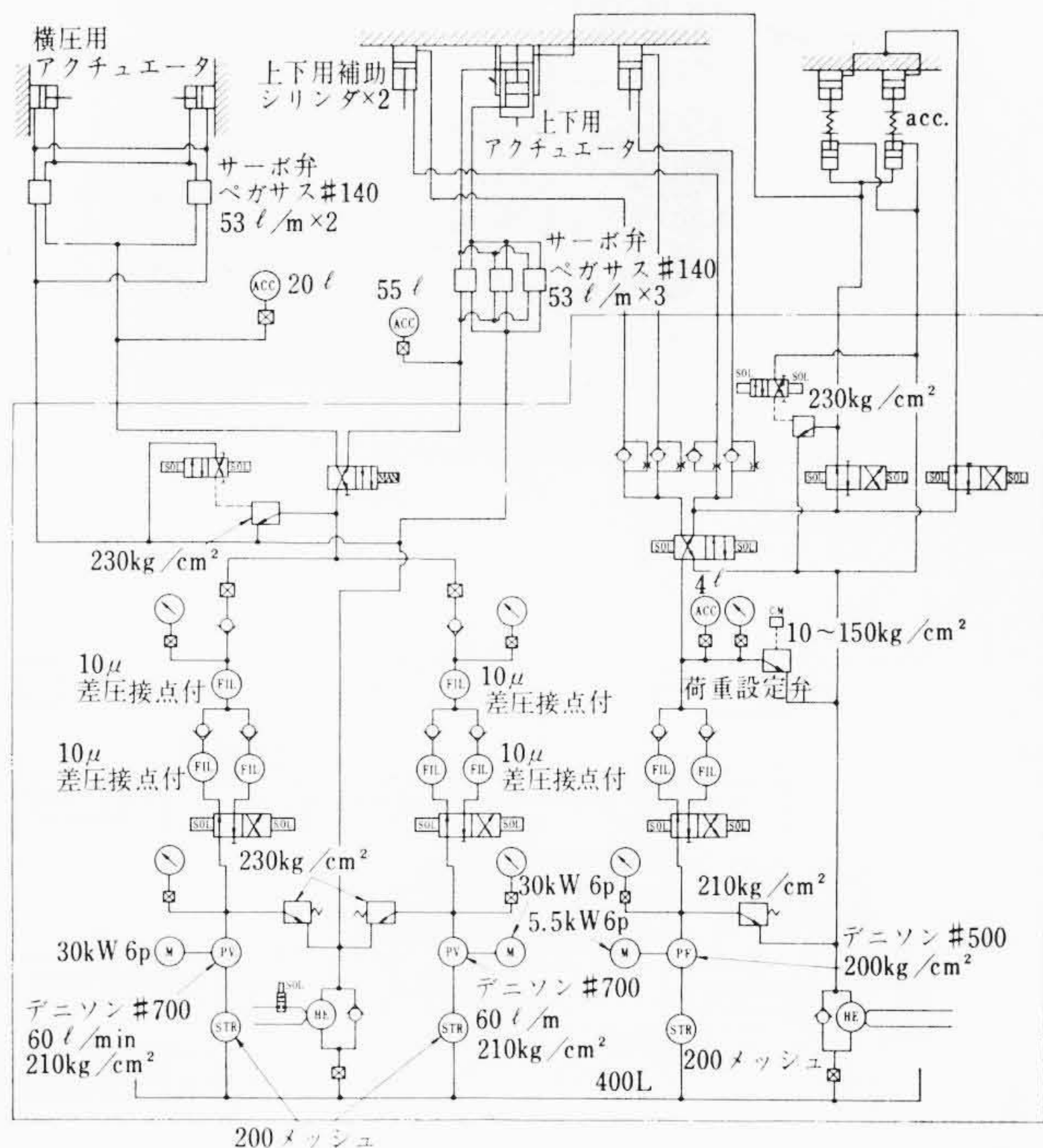


図 15 油圧回路図

4.3 油圧装置

油圧装置はアクチュエータの駆動源となるもので、その外観を図 14 に回路図を図 15 に示す。

ポンプは日本デニソンハイドロリクス製 PIV 07-020-51R/L 2 台を並列運転し、定格圧力 350 kg/cm^2 を 210 kg/cm^2 にて使用し寿命を考慮している。それぞれのポンプの吐出口には 10μ フィルタを並列に設置し、片方が目づまりした場合には自動的にこれを検出して他方に切り換えられる。また直列にもう一段フィルタをそう入し、ゴミの除去に万全を期し、サーボ弁のゴミによる故障を未然に防止している。

補助シリンダは、アクチュエータの静的ストロークを補うためのものである。すなわち、被試験台車の種類が多く、バネ常数範囲が広いため、補助シリンダによりあらかじめ所定荷重にて台車の位置決めを行ない、その後、アクチュエータを機械的にスクリーにて移動して所定位置にセットし、定圧部にベースロード用油圧を補助シリンダと切り換えセットする。

この定圧部分は、設定ベースロードの値により種々の圧力値に設定する必要がある、これはリリーフ弁にて設定される。一方動圧部シリンダの変動に伴い定圧部の油量も変動するが、この場合の圧力変動をなるべく小さくするため、バネ式アキュムレータを設置した。これは上記各種ベースロード設定値に対し、バネ力を自動可変とするものである(図 16)。

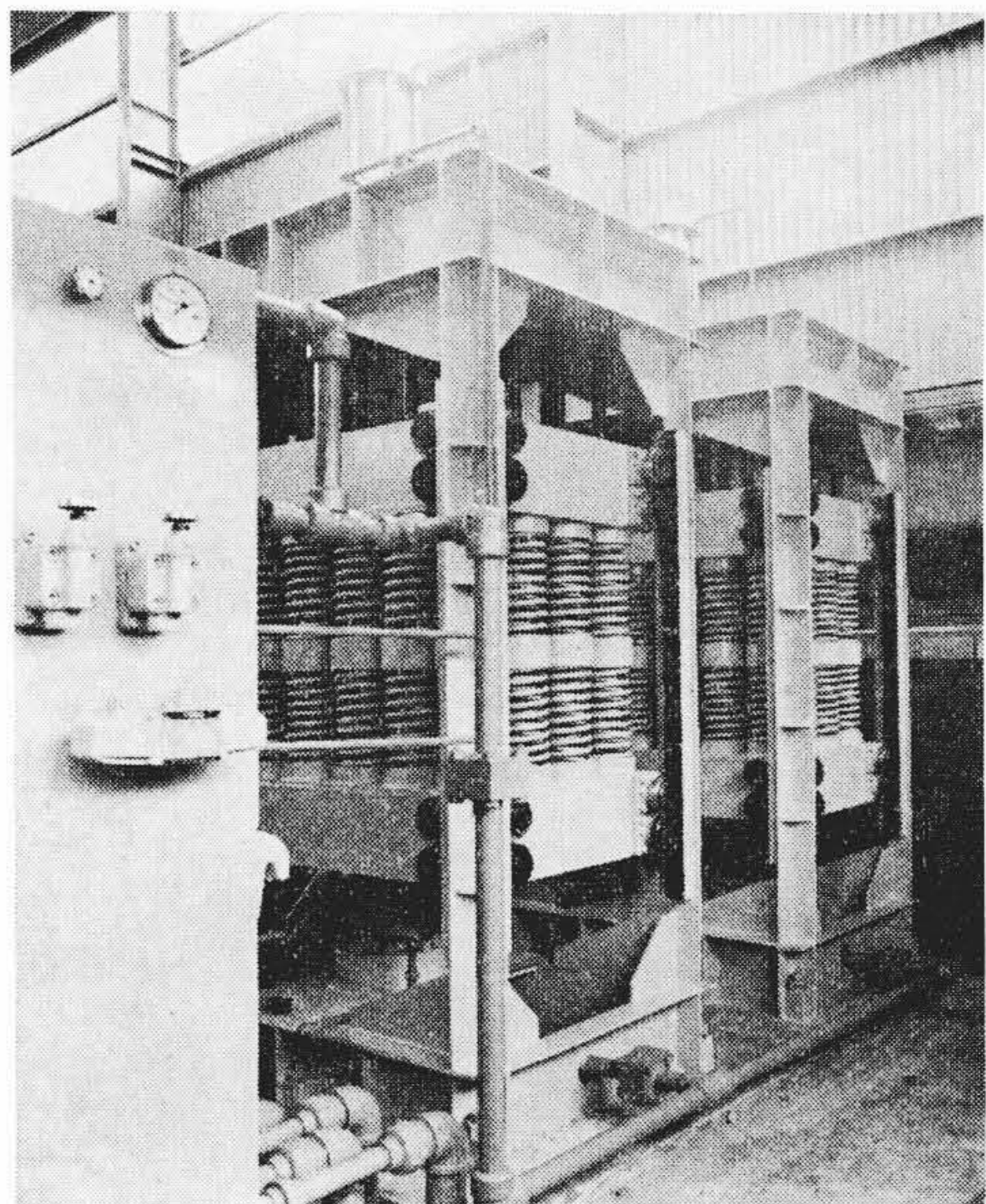


図 16 バネ式アキュムレータ

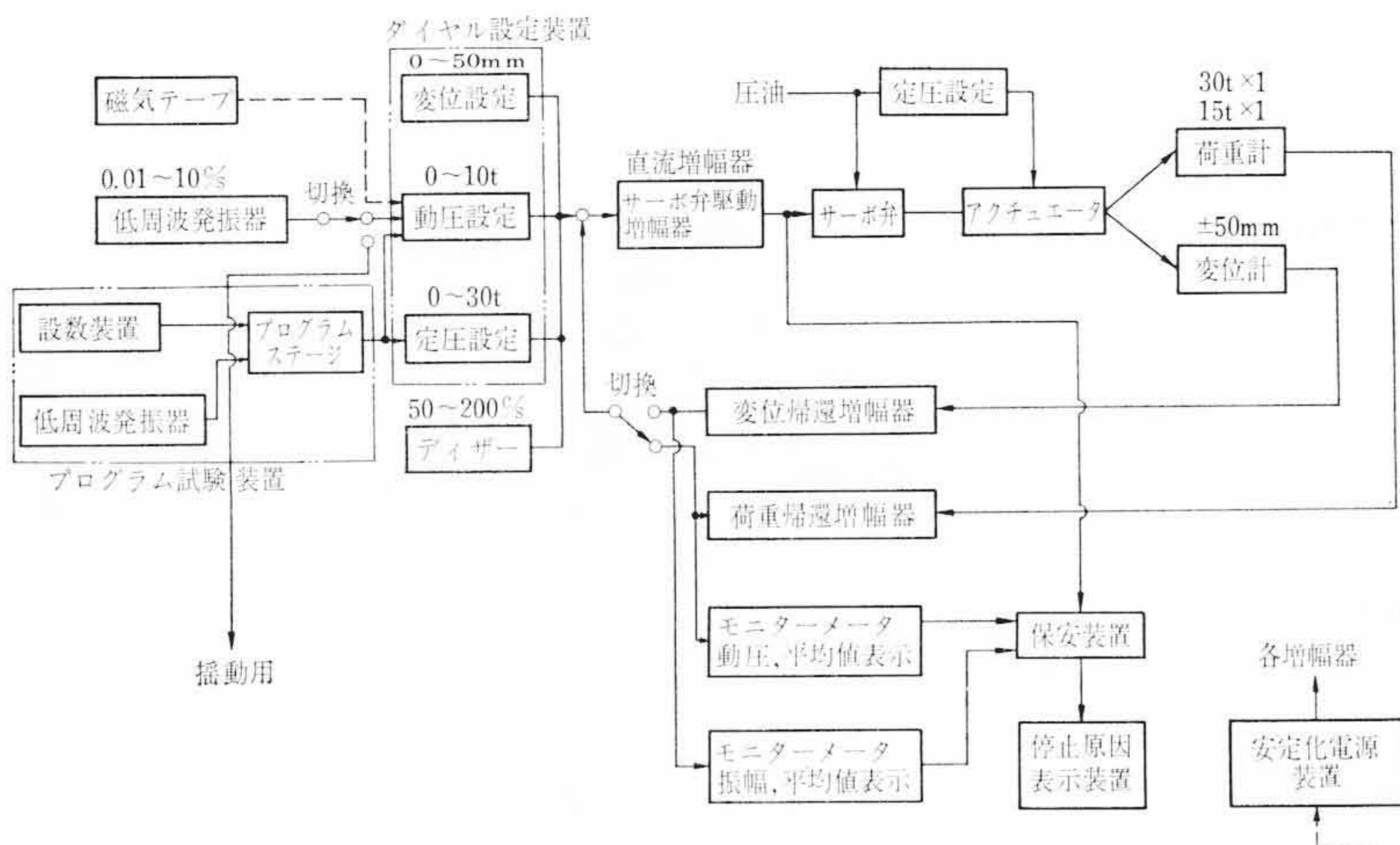


図 17 制御装置ブロック図

4.4 制御装置

前述のように油圧源からの圧油をサーボ弁にて流量制御し、アクチュエータの出力荷重の変位を制御せんとするものであり、図 17 にブロック図を、図 18 に外観を示す。

定常波の場合には、低周波発信器にて変動サイクルの設定を行ない、ランダム変動の場合には、磁気テープなどにて入力を与える。

変動荷重のベースロードおよび荷重振幅は、それぞれダイヤル式可変抵抗器にて電圧設定し、この設定値に従い、サーボ弁駆動増幅器を介してサーボ弁を駆動する。

サーボ増幅器にはチョップ形差動直流増幅器を使用している。

サーボ弁により電気信号は油圧に変換され、アクチュエータが作動され、この動き(変位および荷重)を差動トランスおよびロードセルにて検出し、それぞれ搬送波増幅方式の帰還増幅器を介して、サーボ増幅器前段に負帰還し、設定値との突合せが行なわれ、アクチュエータの動きが設定値と異なる場合には直ちに補正される。

また、この場合、制御偏差が異常増大した場合には、サーボ弁の故障、アクチュエータの異常作動(過荷重、過変位など)、荷重または変位検出器の故障が発生したことになるゆえ、この場合にはただちに保安回路を作動させ安全をはかるようになっている。

なお入力信号にディザを重畳させているのは、サーボ弁のスプールに高周波の微小振動を与え、摩擦を軽減し、ヒステリシスまたは波形の乱れを防止するためのものである。

5. 試験結果

軌条輪関係の試験については、 250 km/h 、Top Speed 試験、荷重 80 t の重荷重試験など行なわれたが、特に目新しい問題はないので、主として変動荷重付加装置に関する試験結果について述べる。

図 19 は各種波形の入力信号に対するアクチュエータおよび軸応力の応答性の比較である。この場合の試験状況は図 4 のとおりである。いずれも荷重制御にて $20 \text{ t} \pm 5 \text{ t}$ の荷重条件にて、繰返し速度は 0.3 c/s である。

図 20、図 21 はそれぞれアクチュエータの周波数特性をとったものである。図 20 は平均荷重 40 t 、変動荷重 $\pm 5 \text{ t}$ および $\pm 10 \text{ t}$ の場合、図 21 は平均荷重 20 t 、変動荷重 $\pm 5 \text{ t}$ および $\pm 10 \text{ t}$ の場合を示したものである。いずれもサイクルがあがるにつれ入力に対し出力が落ちているが、これは台車のバネ変位が大きく、定格仕様以上にバネたわみが大きいためであり、図 11 の仕様範囲外の変位が出ている所である。

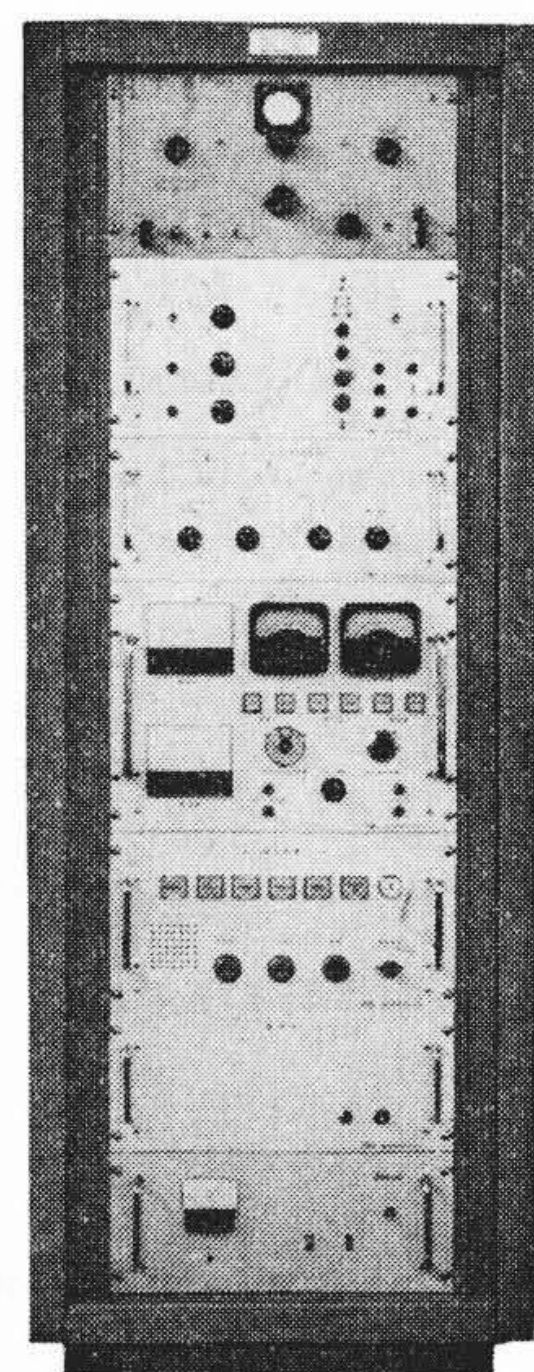


図 18 制御装置

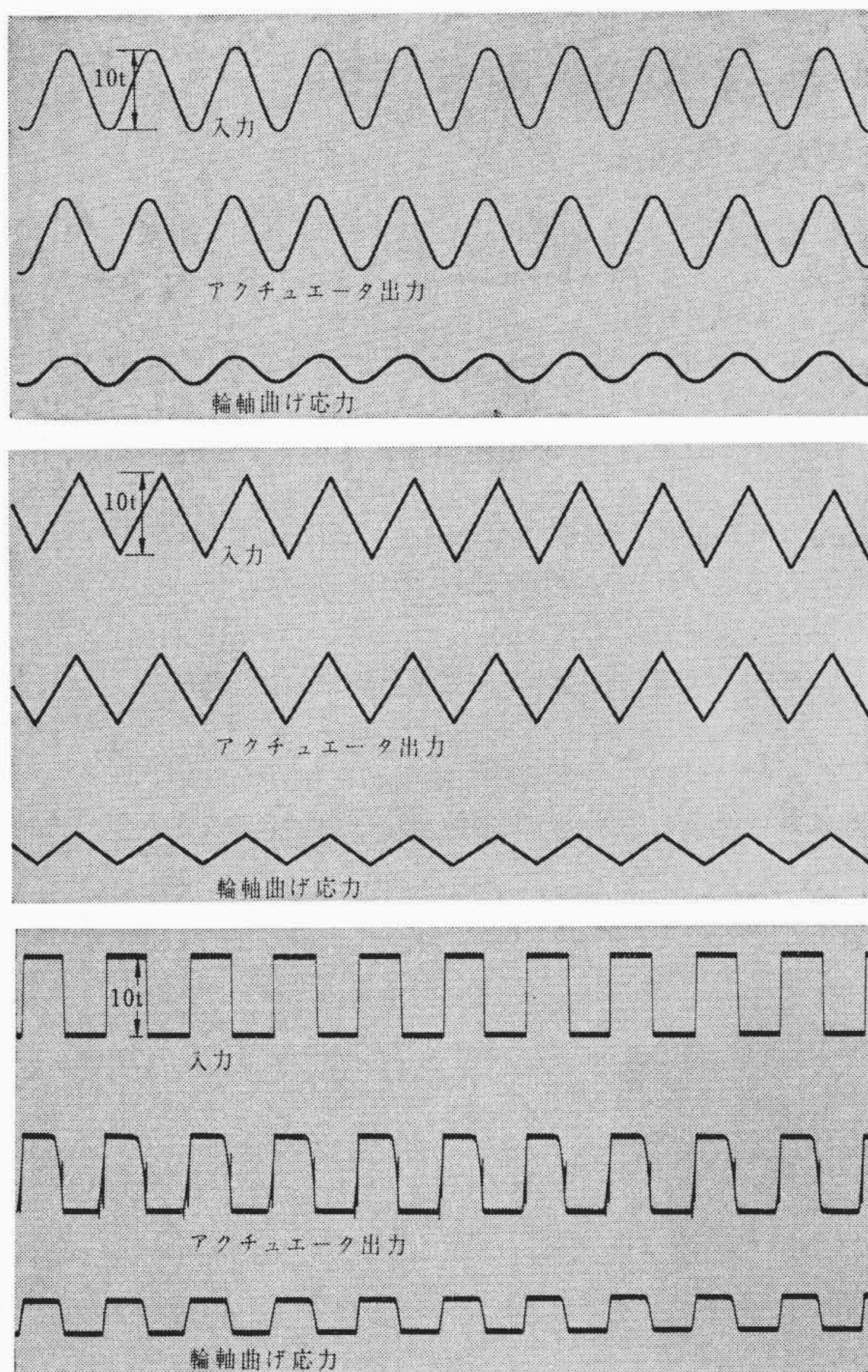


図19 各種応力波形

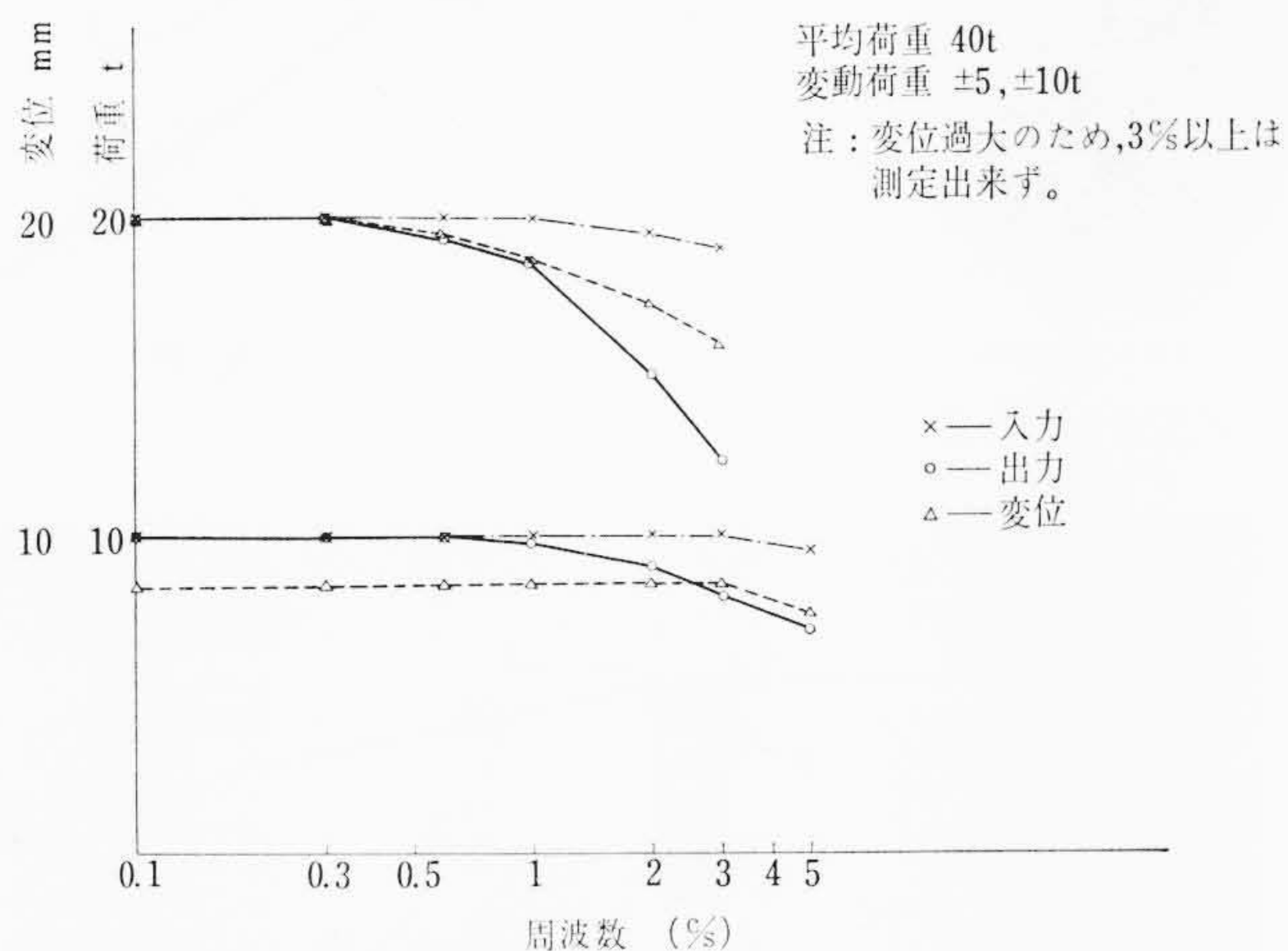


図20 周波数特性(1)

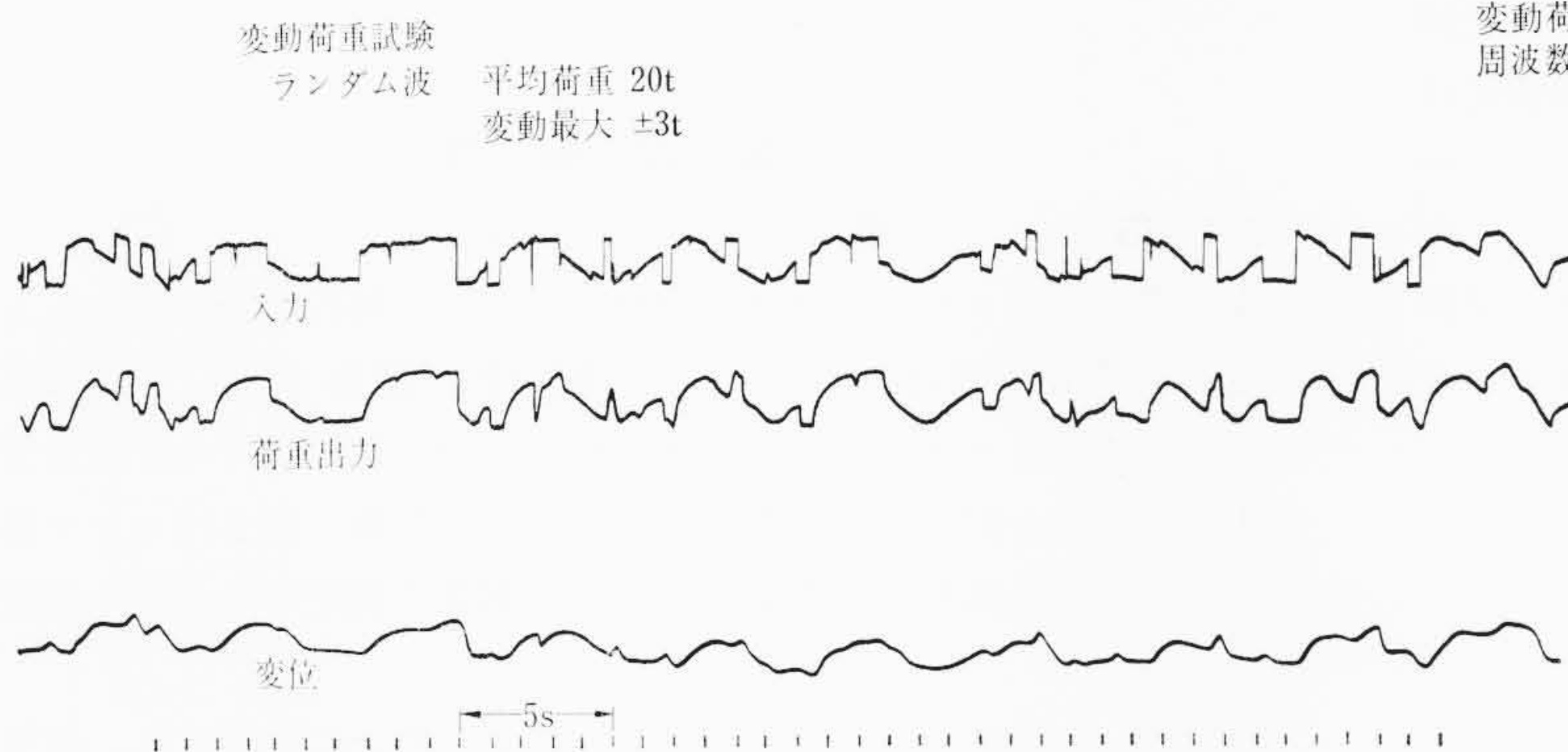


図22 ランダム入力に対する応答

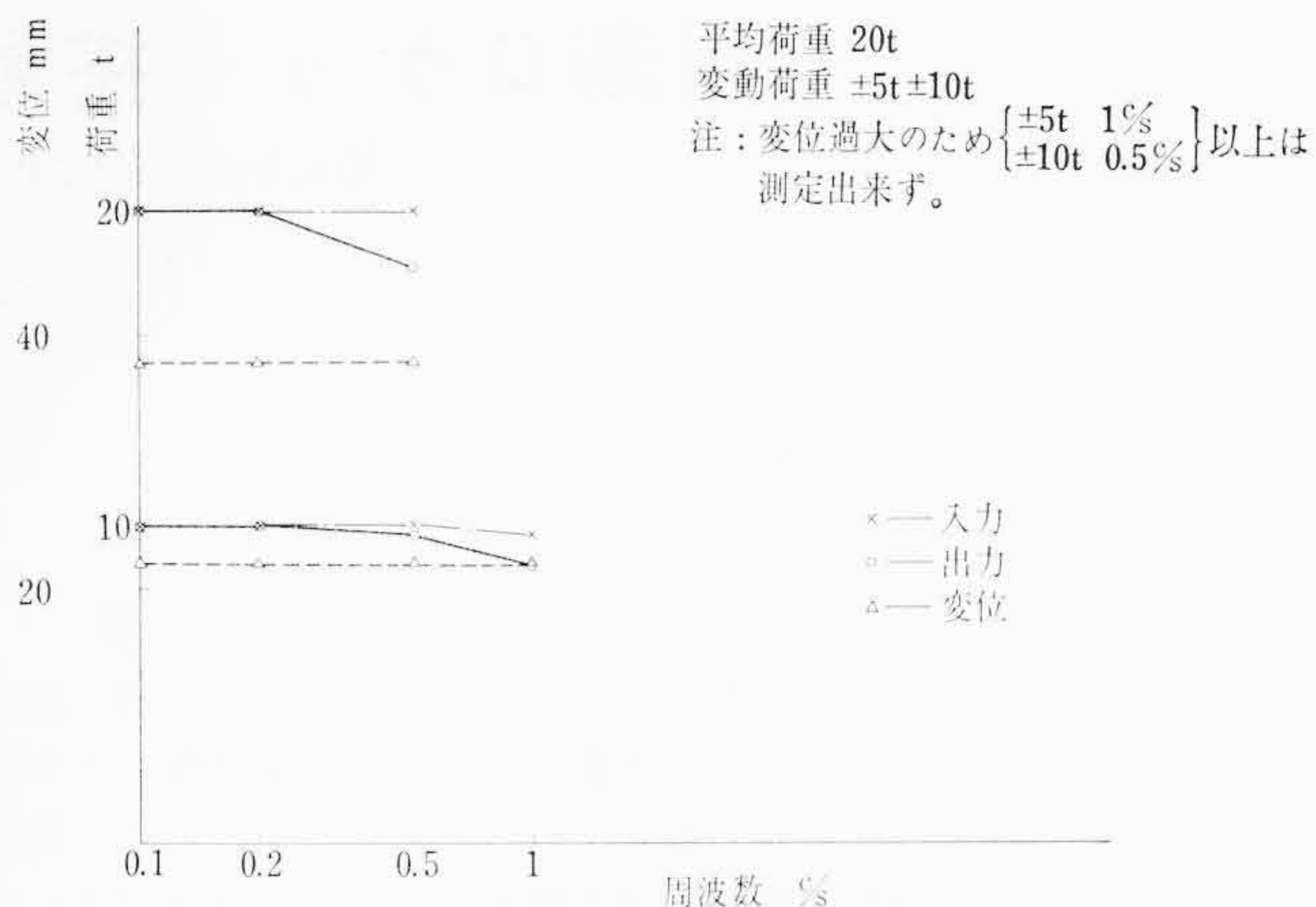


図21 周波数特性(2)

図22はランダムな入力を入れた場合のアクチュエータの追従性を示したものである。平均荷重 20 t にて変動最大荷重 6 t である。

図23は死荷重にて 10 t，油圧にて 30 t 計 40 t の平均荷重を与え，さらに ± 10 t の変動荷重のある場合，この状態で軌条輪を回転し，輪軸を回転させた場合の軸の曲げ応力の変化を測定したものである。

輪軸の 1 回転ごとの応力変化が変動荷重の変動に応じて変化しており，初期の計画どおりの動きを示している。この変動応力が軸の疲労に非常な影響を与えるといわれている。

以上のほか実車にて応力変動を磁気テープに記録し，軸の回転ごとの応力変化のエンベロップを変動荷重の入力として加えるなら，まったく実走行状態に等しい応力条件を再現することができ，軸の寿命判定に有益なデータとなるであろう。

6. 結 言

車軸折損事故防止，有傷軸の使用限界などの試験目的から計画された輪軸疲労試験機も 2 年半にわたる製作を完了し，一定荷重にて 1 年，変動荷重付加装置を設置してから約 5 个月の実働試験を経過し，データの蓄積を続けている。

これからは車両の高速化，ダイヤルのち密化により車両運行の安全性はますます強く要求されることになる。本試験機がこれらの重要な使命の一端を果たし，有益なデータを提供することができれば幸いである。

終わりに，本機の製作にあたり，種々有益なご指導を賜った日本国有鉄道工作局機械課，修車課，鉄道技術研究所の関係各位に厚くお礼申し上げる次第である。

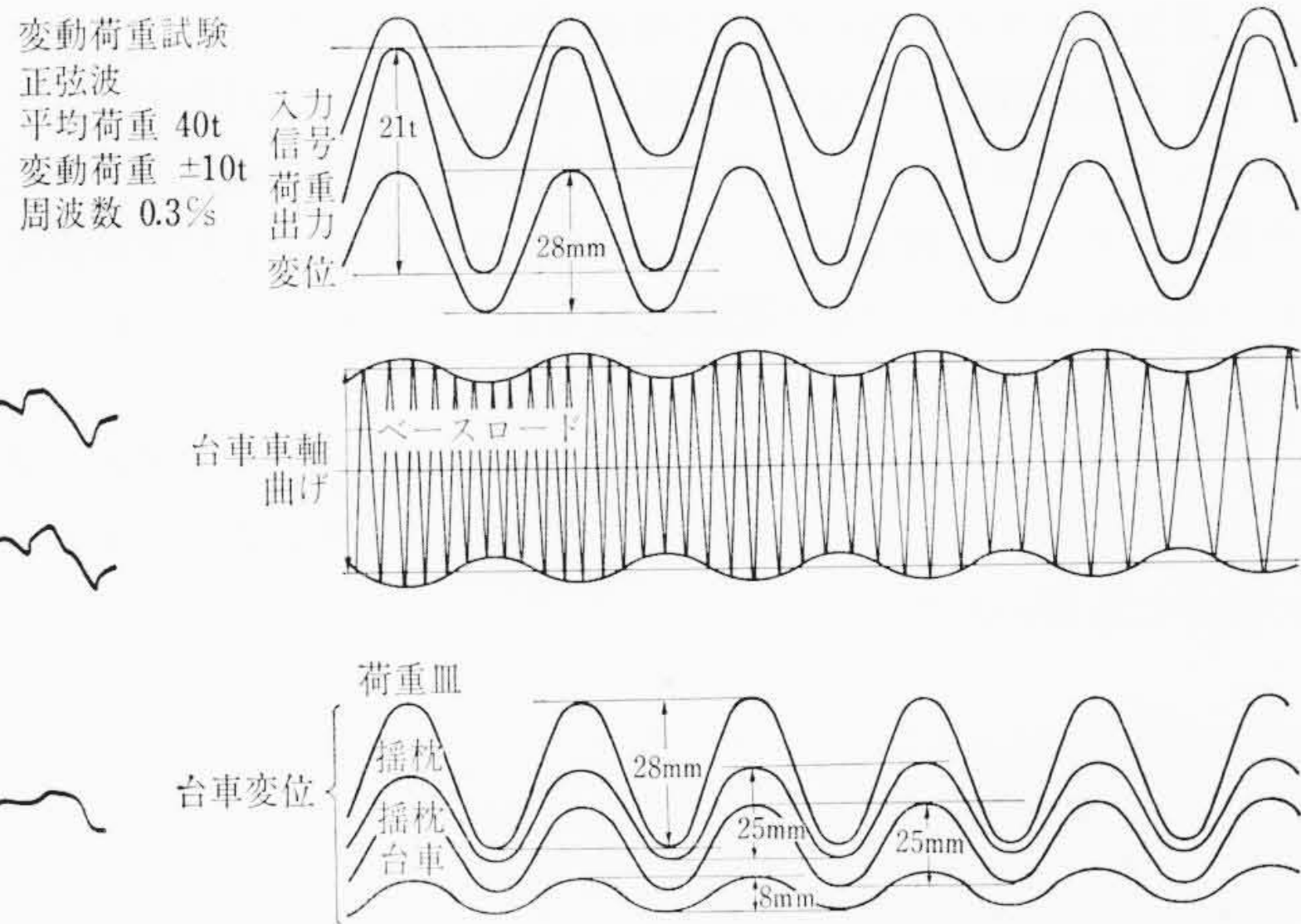


図23 変動荷重試験データ