

Prom. Nr. 1902

Nichtkardanisch aufgehängte  
Kreisel zur Überhöhungsmessung  
im Eisenbahnbau

Von der

EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN  
HOCHSCHULE IN ZÜRICH

zur Erlangung

der Würde eines Doktors der  
Technischen Wissenschaften

genehmigte

PROMOTIONSARBEIT

vorgelegt von

*Theodor Erismann*

dipl. Masch.-Ing. ETH  
von Zürich und Aarau

Referent : *Herr Prof. Dr. H. Ziegler*

Korreferent : *Herr Prof. Dr. K. Sachs*

---

1951

FOTOPLAST A.G. ZÜRICH

## Vorwort.

-----

Die vorliegende Arbeit ist bei der Lösung einer praktischen Aufgabe entstanden. In weit höherem Masse als andere Dissertationen trägt sie daher den Stempel konkreter Ingenieurarbeit und der Verfasser ist sich darüber im Klaren, dass diese Tatsache vom wissenschaftlichen Gesichtspunkt zu einem schweren Handicap führen musste, das er trotz gewissenhafter nachträglicher Bearbeitung des gesamten Stoffes nur in beschränktem Masse wettmachen konnte.

So musste - um nur einige Beispiele herauszugreifen - die theoretische Behandlung eines Problems stets in dem Augenblick unterbrochen werden, wo die konkret gestellte Frage des Praktikers beantwortet war, sehr oft also gerade da, wo den Theoretiker die Möglichkeit eines tieferen Eindringens in die Zusammenhänge lockte. Häufig mussten auch Berechnungen zur Ermittlung der zu erwartenden Fehler durchgeführt werden, wobei weder die angewendeten Verfahren noch die Genauigkeiten der Resultate auf wissenschaftliche Gültigkeit Anspruch erheben könnten. Schliesslich spielten bei der Verwirklichung der Versuchsapparate und der Durchführung der Versuche praktisch-konstruktive Fragen nicht selten eine so überwiegende Rolle, dass um ihretwillen manches interessante, dem unmittelbaren Zweck der Arbeit aber nicht förderliche Problem beiseite gelassen werden musste.

Andererseits war es dem Verfasser aber vergönnt, aus den praktischen Möglichkeiten seiner Arbeit reichen Nutzen zu ziehen: Eine leistungsfähige Maschinenfabrik stellte ihre Mittel zum Bau der erforderlichen Apparate und ihren grossen Erfahrungsschatz bei der Lösung der konstruktiven Aufgaben zur Verfügung und die Schweizerischen Bundesbahnen ermöglichten eine Reihe von Versuchsfahrten, die für den Fortgang der Arbeit von unschätzbarem Werte waren. Und nur der lebendige Gedankenaustausch mit den schweizerischen Spezialisten auf dem Gebiete des Oberbaumesswesens konnte die Voraussetzungen zu einer klaren und zielbewussten Erfassung der gestellten Aufgabe schaffen.

In diesem Sinne ist der Verfasser den leitenden Persönlichkeiten der Firma Alfred J. Amsler & Co. in Schaffhausen zu grossem Dank verpflichtet. Vorab waren es die Herren Dr. W. Amsler und Dr. F. Dubois, die seine Bemühungen auf das tatkräftigste förderten und ihm für die Bearbeitung des weitläufigen Stoffes eine aussergewöhnliche Freizügigkeit gewährten.

Dank gebührt auch allen beteiligten Dienststellen der Schweizerischen Bundesbahnen, wobei in erster Linie der langjährige Betreuer des Dynamometer- und Oberbaumesswagens, Herr G. Kummer zu nennen ist. Er machte nicht nur durch sein Entgegenkommen die erwähnten Versuchsfahrten möglich, sondern erteilte auch aus seiner reichen praktischen Erfahrung manchen nützlichen Wink.

Schaffhausen, im Frühjahr 1950.

Theodor Erismann

## 1. Die Ueberhöhungsmessung im Rahmen der Oberbaumessung.

=====

### 11. Allgemeines über die Oberbaumessung.

Die stets fortschreitende Tendenz zur Erhöhung der Zugsgeschwindigkeiten bedingt ein wachsendes Bedürfnis nach sorgfältiger Ueberwachung des Gleiszustandes. Nur Strecken mit einwandfreiem Oberbau dürfen ohne unzulässige Gefährdung mit den heute üblichen, teilweise wesentlich über der 100-kmh<sup>-1</sup>-Grenze liegenden Geschwindigkeiten befahren werden.

Aber auch dort, wo der Geschwindigkeit durch Streckenführung, Rollmaterial oder Fahrpläne Grenzen gesetzt sind, sprechen viele technische und wirtschaftliche Gründe für eine regelmässige Kontrolle des Oberbaues. Geringere Abnutzung des Materials, besseres Wohlbefinden der Reisenden und geringere Ermüdung des Personals sind als unmittelbare Folgen zu nennen.

Ein ausserordentlich leistungsfähiges Mittel zur qualitativen und quantitativen Erfassung des Gleiszustandes stellt der Oberbaumesswagen dar, dh. ein Fahrzeug, das beim Befahren einer Strecke kontinuierlich alle erforderlichen Grössen misst und in einer Form registriert, die als Grundlage für die Durchführung von Korrektionsarbeiten brauchbar ist. Dies geschieht meist mit gemeinsamer Abszisse auf einem breiten Papierband.

Bei den meisten neuzeitlichen Oberbaumesswagen werden die folgenden Grössen gemessen:

- Die Spurweite
- Die Krümmung der Kurven (oft getrennt für beide Schienen)
- Die Verwindung der Geleise
- Die Unebenheiten (getrennt für beide Schienen)
- Die Ueberhöhung

Daneben ist die Registrierung räumlicher und zeitlicher Bezugsmarken, oft auch des Geschwindigkeitsverlaufes, üblich.

Mit Ausnahme der Ueberhöhung erfolgt die Messung aller wesentlichen Grössen durch Abtasten der relativen Lageänderungen zwischen einzelnen Punkten des Geleises mit Hilfe zweckdienlich ausgebildeter Tastorgane, die den Schienen entlanggeführt werden.

## 12. Ueberhöhungsmessung. Definition der Grundbegriffe.

Bevor auf die Besonderheiten der Ueberhöhungsmessung eingegangen wird, erscheint es angezeigt, die später stets wiederkehrenden Begriffe Ueberhöhung und Ueberhöhungswinkel eindeutig festzulegen. Legt man eine Schnittebene senkrecht zur Fahrtrichtung durch die Schienen, so mögen in dieser Ebene folgende Definitionen gelten:

Die Ueberhöhung  $U$  ist die Höhendifferenz zwischen den Scheitelpunkten der beiden Schienenköpfe (Siehe Fig. 1).

Der Ueberhöhungswinkel  $\alpha$  ist der Winkel zwischen der gemeinsamen Tangente an die beiden Schienenköpfe und der Horizontalen.

Misst man die Ueberhöhung in cm und den Ueberhöhungswinkel im Bogenmass, so ergibt sich aus diesen Definitionen für die europäische Normalspur von 150 cm (zwischen den Scheitelpunkten der Schienenköpfe gemessen) die folgende Beziehung:

$$U = 150 \cdot \alpha \quad (1)$$

Die dabei tolerierte Gleichsetzung des Sinus mit dem Winkel ist bei den in Frage kommenden Grössenordnungen zulässig, denn bei den meisten Bahnen beträgt der Sinus des grössten zulässigen Ueberhöhungswinkels 0,1, während der Arcus einen Wert von 0,10016 hat.

Als wichtigste Konsequenz aus den gegebenen Definitionen resultiert die Tatsache, dass zur Ueberhöhungsmessung die Bestimmung einer horizontalen Ebene oder zumindest ihrer Schnittgeraden mit der eingangs erwähnten Ebene unerlässliche Voraussetzung ist. Ist dieses Kernproblem einwandfrei gelöst, so stellen sich der Konstruktion eines brauchbaren Ueberhöhungsmessers keine ernstlichen Schwierigkeiten mehr in den Weg. Berücksichtigung erheischt lediglich noch der Umstand, dass der Wagenkasten, dessen Bewegungen die Mess- und Registriervorrichtung normalerweise mitmacht, nicht starr mit den Achsen verbunden ist, deren Richtung annähernd mit derjenigen der gemeinsamen Tangente an die Schienenköpfe übereinstimmt. Die relative Neigung des Wagenkastens gegenüber der Messachse muss also von seiner Neigung gegenüber der Horizontalen subtrahiert werden, um die Ueberhöhung zu erhalten. Dies geschieht in neuerer Zeit meist durch eine geeignete Differenzmechanik, sofern der Apparat nicht durch entsprechende Lenker parallel zu einer der Achsen geführt wird.

### 13. Wichtigste Eigenschaften eines Ueberhöhungsmessers.

Die Auswertung eines Ueberhöhungsdiagrammes erhält ihren vollen Sinn erst im Rahmen der übrigen registrierten Werte. Vor allem ist naturgemäss der Vergleich mit den entsprechenden Krümmungsdiagrammen von Bedeutung. Der qualitative Verlauf einer vorschriftsmässig gebauten und unterhaltenen Strecke zeigt in der Tat eine auffallende Analogie zwischen Krümmungs- und Ueberhöhungsmessung, indem die geraden Teile auch keine Ueberhöhungen aufweisen, in Kurven mit konstanter Krümmung auch konstante Ueberhöhung herrscht und in den Uebergangsbogen eine annähernd streckenproportionale Zu- oder Abnahme beider Grössen auftritt.

Dort, wo in den Kurven Spurerweiterungen vorgeschrieben sind, besteht auch zwischen der Spurmessung und den beiden erwähnten Messungen eine ähnliche Verwandtschaft. Dabei ist allerdings zu beachten, dass die Spurerweiterung stets in positivem Sinne erfolgt, während Krümmung und Ueberhöhung ihr (allerdings nur willkürlich eingesetztes) Vorzeichen beständig ändern, je nachdem, ob es sich um eine Rechts- oder um eine Linkskurve handelt.

Durch diese Analogien ergibt sich eine ausserordentliche Erleichterung der Auswertung, da alle Unregelmässigkeiten als Abweichungen von dem durch zwei oder drei andere Diagramme gegebenen Gesamtbild auftreten und - sowohl für eine oberflächliche Orientierung über den Zustand der Strecke als auch für eine sorgfältige Detailprüfung - mühelos gefunden werden können.

Für den Konstrukteur eines Ueberhöhungsmessers resultiert aus den dargelegten Verhältnissen als wesentlichste Grundeigenschaft seines Instrumentes die unbedingt erforderliche Fähigkeit, den Verlauf der Ueberhöhung in qualitativ richtiger Form (d.h. ohne Verzerrungen, insbesondere an den Uebergangsbogen) wiederzugeben.

Während über die Wichtigkeit dieser (in Zahlen leider kaum auszudrückenden) Grundeigenschaft unter den führenden Fachleuten keinerlei Meinungsverschiedenheiten bestehen, gehen die Ansichten bezüglich der erforderlichen Genauigkeiten beträchtlich auseinander. Während P.S. Durnowo bei der Beschreibung des in Russland üblichen Auswertungsverfahrens nach einem Strafpunktsystem ("Organisazija remonta i soderschanija puti", I. Band, Moskau 1945) die höchstzulässige strafpunktfreie Abweichung von der Sollüberhöhung mit 0,4 cm angibt, verzichtet der französische Spezialist M. Mauzin in neuerer Zeit überhaupt auf eine Messung der Ueberhöhung als solcher und misst statt dessen lediglich die Neigung einer der Achsen seines vielachsigen Messwagens gegenüber der aus den Neigungen aller übrigen Achsen resultierenden mittleren Ueberhöhung (eine Veröffentlichung über

die Resultate dieser Entwicklung steht leider zur Zeit noch aus).

Dieser ausserordentliche Unterschied der Auffassungen kommt nicht von ungefähr. Denn einerseits ist die Definition des Begriffes der Sollüberhöhung eine problematische Sache, da die Ueberhöhung stets nur für eine bestimmte Geschwindigkeit "richtig" ist (d.h. derart, dass die Resultierende aus Schwer- und Fliehbeschleunigung stets normal zur gemeinsamen Tangente an die Schienenköpfe gerichtet ist). In diesem Sinne können die Angaben der Bahnvorschriften mit einem gewissen Recht als nur angenäherte Optimalwerte betrachtet werden. Es ist auch nicht zu bestreiten, dass die beschriebene Messung der Ueberhöhungsunregelmässigkeiten im Verein mit der Verwindungsmessung ein Bild des Verlaufes der Ueberhöhung ergibt. Andererseits geht aber die in dem vorliegenden Abschnitt beschriebene ungemein wertvolle Analogie zu anderen Messungen vollständig verloren. Ueberdies erfordert in diesem Falle die Beantwortung der Frage, ob eine wenigstens annähernd den Vorschriften entsprechende Ueberhöhung vorliegt, eine beträchtliche zusätzliche Auswertungsarbeit. Diese Ueberlegungen rechtfertigen die Vermutung, dass diese Lösung (die sich im Uebrigen dem allgemeinen Aufbau des Mauzin'schen Wagens vorzüglich anpasst) nur angesichts der bedeutenden Schwierigkeiten einer direkten Ueberhöhungsmessung entstehen konnte.

Das Ziel, das sich der Verfasser bei seinen Arbeiten setzte, war der Bau eines Ueberhöhungsmessers, der den Ueberhöhungswinkel auf 5 % des maximalen Ueberhöhungswinkels genau messen und damit die Ueberhöhung selbst auf 0,75 cm genau angeben sollte. Darüber hinaus sollte die Empfindlichkeit des Instrumentes ausreichen, um noch wesentlich kleinere Schwankungen des Ueberhöhungsverlaufes qualitativ richtig wiederzugeben.

Da die Verhältnisse im Bahnbetrieb für ein Präzisionsinstrument als recht rauh zu bezeichnen sind, tritt zu den erwähnten Forderungen auch noch diejenige nach genügender Robustheit und Zuverlässigkeit hinzu.

## 2. Kurzer Ueberblick über die bisher bekannt gewordenen

=====

Ueberhöhungsmesser.

=====

### 21. Allgemeine Bemerkungen.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit ist es nicht möglich, alle Systeme mit gleicher Gründlichkeit zu behandeln. Insbesondere ist es ausgeschlossen, auf konstruktive Einzelheiten einzugehen.

Andererseits können die mit der Ueberhöhungsmessung zusammenhängenden Probleme am besten anhand einer kritischen Auseinandersetzung mit den bestehenden Lösungen und Lösungsvorschlägen diskutiert werden. Besondere Beachtung wird dabei naturgemäss jenen Anordnungen gewidmet, die für die Arbeiten des Verfassers als Grundlagen dienen.

Grundsätzlich sind drei verschiedene Gruppen von physikalischen Systemen zur Bestimmung einer horizontalen Bezugsebene geeignet:

1. Systeme, die das immanente Bestreben haben, eine einmal gegebene Lage im Raume beizubehalten. Solche Systeme sind beispielsweise der kardanisch aufgehängte starre Körper grosser Trägheit oder die Achse eines ebenfalls kardanisch aufgehängten schnellaufenden Kreisels.
2. Systeme, die eine anfänglich gegebene Richtung durch Integration aus den Drehungen des Fahrzeuges dauernd rekonstruieren. So kann die gesuchte Neigung des Fahrzeuges durch Integration der Winkelgeschwindigkeit um die Fahrtrichtung über der Zeit ermittelt werden.
3. Systeme, die bei Abweichungen von der Ursprungslage unter dem Einfluss äusserer Kräfte wieder in die Ursprungslage zurückgedreht werden. Zu dieser Gruppe zählen beispielsweise die von der Erdbeschleunigung beeinflussten Systeme, wie das Pendel.

Zwischen den ersten beiden Gruppen besteht insofern eine gewisse Verwandtschaft, als es sich in beiden Fällen um das Festhalten einer einmal gegebenen Richtung handelt. Die Folge davon ist, dass ein allfälliges Abweichen von dieser Richtung nicht ohne weiteres selbsttätig korrigiert wird und somit zu einem dauernden Fehler der Anzeige führt. Eine auf diesem Grundprinzip aufgebaute Ueberhöhungsmessung



sei daher als relative Messung bezeichnet, im Gegensatz zur absoluten Messung der dritten Gruppe, bei der eine Abweichung von der Sollage durch die wirksamen Kräfte unmittelbar korrigiert wird, sodass wohl ein Pendeln um die Sollage, nicht aber eine dauernde Abweichung entstehen kann.

Ogleich in den meisten Fällen die Ueberhöhungsmessung erst durch das Zusammenwirken verschiedener Elemente zustande kommt, die nicht nur einer der erwähnten Gruppen angehören, so lässt sich dennoch eine Klassierung der Ueberhöhungsmesser nach diesen Gruppen unschwer vornehmen, da stets die Elemente einer Gruppe primär im Vordergrund stehen, während die andern (zB. in Form von Korrekturvorrichtungen) nur eine sekundäre Rolle spielen.

## 22. Erste Gruppe: Systeme, die eine gegebene Lage im Raume beibehalten.

### 22.1. Der kardanisch aufgehängte Kreisel.

Die überwiegende Mehrheit der bisher gebauten oder vorgeschlagenen Ueberhöhungsmesser beruht auf der bekannten Eigenschaft des symmetrischen, schnelllaufenden und kräftefrei aufgehängten Kreisels, die Richtung seines Drallvektors (die in diesem Falle praktisch mit der Figurenachse, bzw. der materiellen Drehachse zusammenfällt) im Raume beizubehalten.

Wäre die Aufhängung tatsächlich kräftefrei, so wäre eine Abweichung des Kreisels aus seiner Anfangslage im praktischen Betrieb nicht zu befürchten, denn als Ablenkungsursache käme einzig der Einfluss der Erdrotation in Frage, der sich aber erst nach sehr langer Zeit bemerkbar macht und überdies berechnet werden kann.

Alle nennenswerten Fehler rühren somit von der Unmöglichkeit her, eine vollkommen kräftefreie Aufhängung technisch zu verwirklichen. Als Hauptfehlerquellen treten dabei einerseits die Reibungen in den Lagern der kardanischen Aufhängung, andererseits Auslenkungen des Schwerpunktes gegenüber dem Drehpunkt der Aufhängung (Kardanpunkt) auf.

Der Einfluss der dabei auf den Kreisel wirkenden Momente wird bekanntlich durch den Drallsatz beherrscht. Wirkt auf einen Kreisel, der sich mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_y$  um die y-Achse eines kartesischen Koordinatensystems xyz dreht und dessen Trägheitsmoment (auf dieselbe Achse bezogen)  $J_y$  ist, ein Moment um die x-Achse von der Grösse  $M_x$ , so führt er eine Präzessionsdrehung um die z-Achse mit der Winkelgeschwindigkeit  $\Omega_z$  aus:

$$\Omega_z = \frac{M_x}{J_y \cdot \omega_y} \quad (2)$$

Dabei ist das positive Vorzeichen für ein linkshändiges Koordinatensystem richtig, wie es in den Abbildungen dieser Arbeit durchwegs verwendet wird. Wird demselben Kreisel dagegen eine Präzessionsdrehung mit der Winkelgeschwindigkeit  $\Omega_z$  aufgezwungen, so reagiert er mit einem Moment  $-M_x$ :

$$M_x = \Omega_z \cdot J_y \cdot \omega_y \quad (3)$$

Im Falle des kardanisch aufgehängten Kreisels bedeute  $M_x$  die zum Drallvektor senkrechte Komponente des resultierenden Momentes, während der Term  $J_y \omega_y$  den Drall des Kreisels angibt.  $\Omega_z$  ist dann die "Fehlerwinkelgeschwindigkeit", mit der der Kreisel von seiner ursprünglichen Lage abweicht. Zu bemerken ist hierbei, dass das x-z-Achsenkreuz in diesem Falle weder raum- noch fahrzeugfest zu sein braucht, sondern je nach der Richtung des resultierenden Momentes eine stets wechselnde Lage innerhalb der zur Kreiseldrehachse (y-Achse) senkrechten Ebene einnehmen kann.

Die Gleichung (2) stellt eine Näherung dar, die für schnelllaufende Kreisel (d.h. solche, deren Antrieb annähernd durch die Figurenachse erfolgt und deren kinetische Rotationsenergie gross ist verglichen mit der Arbeit, die bei einer Schwenkung des Kreiselschwerpunktes von den am Kreisel angreifenden äusseren Kräften geleistet werden kann) brauchbar ist. Aus dieser Tatsache erklärt sich das Bestreben der Konstrukteure, möglichst schnelllaufende Kreisel zu bauen. Darüber hinaus ist dieses Bestreben auch durch die Gleichung (2) als solche begründet: Je weiter die Entwicklung im Sinne erhöhter Drehzahlen und Trägheitsmomente einerseits, im Sinne verminderten Gesamtgewichtes und verbesserter Koinzidenzen von Schwer- und Kardanpunkt andererseits getrieben werden kann, desto langsamer werden die Fehlerwinkelgeschwindigkeiten, desto stabiler wird der Kreisel.

Eine Vorstellung von den in Frage kommenden Grössenordnungen gibt das folgende Berechnungsbeispiel:

Berechnungsbeispiel Nr. 1: Als Normalkreisel für die folgenden Berechnungen wird ein Kreisel angenommen, der ein Trägheitsmoment  $J_y$  von  $1 \text{ cmkg}^2$  und eine Winkelgeschwindigkeit  $\omega_y$  von  $1000 \text{ s}^{-1}$  hat. Dies entspricht einem Stahlring von 30 cm Aussen-, 20 cm Innendurchmesser und 2 cm Breite, der mit etwa 10.000 Umdrehungen pro Minute umläuft. Der Drall dieses Kreisels ist:

$$J_y \omega_y = 1000 \text{ cmkgs}$$

Das Gewicht des Stahlringes allein kommt auf etwa 6,12 kg, sodass das Gesamtgewicht des Kreisels mit Antrieb, Gehäuse usw. zumindest mit

$$G = 15 \text{ kg}$$

eingesetzt werden muss. Daraus ergibt sich bei vertikaler Kreiseldrehachse und einem horizontalen Abstand  $e$  des Schwerpunktes vom Kardanpunkt ein Moment:

$$\Delta M_x = G \cdot e = 15 \cdot e$$

Damit ist die Fehlerwinkelgeschwindigkeit:

$$\Delta \Omega_z = G \cdot \frac{e}{J_y \omega_y} = 15 \cdot 10^{-3} \cdot e$$

Soll der Fehler nach einer Zeit von 10 Minuten nicht mehr als 1 % betragen, so ergibt sich die zulässige Fehlerwinkelgeschwindigkeit:

$$\Delta \Omega_{z_{zul}} = \frac{10^{-2}}{600} = 1.67 \cdot 10^{-5} \text{ s}^{-1}$$

Daraus erhält man den zulässigen Abstand des Schwerpunktes vom Kardanpunkt:

$$e_{zul} = 1.1 \cdot 10^{-3} \text{ cm}$$

Dieses Beispiel zeigt, dass selbst bei nicht allzu hohen Anforderungen an die Kleinheit der Fehlerwinkelgeschwindigkeit bereits eine sehr gute Koinzidenz von Schwer- und Kardanpunkt unerlässlich ist, sofern der Kreisel einfach sich selbst überlassen werden soll. Wenn auch eine Justierung des Schwerpunktes bis zu der postulierten Genauigkeit bei genügender Sorgfalt möglich ist, so dürfte es doch sehr schwierig sein, ihn in seiner Lage auch dauernd festzuhalten. Denn einerseits treten in den hoch beanspruchten Antriebsmotoren und - infolge der Luftreibung - auch an der Kreiselscheibe selbst bedeutende Temperaturschwankungen auf und andererseits sind Lagerspiele in der Aufhängung nicht zu vermeiden. Eine kleine Erleichterung in der Justierung des Schwerpunktes ergibt sich, wenn man diesen etwas unter den Kardanpunkt setzt. Allerdings darf es sich dabei nur um sehr kleine Beträge handeln, da ein derartiges Kreiselpendel auf translatorische und Fliehbeschleunigungen mit Präzessionsdrehungen reagiert (wenigstens

bei der bevorzugten Anordnung mit vertikaler Kreiseledrehachse). Einmal aus der Ursprungslage ausgelenkt führt es dann infolge des von der Erdbeschleunigung herrührenden Momentes eine dauernde Präzessionsdrehung aus, wobei die Kreiseledrehachse eine kegelförmige Bahn um ihre Ausgangslage beschreibt und somit bei gerader, unüberhöhter Strecke eine sinusförmige Registrierung bewirkt. Da diese Bewegung nur durch die geringen Reibungskräfte der Aufhängung und der Registriervorrichtung gedämpft wird, klingt sie während längerer Zeit fast nicht ab, sodass bei ungünstiger Aufeinanderfolge verschiedener Beschleunigungen groteske Verzerrungen des Verlaufes entstehen können, sofern der Schwerpunkt nicht sehr nahe beim Kardanpunkt liegt.

Auch von einer Verminderung des für die Präzessionswinkelgeschwindigkeit entscheidenden Terms  $G/J \cdot \omega$ , der als Drallbelastung bezeichnet sei, ist keine grundlegende Veränderung der Gesamtsituation zu erwarten, denn die im obigen Beispiel angenommenen Werte dürften bereits in der Grössenordnung des technisch Erreichbaren liegen. Vor allem spielt dabei die erforderliche Motorleistung eine wesentliche Rolle, da sie bekanntlich mit der dritten Potenz der Drehzahl und der fünften Potenz des Durchmessers zunimmt. Die üblichen Kunstgriffe zur Verringerung des Leistungsbedarfes, wie zB. im Teilvakuum oder in Wasserstoff laufende Kreisel, sind heute fast restlos ausgeschöpft und eine wesentliche Verringerung der Drallbelastung dürfte nur mit einem nicht zu rechtfertigenden Aufwand möglich sein.

Es kann daher abschliessend festgestellt werden, dass der kardanisch aufgehängte Kreisel in der beschriebenen klassischen Form infolge seines Verhaltens als relativer Ueberhöhungsmesser den Anforderungen eines praktischen Betriebes nicht entspricht. Damit ist allerdings noch nicht gesagt, dass er als Ausgangsbasis für einen brauchbaren Ueberhöhungsmesser ungeeignet sei. In der Tat ist es möglich, den Kreisel durch die Einwirkung geeigneter Korrekturvorrichtungen zu einem verhältnismässig raschen Zurückkehren in die Ausgangslage zu zwingen. Dieser Weg wurde in der Praxis verschiedentlich mit Erfolg beschritten.

## 22.2. Korrekturvorrichtungen.

Auf die zahlreichen technischen Möglichkeiten zur Korrektur eines kardanisch aufgehängten Kreisels kann hier nicht eingegangen werden. Dagegen sei das allen Lösungsvorschlägen zugrunde liegende Prinzip anhand eines Beispiels (Fig.2) dargelegt:

Der Kreisel 1 ist im Kardanrahmen 2 aufgehängt und rotiert um die vertikale y-Achse. Führt dieser Rahmen nun eine un-

erwünschte Drehung um die x-Achse (die stets in Fahrtrichtung liegen möge) aus, so ändert sich seine Lage gegenüber dem Schwerependel 3. Dadurch wird in der Steuervorrichtung 4 (beispielsweise einem elektrischen Schalter) ein Steuervorgang eingeleitet; der auf den Drehmomenterzeuger 5 (etwa ein Paar entsprechend angeordneter Elektromagneten) übertragen wird. So entsteht infolge einer Drehung um die x-Achse ein Drehmoment um die z-Achse, das bei richtiger Wahl der Vorzeichen ein Zurückkehren des Kreisels in seine Anfangslage infolge einer Präzessionsbewegung herbeiführt.

Eine analog aufgebaute Vorrichtung sorgt für die Rückkehr des Kreisels bei Drehungen um die z-Achse.

Trotz der Einfachheit dieser Grundidee stellen sich der praktischen Verwirklichung gewisse Schwierigkeiten in den Weg. Diese sollen für die Korrektur um die x-Achse und die z-Achse (Querachse) getrennt betrachtet werden.

Bei der Korrektur um die Längsachse ist vor allem zu bemerken, dass weder das Schwerependel (das in Kurven nicht die Richtung der Schwerkraft, sondern die der Resultierenden aus Schwerkraft und Fliehkraft anzeigt) noch etwa der Wagenkasten (der in Kurven eine von verschiedenen Faktoren abhängige Neigung aufweist) als ideale Korrekturbasis betrachtet werden darf. Um falsche Korrekturen beim Befahren von Kurven zu vermeiden, muss daher die Korrekturvorrichtung von einer bestimmten Gleiskrümmung an ausser Betrieb gesetzt werden. In kurvenreichen Strecken besteht somit die Gefahr, dass die Wirkung der Korrekturvorrichtung illusorisch wird. Eine brauchbare Messung kann daher nur durch eine äusserst sorgfältige Abstimmung der entscheidenden Faktoren aufeinander sichergestellt werden. Diese Faktoren sind: Der Fehlerwinkel, bei dem die Korrekturvorrichtung zu arbeiten beginnt, die Winkelgeschwindigkeit der Kreisel-drehachse unter dem Einfluss des Korrekturmomentes und die Gleiskrümmung, bei der die Korrekturvorrichtung ausgeschaltet wird.

Ähnliches gilt von der Korrektur um die Querachse, deren Wichtigkeit auf den ersten Blick weniger fundamental erscheint. Da aber die Kreiselachse ihre Richtung im Raume annähernd beibehält, verwandelt sich eine Neigung um die Querachse bei einer Richtungsänderung des Fahrzeuges um einen rechten Winkel in eine Neigung um die Längsachse und führt so zu einem Messfehler. Wegen des Einflusses der Geschwindigkeitsänderungen des Fahrzeuges stellt für diese Korrektur der Wagenkasten eine wesentlich bessere Basis dar als das Schwerependel. Allerdings ergeben sich hierbei Fehler durch das Befahren von Rampen, da sich der Kiesel senkrecht zum (geneigten) Wagenkasten einzustellen sucht.

Bei Gebirgsbahnen, wo steile Rampen und enge Kurven gleichzeitig auftreten, ist das Zusammenspiel des Kreisels mit der Korrekturvorrichtung wesentlich erschwert. Es kommt also nicht von unge-

fähr, dass einige Ueberhöhungsmesser, die sich in ebenem Gelände gut bewährt hatten, auf Bergstrecken keine befriedigenden Resultate zeitigen konnten.

### 22.3. Zweikreiselsysteme.

Die in den vorhergehenden Abschnitten beschriebenen Schwierigkeiten haben in neuerer Zeit dazu geführt, dass der einfache kardanisch aufgehängte Kreisel immer mehr durch gegenläufige Zweikreiselsysteme verdrängt wurde, die gewisse grundsätzliche Vorteile aufweisen.

Die Verwendung zweier gegenläufiger Kreisel gleichen Dralles erlaubt bei geeigneter Anordnung die Ausschaltung der Präzessionsdrehung um eine der Achsen. Diese Möglichkeit sei anhand der Fig. 3 kurz erläutert, wobei sich die Beschreibung an verschiedene Abhandlungen über den von der Deutschen Reichsbahn in Zusammenarbeit mit der Firma Anschütz entwickelten Ueberhöhungsmesser anlehnt (M. Herrmann, "Die Messung der gegenseitigen Höhenlage der Fahrschienen in den Oberbaumesswagen der Deutschen Reichsbahn", Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, 1. August 1936; H. Wolf, "Der Oberbaumesswagen der Deutschen Reichsbahn in verbesserter Form", Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, Seiten 74-76, 1942).

Die beiden Kreisel 1 und 2 sind in den Rahmen 3 und 4 um die z-Achse schwenkbar am gemeinsamen Rahmen 5 aufgehängt, der seinerseits um die x-Achse (Fahrtrichtung) schwenkbar gelagert ist. Die Kreisel rotieren um die vertikale y-Richtung. Mit Hilfe zweier Zahnsegmente 6 und 7 oder ähnlicher Vorrichtungen sind die Rahmen 3 und 4 derart miteinander verbunden, dass sie nur gleich grosse und gegenläufige Schwenkungen gegenüber dem Rahmen 5 ausführen können.

Schon das Verhalten eines unkorrigierten Apparates dieser Art zeigt wesentliche Abweichungen gegenüber dem einfachen Kreisel: Unter Einwirkung eines Momentes um die x-Achse präzedieren die beiden Kreisel allerdings in normaler Weise um die z-Achse, wobei die erwähnten Zahnsegmente lediglich den Ausgleich fabrikatorisch bedingter Differenzen zwischen den beiden Drallen besorgen. Gegenüber der Einwirkung von Momenten um die z-Richtung (sofern sie gleichmässig an beiden Kreiseln angreifen) ist ein solches System überhaupt unempfindlich, da der Rahmen 5 eine gegenläufige Präzession um die x-Achse verhindert. Im Gegensatz zum einfachen Kreisel werden Drehungen des Wagenkastens um die z-Achse vom System als Gesamtheit ohne Reaktionen nach aussen hin mitgemacht.

Um den Einfluss der unvermeidlichen Momente um die x-Achse auf ein Mindestmass zu beschränken, wurde eine äusserst sinnreiche Vorrichtung entwickelt, welche die immanenten Eigenschaften des Kreisels zur Erhöhung der Stabilität ausnützt: Wie bereits erwähnt, bewirkt ein Drehmoment um die x-Achse eine gegenläufige Präzessionsdrehung der beiden Kreisel um die z-Richtung. In Anbetracht der kleinen Winkelgrössen kann der Präzessionswinkel als Mass für den durch das Moment innerhalb einer gewissen Zeit dem System zugeführten Drall angesehen werden. Es ist daher möglich, in Funktion des Präzessionswinkels eine Vorrichtung derart zu steuern, dass dem Rahmen 5 ein dem Störmoment entgegengesetztes Drehmoment um die x-Achse so lange zugeführt wird, bis der Gesamtdrall wieder verschwindet, d.h. bis die beiden Kreiseldrehachsen wieder parallel stehen. In Fig.3 ist diese Vorrichtung durch die Steuervorrichtung 8 und den Drehmomenterzeuger 9 angedeutet.

Der wesentlichste Vorteil dieser Anordnung liegt in der Tatsache, dass der Fehlerquelle selbst (nämlich dem Störmoment) entgegengetreten werden kann, ehe sich um die allein interessierende x-Achse überhaupt ein nennenswerter Fehler eingestellt hat. Dies wird ermöglicht durch die bereits erwähnte Tatsache, dass die Winkel zwischen den inneren Rahmen (3 und 4) einerseits und dem äusseren Rahmen 5 andererseits bei Rampenübergängen (Drehungen um die z-Achse) erhalten bleiben und daher zum Steuern verwendet werden können. Damit wird das System gegenüber den unvermeidlichen Fehlern der Schwerpunktslage sehr unempfindlich und gestattet die Entnahme beträchtlicher Kräfte zur Betätigung der Registriervorrichtung. Da zudem die lästigen Drehschwingungen des einfachen Kreiselpendels durch den gemeinsamen Rahmen und vor allem durch die beschriebene Stabilisierungsvorrichtung praktisch beseitigt sind, können die beiden Schwerpunkte der Kreisel unbedenklich etwas unterhalb der Kardanpunkte angeordnet werden, was die Ausbalancierung wesentlich erleichtert und dem System zugleich eine gewisse Tendenz verleiht, nach allfälligen Abweichungen langsam wieder in die Ausgangslage zurückzukehren, sodass eine Korrekturvorrichtung im Sinne des vorhergehenden Abschnittes nicht nötig ist.

Allerdings kann gerade diese letztere Eigenschaft unter gewissen Umständen zu einer Fehlerquelle werden: Sind nämlich die von den beiden Kreiselpendeln herrührenden Drehmomente - oder aber die beiden Dralle - nicht gleich gross, so können insbesondere beim Befahren längerer Rampen Drehungen des gemeinsamen Rahmens um die x-Achse auftreten. Ohne eine sorgfältige Justierung der wesentlichen Grössen ist daher auch bei dieser Anordnung die Zuverlässigkeit der Messung nicht sichergestellt.

Eine grundsätzlich andere Anordnung mit zwei Kreiseln ist in Fig.4 schematisch dargestellt. Sie wurde zwar - soweit dem Verfasser bekannt ist - nie im Eisenbahnbau verwendet, passt aber insofern in den Rahmen der vorliegenden Schrift, als sie

mit der vom Verfasser endgültig gewählten Form eine gewisse Verwandtschaft aufweist. (Siehe deutsche Patentschrift 700933 vom 12.8.1930).

Es handelt sich hier um ein kardanisch aufgehängtes Kreiselpendel, bestehend aus dem Kreisel 1 und dem Pendel 2. Mit diesem Kreiselpendel ist die Lagerung des Hilfsrahmens 3 starr verbunden. Dieser ist um die  $\xi$ -Achse schwenkbar angeordnet und trägt den kleinen Hilfskreisel 4. Durch eine von einem Geschwindigkeitsmesser 5 gesteuerte Vorrichtung 6 wird der Rahmen 3 in Funktion der Fahrtgeschwindigkeit  $v$  geschwenkt, und zwar derart, dass die Geschwindigkeit  $v$  dem Sinus des Winkels  $\beta$ , den die Drehachse des Hilfskreisels mit derjenigen des Hauptkreisels einschliesst, proportional ist. Dem Hilfskreisel, dessen Trägheitsmoment  $J_\eta$  sei, wird eine konstante Winkelgeschwindigkeit  $\omega_\eta$  erteilt.

Somit erzeugt der Hilfskreisel bei einer translatorischen Beschleunigung  $dv/dt$  des Fahrzeuges ein Moment  $M_\xi$  um die  $\xi$ -Achse des mitgeschwenkten Koordinatensystems  $\xi \eta \zeta$ :

$$M_\xi = J_\eta \cdot \omega_\eta \cdot \frac{d\beta}{dt} = J_\eta \cdot \omega_\eta \cdot \frac{c_\beta}{\cos\beta} \cdot \frac{dv}{dt} \quad (4)$$

Wobei  $c_\beta$  sich aus den Uebersetzungsverhältnissen der Schwenkvorrichtung ergibt. Die um die  $y$ -Achse drehende Komponente dieses Momentes wird von der Aufhängung des Kreiselpendels als Lagerreaktion aufgenommen. Wirksam bleibt die Komponente  $M_z$  um die  $z$ -Achse:

$$M_z = M_\xi \cdot \cos\beta = J_\eta \cdot \omega_\eta \cdot c_\beta \cdot \frac{dv}{dt} \quad (5)$$

Da sämtliche Faktoren dieses Resultates mit Ausnahme der Beschleunigung konstant sind, ist das Moment allein von dieser abhängig und ihr direkt proportional. Es kann daher bei richtiger Wahl der Dimensionen zur Kompensation des durch die translatorische Beschleunigung im Pendel 2 hervorgerufenen Drehmomentes dienen. Hat das Pendel das Gewicht  $G$  und den Schwerpunkt im Abstand  $l$  von der  $x$ -Achse, so lautet die Kompensationsbedingung:

$$l \cdot \frac{G}{g} = -J_\eta \cdot \omega_\eta \cdot c_\beta \quad (6)$$



Befährt das Fahrzeug eine Kurve mit dem Radius  $R$ , so führt es eine Rotation um die  $y$ -Achse mit der Winkelgeschwindigkeit  $\Omega_y$  aus:

$$\Omega_y = \frac{v}{R} \quad (7)$$

Das Moment, das der Hilfskreisel infolge dieser Rotation erzeugt, dreht um die  $\xi$ -Achse und wird durch die Schwenkvorrichtung auf den Rahmen des Kreiselpendels übertragen. Dieses Moment hat die Grösse:

$$M_\xi = M_x = -J_\eta \cdot \omega_\eta \cdot \Omega_y \cdot \sin \beta \quad (8)$$

Eingesetzt:  $M_x = -J_\eta \cdot \omega_\eta \cdot c_\beta \cdot \frac{v^2}{R}$  (9)

In diesem Resultat ist lediglich der Term  $\frac{v^2}{R}$  variabel, der der Fliehkraft im gleichen Zeitpunkt offenbar proportional ist. Das Moment  $M_x$  ist somit zum Ausgleich des von der Fliehbeschleunigung auf das Pendel ausgeübten Drehmomentes geeignet. Die Kompensationsbedingung lautet hier:

$$l \cdot \frac{G}{g} = -J_\eta \cdot \omega_\eta \cdot c_\beta \quad (10)$$

Diese Bedingung ist identisch mit derjenigen für die Kompensation des von der translatorischen Beschleunigung erzeugten Momentes (Gleichung 6). Somit ist die gleichzeitige Kompensation beider Beschleunigungsarten ohne weiteres möglich.

Wenn man von sekundären Einflüssen absieht (siehe auch Abschnitt 33.2), so kann man das Verhalten eines derartigen Systemes während der Fahrt als unverändert gegenüber demjenigen im Stillstand ansehen. Immerhin wird auch in diesem Falle bei einer durch irgendwelche Ursachen hervorgerufenen Neigung der  $y$ -Achse gegenüber der Vertikalen eine langsame Präzessionsdrehung eintreten, wobei die Drehachse des Hauptkreisels wie beim einfachen Kreiselpendel eine kegelförmige Bahn beschreibt. Immerhin dürfte es nicht schwer fallen, durch zweckmässige Dimensionierung die Fehleramplituden sehr klein zu halten. In diesem Zusammenhang sei auf die nahe

verwandte Ausführung nach Fig. 7 hingewiesen, die im Abschnitt 24.2 beschrieben ist.

Damit ist also eine brauchbare Basis für die Ueberhöhungsmessung gegeben. Der einzige Nachteil der an sich hocheleganten Lösung besteht in dem recht komplizierten Gesamtaufbau und insbesondere in dem Umstand, dass die einwandfreie Steuerung des Hilfskreisels an die Präzision des hierzu erforderlichen Geschwindigkeitsmessers und der Uebertragungsorgane beträchtliche Anforderungen stellen dürfte. Dies ist wohl der Grund dafür, dass bisher kein Apparat des beschriebenen Systems im Eisenbahnbau verwendet wurde.

Aus demselben Grunde erscheint es auch unwahrscheinlich, dass jemals kompliziertere Systeme mit mehr als zwei Kreiseln - wie sie für andere Zwecke vielfach mit Erfolg verwendet werden - in der Oberbaumessung Eingang finden könnten. Die Erfordernisse des verhältnismässig rauhen Betriebes und der beschränkte Raum ziehen hier gewisse Grenzen, die nicht ohne weiteres überschritten werden dürfen.

#### 22.4. Der träge Körper.

Zweifellos die einfachste Basis für einen Ueberhöhungsmesser stellt ein starrer Körper dar, der in seinem Schwerpunkt um die x-Achse schwenkbar gelagert ist (eine kardanische Aufhängung ist in diesem Falle nicht erforderlich). Bei genügend reibungsarmer Lagerung und genügend hohem Trägheitsmoment um die Schwenkachse wird ein solcher Körper die Drehungen des Wagenkastens um diese Achse nicht mitmachen.

Obwohl das praktische Verhalten eines solchen Körpers angesichts der komplizierten Bewegungskombinationen eines fahrenden Wagens rechnerisch schwer zu erfassen ist, so kann anhand der folgenden Ueberlegungen doch ein Ueberblick über die Grössenordnungen der entscheidenden Faktoren gewonnen werden:

Der Körper besitze ein Trägheitsmoment  $J_x$  um die x-Achse. Während eines einzelnen Kurvenübergangsbogens wirke auf ihn im Laufe einer Zeit  $T/2$  das Lagerreibungsmoment  $M_x$  ein, das in erster Näherung als konstant angenommen werden darf. Da der Wagenkasten nach Beendigung des Uebergangsbogens wieder während einiger Zeit eine konstante Neigung hat, der Körper aber eine gewisse kinetische Rotationsenergie aufgespeichert hat, dreht sich der letztere während einer weiteren Zeitdauer  $T/2$ , wobei dasselbe Lagermoment jetzt seine Drehung abbremst und zum Stillstand bringt. Offenbar hat dann der während der gesamten Zeit  $T$  erreichte Fehlerwinkel  $\Delta\alpha$  die folgende Grösse:

$$\Delta\alpha = \frac{M_x}{J_x} \cdot T^2 \quad (11)$$

Da der zeitliche Verlauf des wirksamen Momentes starke Unsymmetrien aufweisen kann, (beispielsweise, wenn die Ausfahrt aus einer Kurve mit einer andern Geschwindigkeit erfolgt als die Einfahrt), muss für den einzelnen Uebergangsbogen ein sehr kleiner zulässiger Winkel  $\Delta\alpha_{zul}$  verlangt werden. Ist neben dem Trägheitsmoment auch das Gewicht  $G$  des Körpers gegeben, so kann daraus eine Bedingung für den zulässigen Radius  $\varrho_{zul}$  des Reibungskreises der Lagerung ermittelt werden:

$$\varrho_{zul} = \frac{\Delta\alpha_{zul} \cdot J_x}{T^2 \cdot G} \quad (12)$$

Die numerische Berechnung ist für den folgenden Fall durchgeführt:

Berechnungsbeispiel Nr. 2: Ein Uebergangsbogen von 75 m Länge werde mit einer Geschwindigkeit von 10 m pro Sekunde durchfahren. Daraus ergibt sich:

$$T = 15 \text{ s}$$

Durch geeignete Formgebung kann der Körper unter Berücksichtigung der beschränkten Raumverhältnisse (grösste zulässige Ausdehnung etwa 200 cm in Vertikalrichtung) bestenfalls etwa ein Trägheitsmoment von 6 cmkgs<sup>2</sup> pro kg Gewicht erhalten. Bei einem zulässigen Fehlerwinkel  $\Delta\alpha_{zul}$  von 0,2 % erhält man:

$$\varrho_{zul} = 5.3 \cdot 10^{-5} \text{ cm}$$

Dieser Wert liegt bereits unter der Grenze dessen, was mit guten Kugellagern zu erreichen ist. Eine hochempfindliche und entsprechend komplizierte Speziallagerung erweist sich daher als unerlässlich. Zudem ist noch zu beachten, dass an die Starrheit des Körpers sowie an seine Unempfindlichkeit gegenüber Temperaturschwankungen sehr hohe Anforderungen gestellt werden müssen, da die geringsten Deformationen zu Schwer-

punktsverschiebungen und somit zu Fehlern Anlass geben. Da überdies der Antrieb einer Registrierfeder nur durch Nachlaufsteuerungen möglich wäre, erweist sich die grundsätzliche Einfachheit des Systems als illusorisch.

### 23. Zweite Gruppe: Systeme, die eine anfangs gegebene Richtung rekonstruieren.

Gegen Ende der Dreissigerjahre wurde in Frankreich ein Ueberhöhungsmesser entwickelt, der die Ueberhöhung durch Integration der Gleisverwindung über der Strecke ermittelte. (M. Mauzin, "Applications des méthodes piezo-électriques en mécanique industrielle", Bulletin de la Société Française des Mécaniciens, Januar/Februar 1939; M. Mauzin, "Description d'une voiture permettant, à grande vitesse, l'auscultation des voies de chemin de fer", Revue générale des Chemins de Fer, März 1939). Das Prinzip eines solchen Apparates zeigt Fig. 5 in stark vereinfachtem Schema:

Der unabgefedert dargestellte Wagenkasten 1 ruht auf der starren Radachse 2 und der um die x-Achse schwenkbaren Pendelachse 3. Der Achsabstand ist  $\Delta x$ . Infolge der Verwindung (d. h. der Aenderung der Ueberhöhung) sind die Radachsen 2 und 3 in einem Uebergangsbogen nicht parallel, sondern um einen kleinen Winkel  $\Delta\alpha$  gegeneinander verwunden. Somit ist offenbar:

$$d\alpha \cong \frac{\Delta\alpha}{\Delta x} \cdot dx \quad (13)$$

Da die Länge  $\Delta x$  im Verhältnis zur Gesamtstrecke kurz ist, kann diese Beziehung als gute Näherung angesehen werden. Ihre Integration ergibt den Ueberhöhungswinkel  $\alpha$ :

$$\alpha = \int_0^x \frac{\Delta\alpha}{\Delta x} \cdot dx \quad (14)$$

Selbstverständlich ist hierbei die Integrationskonstante gleich Null, wenn von einer nicht überhöhten Stelle ausgegangen wurde.

Der Integrator, der die Ueberhöhung zu errechnen hat, ist in Fig. 5 als Gonella-Scheibenintegrator dargestellt, um eine bessere Uebersicht zu ermöglichen. Bei der erwähnten

Ausführung wurde dagegen ein sehr sinnreich ausgedachter Integrator mit vier Kugeln verwendet, dessen Beschreibung in den angeführten Literaturstellen zu finden ist. Das in Fig. 5 abgebildete Hebelwerk zur Uebertragung des Integranden auf die Integrierrolle ist natürlich gegenüber der tatsächlichen Ausführung sehr stark vereinfacht, sodass seine Funktion keiner weiteren Erläuterung bedarf.

Die praktische Verwirklichung der Grundidee stösst auch in diesem Falle auf beträchtliche Schwierigkeiten: Infolge der Abfederung der Radachsen gegenüber dem Wagenkasten und der daraus resultierenden Relativbewegungen gestaltet sich die einwandfreie Uebertragung des Integranden zum Integrator recht schwierig. Insbesondere muss beachtet werden, dass selbst geringe Fehler in der "Nulleinstellung" des Integrators (dh. im Falle des Scheibenintegrators: Abweichungen der Integrierrolle vom Scheibenmittelpunkt bei  $\Delta\alpha = 0$ ) nach einiger Zeit unweigerlich zu grossen Abweichungen des Resultates führen müssen. Ebenso können kleine geometrische Unkorrektheiten (wie sie bei derartigen Uebertragungen häufig toleriert werden, weil sie bei nicht integrierten Grössen nicht ins Gewicht fallen) bedeutende Fehler des Endresultates hervorrufen.

Schliesslich ist noch zu berücksichtigen, dass der Integrand infolge der Schienenstösse von ruckartigen Spitzen durchsetzt ist, deren Amplituden in der Grössenordnung des Integranden selbst liegen können. Dieser Umstand wirkt sich ungünstig auf die Genauigkeit der Integration aus und führt zu einem erhöhten Verschleiss der durch Friktion gekuppelten integrierenden Elemente.

Auch im vorliegenden Falle dürfte es daher - wie bei allen relativen Ueberhöhungsmessern - vorteilhaft sein, die Apparatur durch eine Korrekturvorrichtung zu ergänzen. Eine solche Vorrichtung müsste beispielsweise durch die Schwerkraft gesteuert sein und derart auf das System einwirken, dass die unvermeidlichen Integrationsfehler nicht zu einem mit zunehmender Strecke über alle Massen wachsenden Integral führen können, sondern nur zu erträglichen Abweichungen von der idealen Lage. Wenn auch im Rahmen der vorliegenden Schrift nicht auf die Verwirklichungsmöglichkeiten einer derartigen Vorrichtung eingegangen werden kann, so sei immerhin auf den Abschnitt 32 verwiesen, wo eine Korrekturvorrichtung sehr einfacher Art im Zusammenhang mit einer vom Verfasser bearbeiteten Anordnung für einen integrierenden Ueberhöhungsmesser beschrieben wird.

24. Dritte Gruppe: Systeme, die bei Abweichungen von der Ursprungslage durch äussere Kräfte wieder zurückgedreht werden.

24.1. Das Schwerependel.

Für den Stillstand oder die gerade Fahrt stellt ein um die x-Achse schwenkbares Schwerependel das gegebene Mittel zur Bestimmung der erforderlichen Bezugsrichtungen dar. Es versagt aber bei Kurvenfahrt, da es dann die Richtung des Scheinlot's, dh. der Resultierenden aus Schwer- und Fliehkraft anzeigt. Darüber hinaus besteht für ein Pendel stets die Gefahr, dass es durch die Erschütterungen des Fahrzeuges zu Schwingungen angeregt wird.

Es ist daher begreiflich, dass die ersten, seit 1913 vom russischen Ingenieur Dolgow gebauten und durch Ljaschenko 1930 modernisierten Oberbaumesswagen mit gedämpften Pendeln zur Ueberhöhungsmessung eine Höchstgeschwindigkeit von 25 km in der Stunde nicht überschreiten dürfen. Dass ein solches Handicap nur auf wenig befahrenen Strecken überhaupt tragbar ist, braucht wohl nicht besonders betont zu werden. (P.S. Durnow, "Organisazija remonta i soderschanija puti", I. Band, Moskau 1945).

Es gibt zahlreiche Möglichkeiten zur Ausschaltung des Einflusses der Fliehkraft. Am einfachsten wäre es, dem Pendel eine so geringe Eigenfrequenz zu erteilen, dass es in einer normalen Kurve nicht Zeit hätte, die Richtung des Scheinlot's anzunehmen. Das Pendel müsste also ein grosses Trägheitsmoment  $J_x$  um die x-Achse und ein kleines Pendelmoment (Produkt aus dem Gewicht  $G$  des Pendels und dem Abstand  $l$  seines Schwerpunktes von der Schwenkachse) erhalten. Wie das folgende Berechnungsbeispiel zeigt, ergibt sich bei den gegebenen räumlichen Abmessungen ein äusserst kleiner Schwerpunktsabstand. Damit aber das Pendel überhaupt noch als solches angesprochen werden darf, muss das Pendelmoment ein Vielfaches des Reibungsmomentes der Lagerung, somit auch der Schwerpunktsabstand ein Vielfaches des Reibungsradius  $q$  betragen. Damit rückt - ganz ähnlich wie beim trägen Körper - die Frage der Lagerung entscheidend in den Vordergrund. Auch hier muss festgestellt werden, dass in der Praxis eine genügend feine Lagerung schwer zu realisieren sein dürfte. Bei sorgfältiger Konstruktion sind gewisse Erfolge vielleicht nicht ausgeschlossen, wie aus den Versuchen von H. J. Mulleneux mit einem waagenähnlichen Instrument für den (allerdings bewusst nur für eine ziemlich grobe Gleiskontrolle entworfenen) Oberbaumesswagen der indischen Bahnen hervorzugehen scheint (M. F. O. de Mellor,

"Track Recording Car on the Great Indian Peninsular Railway",  
Engineering, 1. September 1939).

Berechungsbeispiel Nr. 3: Die Eigenfrequenz des Pendels ist:

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{g\ell}{J_x}}$$

Da die Kurvenfahrt unter Umständen mehrere Minuten dauern kann (zB. etwas über zwei Minuten bei einem Kehrtunnel von  $360^\circ$  und 300 m Radius, der mit einer Geschwindigkeit von  $15 \text{ ms}^{-1}$  durchfahren wird), muss die erforderliche Schwingungsdauer ein beträchtliches Vielfaches von 10 Minuten sein. Somit gilt für die Frequenz:

$$f \ll 1.67 \cdot 10^{-3} \text{ s}^{-1}$$

Wie im Falle des trägen Körpers (siehe Berechnungsbeispiel 2, Abschnitt 22.4) sei das Trägheitsmoment  $6 \text{ cmkg}^2$  pro kg Gewicht. Somit ist:

$$1.67 \cdot 10^{-3} \gg \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\ell}{6}}$$

Nach  $\ell$  aufgelöst:

$$\ell < 0.66 \cdot 10^{-3} \text{ cm}$$

Grundsätzlich wäre auch ein Pendel mit einem variablen Pendelmoment denkbar. Dieses müsste von der Kurvenkrümmung her derart gesteuert werden, dass es nur in geraden Streckenteilen ein nennenswertes Pendelmoment hätte, in Kurven dagegen zum trägen Körper würde. In noch höherer Masse als beim Ausschalten einer Kreiselkorrekturvorrichtung müsste aber hier befürchtet werden, dass die Wirkung des Pendelmomentes in kurvenreichen Strecken ungenügend wäre, was unweigerlich zu einem vollständigen Verlust der Orientierung führen müsste.

Diese Überlegungen führen zu der Erkenntnis, dass ein Pendel nur dann den Erfordernissen der Ueberhöhungsmessung gerecht werden kann, wenn der Einfluss der Fliehbeschleunigungen durch geeignete Korrekturvorrichtungen dauernd und vollständig kompensiert werden kann.

#### 24.2. Korrekturvorrichtungen.

Zur Korrektur eines Pendels muss eine der Fliehbeschleunigung proportionale Grösse durch geeignete Elemente reproduziert und derart mit dem Resultat des Pendels verknüpft

werden, dass der Einfluss der Fliehbeschleunigung auf das Endergebnis verschwindet.

Diese Korrektur kann grundsätzlich auf zwei verschiedene Arten erfolgen: Im ersten Falle nimmt das Pendel die Richtung des Scheinlotes an und das Endresultat wird durch Addition der Korrektur zum Ergebnis des Pendels ermittelt. Dabei werden also keine nennenswerten Momente auf das Pendel übertragen. Im zweiten Falle dagegen erzeugt die Korrekturvorrichtung ein Moment, das direkt auf das Pendel einwirkt. Auf diese Weise wird das von der Fliehbeschleunigung herrührende Moment unmittelbar kompensiert, sodass das Pendel stets das Bestreben hat, vertikal im Raume zu hängen. Diese letztere Methode sei als "mechanische" Pendelkorrektur bezeichnet, die erste hingegen als "geometrische".

Eine einfache Form der geometrischen Korrektur ist aus dem Flugzeugbau bekannt. Es handelt sich dabei um den sogenannten Pendelquerneigungsmesser mit Fliehkraftkorrektur, der sich allerdings infolge seiner Empfindlichkeit gegenüber Böenbeschleunigungen nicht durchsetzen konnte. Die Grösse der Fliehkraft wird bei diesem Instrument am Pendel selber gemessen, dessen Gewicht nicht an einem starren Arm, sondern an einer Federwaage befestigt ist. Tritt zum Gewicht eine Fliehkraft hinzu, so vergrössert sich die gesamte Kraft und die Federwaage schlägt aus. Die Grösse dieses Ausschlags ist ein Mass für die Fliehbeschleunigung. Wirkt beispielsweise auf die Masse  $m$  des Pendelgewichtes ausser der Erdbeschleunigung  $g$  noch eine Fliehbeschleunigung  $b_z$ , so ist die resultierende Gesamtbeschleunigung offenbar:

$$b_{\text{tot}} = \sqrt{g^2 + b_z^2} \quad (15)$$

Die trigonometrischen Verhältnisse sind dabei aus Fig. 6 abzulesen. Da die Fliehbeschleunigungen im Eisenbahnbau stets wesentlich kleiner sind als die Erdbeschleunigung, kann in erster Näherung gesetzt werden:

$$b_{\text{tot}} \approx g + \frac{b_z^2}{2g} \quad (16)$$

Ist beispielsweise die Fliehbeschleunigung von der Grössenordnung  $0,1 \cdot g$  (was bereits sehr beträchtlich ist), so liegt die Differenz zwischen  $b_{\text{tot}}$  und  $g$  im Bereich von



0,005 g . Bedenkt man, dass diese Grösse den gesamten Korrekturbereich umfasst, so ist leicht einzusehen, dass es sich um eine äusserst genaue Kraftmessung handeln muss. Erschwerend tritt noch hinzu, dass die gemessene Kraftdifferenz nicht unmittelbar verwertet werden kann, sondern erst nach einer Umrechnung, die  $b_2$  liefert. Der Apparat erscheint daher auch für den Eisenbahnbau ungeeignet.

Der für die geometrische Korrektur erforderliche Ausdruck  $v^2/R$  könnte u.a. auch mit Hilfe einer Vorrichtung ermittelt werden, welche die Geschwindigkeit und die Krümmung getrennt misst und daraus die Korrekturgrösse berechnet. Ausser einer Vorrichtung zur Messung der Krümmung (die ohnehin in einem Oberbaumesswagen nicht fehlen darf) und einem geeigneten Geschwindigkeitsmesser (der ebenfalls in den meisten Fällen vorhanden sein dürfte) wäre also lediglich eine Leitkurvenmechanik zur Erzeugung des Quadrates sowie ein Multiplikator erforderlich. Damit liesse sich eine relativ einfache Vorrichtung für die Ueberhöhungsmessung bauen, wobei allerdings neben den weiter unten darzulegenden prinzipiellen Nachteilen der geometrischen Korrektur - auch der meist unstetige Verlauf der Krümmung (Spiessgang des Messdrehgestelles usw.) in Form relativ hochfrequenter Unregelmässigkeiten von nicht unbeachtlicher Amplitude mitregistriert würde. Dies dürfte die Auswertung wesentlich erschweren. Zudem wäre das Auffinden kleiner Fehler in der Ueberhöhung nicht möglich. Eine Verbesserung wäre nur durch den Einbau eines geeigneten Schwingungsfilters in die Uebertragungsorgane für die Krümmungsmessung denkbar.

Das beste Mittel zur Verwirklichung einer mechanischen Pendelkorrektur ist der Kreisel. Im Grunde genommen könnte schon das in Fig.4 dargestellte Kreiselpendel (siehe auch Abschnitt 22.3) als mechanisch korrigiertes Pendel bezeichnet werden, dessen Pendelschwingungen allerdings durch den Hauptkreisel in eine Präzessionsdrehung umgewandelt werden. Das dort skizzierte Prinzip lässt sich aber ohne weiteres derart abwandeln, dass das Pendel (das in jenem Falle nur die Rolle einer Korrekturvorrichtung für den Hauptkreisel spielte) zum zentralen Element des Apparates wird. Eine solche Anordnung ist in Fig.7 dargestellt: Der Rahmen 1 ist um die x-Achse schwenkbar gelagert und starr mit dem Pendelgewicht 2 verbunden. Er trägt die Lagerung des ebenfalls um die x-Richtung schwenkbaren Kreiselrahmens 3. Der Kreisel 4 ist in gleicher Weise gesteuert und kompensiert die Fliehkraft des Pendelgewichtes gleich wie der Hilfskreisel im erwähnten Falle. Das Neue der abgewandelten Form besteht neben der Abwesenheit des Hauptkreisels darin, dass das Pendel nur einen Freiheitsgrad besitzt. Die Frequenz seiner Eigenschwingung ist daher wesentlich höher als diejenige der Präzessionsdrehung des ursprünglichen Systems.

Das Instrument kehrt also sofort nach einer Auslenkung in die Ausgangslage zurück und kann somit (unter der Voraussetzung, dass die Schwingungsenergie durch eine geeignete Dämpfung rasch vernichtet wird) als absoluter Ueberhöhungsmesser (im Sinne der Definition in Abschnitt 21) bezeichnet werden.

Obwohl der Verzicht auf die (im gegebenen Zusammenhang nicht interessierende) Messung der Längsneigung zu einer beträchtlichen Vereinfachung des Gesamtaufbaues führt, so darf doch nicht übersehen werden, dass die in Abschnitt 22.3 dargestellten Schwierigkeiten weitgehend auch für die abgeänderte Anordnung gelten. Immerhin ist sie für die vorliegende Schrift von einigem Interesse, weil sie eine Uebergangslösung zu der vom Verfasser erprobten Form (siehe Abschnitt 33.1 und folgende) darstellt.

Zum Abschluss soll noch kurz auf die grundsätzlichen Vor- und Nachteile beider Korrekturmethode eingegangen werden. Hierbei ist in erster Linie zu berücksichtigen, dass es sich bei einem Pendel um ein schwingungsfähiges Gebilde handelt, das nicht ohne weiteres beliebig stark gedämpft werden darf, weil sonst beträchtliche Verzögerungen der Anzeige eintreten können. Es muss daher von vorneherein darauf geachtet werden, dass das Pendel nach Möglichkeit überhaupt nicht ins Schwingen geraten kann. Nun liegt es in der Natur des geometrisch korrigierten Pendels, dass es beim Auftreten bzw. Verschwinden von Fliehbeschleunigungen ausgelenkt und somit zu Schwingungen angeregt wird. Dagegen hat das mechanisch korrigierte Pendel stets das Bestreben, seine vertikale Lage im Raume beizubehalten und wird daher im Idealfall durch die Fliehbeschleunigungen überhaupt nicht zum Schwingen angeregt. Wenn auch das geometrisch korrigierte Pendel gegenüber dem (durch die Ueberhöhung ebenfalls annähernd in die Richtung des Scheinlotes gebrachten) Fahrzeug etwas stärker gedämpft werden kann als das mechanisch korrigierte, so steht doch die grundsätzliche Ueberlegenheit des letzteren ohne Zweifel fest.

## 25. Abschliessende Betrachtungen.

Greift man aus der Vielfalt der Möglichkeiten diejenigen heraus, die den grössten Erfolg versprechen bzw. sich in der Praxis am besten bewährt haben, so kommt man zu folgenden Resultaten:

1. Der Kreisel erscheint - da alle übrigen Methoden einer eingehenden kritischen Untersuchung nicht standhalten - als das weitaus geeignetste Mittel

zur Festlegung der raumfesten Bezugsrichtung.

2. Die besten unter den beschriebenen Lösungen gehören zur Gruppe der relativen Ueberhöhungsmesser. (Eine Ausnahme bildet der in Abschnitt 24.2 beschriebene und in Fig.7 skizzierte Apparat; hiezu muss aber festgestellt werden, dass diese Anordnung nicht aus der Praxis stammt, sondern vom Verfasser - übrigens erst nach Ausführung der von ihm endgültig gewählten Lösung - vorge schlagen wurde).

Zur ersten Feststellung ist zu bemerken, dass es sich bei den als brauchbar befundenen Fällen durchwegs um schnelllaufende Kreisel mit Drehzahlen zwischen 5000 und 30 000 Umdrehungen pro Minute handelt, die selbstverständlich an sich schon beträchtliche Anforderungen an Konstruktion und Unterhalt stellen. Bei grossen Ausführungen sind ausserdem zusätzliche Batterien erforderlich, da eine normale Wagenbatterie für die benötigten Leistungen nicht mehr ausreicht. Bei kleinen Ausführungen dagegen sind Nachlaufsteuerungen für die Betätigung der Registerfedern unvermeidlich. Ferner kommen noch verschiedene Nebenaggregate hinzu, wie Schaltapparate für den Anlauf und - im Falle des sehr beliebten Asynchron- Dreiphasenantriebes - Frequenzumformer. Mit den dazugehörigen Korrekturvorrichtungen ergeben sich somit bereits recht komplizierte Anlagen, deren Bau und Erprobung bedeutende Mittel in Anspruch nehmen. Eine weitere unangenehme Eigenschaft stellt die lange Anlaufzeit grosser Kreisel dar, die in manchen Fällen mehr als eine Viertelstunde in Anspruch nimmt.

Die zweite Feststellung sagt implicite aus, dass bei der Auswertung der aufgenommenen Diagramme unter Umständen gewisse Berichtigungen der Abszissenachse erforderlich sind: Die Apparate an sich haben nicht das Bestreben, die Richtung der Erdbeschleunigung anzunehmen. Sie suchen nur ihre jeweilige Lage im Raum beizubehalten. Bei auftretenden Störungen werden sie von den Korrekturvorrichtungen langsam wieder in die Ausgangslage zurückgedreht (ein zu rasches Arbeiten der Korrekturvorrichtungen würde in den meisten Fällen zu Verzerrungen des Diagrammverlaufes führen). Die Abszissenachse ist daher keine Gerade, sondern eine flach verlaufende Kurve, deren Charakter von der Art der verwendeten Korrekturvorrichtung abhängt. Es muss betont werden, dass diese Feststellung im Wesentlichen für die geschilderten Zweikreiselsysteme ebenso gilt wie für den einfachen kardanisch aufgehängten Kreisel. Während aber bei dem letzteren die Abszissenachse grundsätzlich eine unregelmässige Zick-Zack-Linie darstellt (dh. konstante Korrektur-Winkelgeschwindigkeit bei konstantem Korrekturmoment), verläuft sie beispielsweise bei einem Ueberhöhungsmesser nach

Fig.4 im Wesentlichen sinusförmig. Auf alle Fälle kann die Ueberhöhung nicht immer aus der Ordinate des Diagrammes, bezogen auf eine feste Abszissenachse, abgelesen werden, sondern muss unter Berücksichtigung der jeweiligen Verhältnisse eine Korrektur erhalten. Hierbei dürfte übrigens eine zickzack-förmige Abszissenachse günstiger sein als eine sinusförmige, da ihr Verlauf dann mit einiger Uebung direkt aus dem Diagramm herausgelesen und mit dem Lineal mit genügender Genauigkeit rekonstruiert werden kann.

Als Fazit aus den obigen Ueberlegungen ergeben sich die folgenden Wünsche, denen eine Weiterentwicklung nach Möglichkeit gerecht werden sollte:

1. Verminderung des Aufwandes. Diese kann durch möglichst einfachen Gesamtaufbau, durch Beschränkung der Drehzahl und durch Vereinfachung bzw. Fortfallen der Korrekturvorrichtungen (letzteres bei absoluter Ueberhöhungsmessung) erreicht werden.
2. Erhöhung der Absolutgenauigkeit. Hier sind zwei Wege möglich: Bei relativer Ueberhöhungsmessung müssen die Abweichungen des Apparates selber infolge von Störungen so langsam vor sich gehen, dass eine äusserst langsam wirkende Korrekturvorrichtung genügt. Dann verläuft die Abszissenachse so flach, dass sie praktisch als Gerade bezeichnet werden darf. Bei absoluter Ueberhöhungsmessung dagegen ist die gestellte Forderung automatisch erfüllt.
3. Berücksichtigung der für den Betrieb im fahrenden Wagen unerlässlichen Forderung nach Robustheit und Zuverlässigkeit.

Die Arbeiten des Verfassers, denen die folgenden Abschnitte gewidmet sind, stellen Versuche dar, in der durch diese Ueberlegungen gewiesenen Richtung einen Schritt weiterzukommen.

### 3. Ueberhöhungsmessung mit nichtkardanisch aufgehängten

Kreiseln.

#### 31. Allgemeines.

Lässt man einen Kreisel um eine Achse rotieren, die starr mit dem Fahrzeug verbunden ist, so entstehen in den Lagern des Kreisels Reaktionsmomente, wenn das Fahrzeug Drehbewegungen im Raume ausführt. Beim Durchfahren einer Kurve treten derartige Drehbewegungen um zwei Achsen auf, und zwar: Erstens beim Uebergang von der Geraden in die Kurve und umgekehrt eine Drehung um die Längsachse infolge der Zu- und Abnahme der Ueberhöhung; zweitens während der Kurvenfahrt selber eine Drehung um die Vertikalachse. Obwohl die Winkelgeschwindigkeiten in beiden Fällen nicht gross sind, so genügen sie doch, um selbst bei mässig schnell laufenden Kreiseln mittlerer Grösse beträchtliche Reaktionsmomente auszulösen, wie aus den Berechnungsbeispielen der folgenden Abschnitte ersichtlich ist.

Die Erkenntnis dieser Tatsache führte zu der Idee, das Reaktionsmoment, das bei einer Drehung des Fahrzeuges um die Längs- bzw. die Vertikalachse entsteht, direkt als Messgrösse für die Ueberhöhungsmessung zu verwenden. Auf diese Weise ergibt sich ein neuer Typ von Ueberhöhungsmessern, der - unabhängig von der Zugehörigkeit zu einer der Gruppen im Sinne der Einteilung nach Abschnitt 21 - durch die folgenden Merkmale gekennzeichnet ist:

1. Die Drehachse des Kreisels besitzt gegenüber dem Fahrzeug einen und nur einen Freiheitsgrad. Dabei ist sie um eine zu ihrer eigenen Richtung senkrecht stehende Achse schwenkbar.
2. Die Schwenkbarkeit um diese Achse ermöglicht in Verbindung mit einer geeigneten Messvorrichtung die Bestimmung der Winkelgeschwindigkeit des Fahrzeuges um die dritte, zu den beiden vorerwähnten senkrechte Achse.
3. Die derart gemessene Winkelgeschwindigkeit wird als Messgrösse zur Ermittlung einer raumfesten Bezugsrichtung verwendet.

Dass ein solches Grundprinzip unter Umständen zu wesentlichen konstruktiven Vereinfachungen führen kann, ist in Anbetracht des Wegfallens der kardanischen Aufhängung klar. Dazu

kommt noch die bereits angedeutete Tatsache, dass man mit wesentlich weniger forcierten Kreiseln auskommt als bei den heutigen Konstruktionen. Auch gegenüber der zwar nicht kardanischen, wohl aber durch zwei Freiheitsgrade gekennzeichneten Aufhängung nach Fig. 7 (Abschnitt 24.2) ist eine grundsätzliche Vereinfachung festzustellen.

Für die Erfüllung der ersten und dritten Forderung des Abschnittes 25 sind somit gewisse Möglichkeiten gegeben. Dagegen können nur eingehende Untersuchungen die Frage entscheiden, ob und auf welche Weise nach diesem Grundprinzip eine genügende Messgenauigkeit des Endresultates erreicht werden kann.

## 32. Der integrierende Kreisell-Überhöhungsmesser.

### 32.1. Grundprinzip.

Im folgenden wird eine Anordnung beschrieben, bei der die Winkelgeschwindigkeiten des Fahrzeuges um seine Längsachse (x-Achse) als Basis für die Überhöhungsmessung verwendet werden. Die Kreisellachse y liegt somit in der zur x-Achse senkrechten Ebene, das heisst - sofern man nicht weiter motivierte schräge Lagen unberücksichtigt lässt - entweder vertikal oder horizontal in Querrichtung. Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_y$  des Kreisells wird konstant gehalten. Sein Trägheitsmoment um die y-Achse sei  $J_y$ . Der Winkel, den die Unterlage des Kreisells (in Fig. 8 durch die schraffierten Lagerstellen angedeutet) mit der horizontalen Bezugsrichtung quer zur x-Achse einschliesst, wird durch entsprechende Vorrichtungen dem Überhöhungswinkel  $\alpha$  gleich gehalten (wo dies nicht möglich ist, kann eine sinngemässe Korrektur des Resultates vorgenommen werden, wie in Abschnitt 12 beschrieben).

Die Winkelgeschwindigkeit  $\Omega_x$  des Instrumentes um die x-Achse ist offenbar:

$$\Omega_x = \frac{d\alpha}{dt} \quad (17)$$

Das Reaktionsmoment  $M_z$ , das dabei auf die Lagerung des Kreisells wirkt, dreht um die zu x und y senkrechte Achse z und hat die Grösse:

$$M_z = J_y \cdot \omega_y \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (18)$$

Nach dem Winkелеlement aufgelöst:

$$d\alpha = \frac{M_z}{J_y \cdot \omega_y} \cdot dt \quad (19)$$

Damit ist der Ueberhöhungswinkel:

$$\alpha = \frac{1}{J_y \cdot \omega_y} \cdot \int_0^t M_z \cdot dt \quad (20)$$

Für die Ueberhöhungsmessung ist somit eine Apparatur erforderlich, die aus den folgenden Hauptelementen besteht:

1. Einem Kreisel, dessen Drehzahl konstant gehalten wird und dessen Drehachse  $y$  um die  $z$ -Achse schwenkbar angeordnet ist.
2. Einer Vorrichtung, die die Reaktionsmomente des Kreisels um die  $z$ -Achse misst.
3. Einem Integrator, der den Betrag des Momentes über der Zeit integriert.

Im Wesentlichen handelt es sich also um einen Apparat, der dem vom Flugzeugbau her bekannten Wendezeiger weitgehend entspricht, aber durch einen Integrator ergänzt ist.

Es muss betont werden, dass die Schwenkbarkeit des Kreisels um die  $z$ -Achse einzig zur Messung des Reaktionsmomentes notwendig ist und dass der Schwenkungswinkel möglichst klein sein sollte, da sonst sekundäre Reaktionsmomente auftreten können. In diesem Zusammenhang sei auf die Besprechung der Fehlerursachen im Abschnitt 32.3 hingewiesen.

### 32.2. Konstruktive Möglichkeiten.

Obwohl im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht auf konstruktive Details eingegangen werden kann, erscheint es doch angebracht, anhand einer Prinzipskizze (Fig.8) den Beweis zu erbringen, dass der Forderung nach konstruktiver Einfachheit mit

einem derartigen Apparat weitgehend Genüge geleistet werden kann. Darüber hinaus dient dieses Schema als Basis für die im folgenden Abschnitt durchgeführten Genauigkeitsuntersuchungen, welche über die praktische Brauchbarkeit des Systems zu entscheiden haben.

Der Rahmen 1 des Kreisels 2 ist in zwei fahrzeugfesten Lagern um die Vertikalachse schwenkbar angeordnet. Als Messorgan für das Reaktionsmoment dient ein Torsionsstab 3, der am unteren Ende starr mit dem Kieselrahmen verbunden, am oberen Ende aber gelagert und durch einen Lenker 4 in erster Näherung in seiner Lage festgehalten wird. Das untere Ende des Kieselrahmens trägt die Lagerung des Schneidenrades 5, das seinerseits auf dem Zylinder 6 läuft. Ein geeigneter Antrieb 7 treibt die Welle 8 mit konstanter Winkelgeschwindigkeit an. Auf dieser Welle ist der Zylinder 6 achsial verschiebbar, aber nicht verdrehbar gelagert. Der Antrieb des Kreisels erfolgt durch einen Synchronmotor, der von einem nicht gezeichneten Geber auf der Welle 8 gesteuert wird.

Unter Einwirkung des Reaktionsmomentes (infolge Drehung des Apparates um die x-Achse) verdreht sich der Torsionsstab, und die Achse des Schneidenrades weicht um einen Winkel  $\varphi$  von der y-Richtung ab, welcher bei kleinen Werten dem Reaktionsmoment proportional ist. Bei schlupffreiem Abrollen des Schneidenrades auf dem Zylinder, dessen Achse die y-Richtung beibehält, entsteht eine achsiale Verschiebung des Zylinders, die dem Integral des Tangens von  $\varphi$  (bei kleinen Werten also dem Integral des Winkels) über der Zeit proportional ist. Diese Verschiebung ist also nach der Beziehung (20) der Ueberhöhung proportional.

Für die auch in diesem Falle unerlässliche Korrekturvorrichtung (siehe Abschnitte 23 und 32.3) ergibt sich hier eine ausserordentlich einfache Anordnung: Ein durch die Verschiebungen des Zylinders gesteuerter Geber 9 (beispielsweise ein Kontaktpaar) wirkt auf einen Empfänger 10 (beispielsweise ein Paar von Elektromagneten), der dem Lenker 4 kleine Auslenkungen nach der einen oder der anderen Seite erteilt. Diese gelangen über den Torsionsstab als additive Zusätze zum Integranden in den Integrator und bewirken bei vorzeichenmässig richtiger Anordnung der Elemente ein langsames Zurückkehren des Zylinders in seine Ausgangslage. Um eine Verzerrung des Diagrammverlaufes durch diese Korrektur an überhöhten Streckenteilen zu verhindern, wird der Geber so ausgebildet, dass die Vorrichtung nur bei kleinen Verschiebungen des Zylinders wirksam ist, bei grossen Ueberhöhungen aber ausser Betrieb gesetzt wird.

Einer gewissen Rechtfertigung bedarf die Wahl des Schneidenrad-Zylinderintegrators, der für den Bau von Integrier-



anlagen und ähnlichen Apparaten nur selten verwendet wird. Seinen schlechten Ruf verdankt er aber nicht etwa mangelnder Genauigkeit, sondern dem Umstand, dass bei ihm die Grösse des Integrals durch eine konstruktive Grösse, nämlich die Länge des Zylinders, begrenzt ist. In dem zur Diskussion stehenden Falle ist aber das Integral selber seiner Natur nach eine begrenzte Grösse, sodass dieser Nachteil nicht besteht. Andererseits haben fast alle anderen Integratoren die Eigenschaft, dass sie bei kleinen Werten des Integranden unter ungünstigen Reibungsverhältnissen arbeiten, während der Schneidenradintegrator gerade dann die grösste Genauigkeit und die geringste Abnutzung der reibenden Teile ergibt. Dies prädestiniert ihn für den vorliegenden Fall, wo es sich um kleine Ausschläge des Schneidenrades handelt. Schliesslich sei noch erwähnt, dass dieser Integrator eine einfache und kompakte Gesamtkonzeption des Apparates ermöglicht und dass bei vertikaler Anordnung der Schwenkachse die erforderliche Anpressung des Schneidenrades durch das Eigengewicht des Kreisels erfolgen kann, sodass die Genauigkeit der Momentenmessung nicht durch unnötige Lagerreibungen beeinträchtigt wird.

Gegenüber der nahe verwandten Ausführung nach Fig. 5 (Abschnitt 23) besitzt die hier vorgeschlagene Anordnung in erster Linie konstruktive Vorteile. So ist (bei Montage des Apparates am Wagenkasten und Korrektur des Resultates aus der Relativneigung zwischen Wagenkasten und Radachse) der zeitliche Verlauf des Integranden wesentlich stetiger als in jenem Falle. Zudem ist es möglich, den Ueberhöhungsmesser als in sich geschlossenes Ganzes unabhängig vom übrigen Aufbau des Wagens herzustellen. Schliesslich ist seine Genauigkeit nicht von den Deformationen der Uebertragungsorgane und des Wagenkastens selber abhängig.

### 32.3. Fehlerursachen.

Bei der Beurteilung der in Betracht zu ziehenden Fehlerursachen sind von vorneherein zwei verschiedene Gesichtspunkte zu unterscheiden: Einerseits sind Fehler möglich, die sich lediglich auf den Masstab der Registrierung auswirken, die somit relativ leicht ausgemerzt werden können, andererseits solche, die zu einer Verschiebung der Abszissenachse führen und so zu bleibenden Abweichungen Anlass geben.

Die grundlegende Frage, ob eine Korrekturvorrichtung erforderlich ist, hängt einzig von der Grösse dieser letzteren Fehler ab. Es wird ihnen daher im Weiteren besondere Aufmerksamkeit geschenkt.

Als Fehlerursachen kommen in Frage:

1. Unregelmässigkeiten in der Winkelgeschwindigkeit des Kreisels und des Integratorantriebes.
2. Fehler in der Vorrichtung zur Messung des Reaktionsmomentes infolge von Reibungen.
3. Exzentrische Lage des Kreiselschwerpunktes gegenüber der Schwenkachse.
4. Fehler innerhalb des Integrators selber infolge von Spiel, Schlupf usw.
5. Ansprechen des Instrumentes auf Drehungen um die Vertikal- oder die Querachse infolge der für die Messung erforderlichen Auslenkungen der Kreiselachse.
6. Verringerung des wirksamen Kreiseldralles infolge der soeben erwähnten Auslenkungen.
7. Geometrische Unkorrektheiten in der Uebertragung des Integranden auf den Integrator.

Eine eingehendere Analyse dieser Fehlerursachen ergibt das folgende Bild:

Ad 1: Eine ungenaue Justierung der Drehzahlregulierung führt nur zu einem falschen Masstab des Resultates, ist also nicht weiter schlimm. Gefährlich sind dagegen die zeitlichen Änderungen der Winkelgeschwindigkeit. Dabei ist in erster Linie die Frequenz einer solchen Schwankung von ausschlaggebender Bedeutung. Ein Fehler kann nämlich nur dann entstehen, wenn die Winkelgeschwindigkeit bei der Einfahrt in eine Kurve eine andere ist als bei der Ausfahrt. Treten dagegen die Schwankungen in so rascher Folge auf, dass auf einen Kurvenübergangsbogen ihrer mehrere entfallen, oder aber so langsam, dass eine Schwankung mehrere Kurven überdauert, so sind sie als praktisch ungefährlich zu betrachten. Bei der Konstruktion und Erprobung der Regler ist daher darauf zu achten, dass keine Schwankungen im Frequenzbereich zwischen 0,01 und 0,5 Hz auftreten. Darüber hinaus ist die Konstruktion so zu gestalten, dass keine Schwankungen durch die Beschleunigungen des Fahrzeuges entstehen können. Wird diesen Ueberlegungen genügende Beachtung geschenkt, so dürften sich die Fehler bis auf eine vernachlässigbare Grösse reduzieren lassen, selbst wenn beide Antriebe (Kreisel und Integrator) von einem gemeinsamen Regler gesteuert werden sollten, wodurch sich dessen Fehler im Endresultat verdoppeln würden.

Ad 2: Bezeichnet man mit  $\Delta M_z$  ein beispielsweise von Reibungen herrührendes Fehlermoment, so wird infolge dieses Momentes eine

um einen Fehlbetrag  $\Delta \Omega_x$  (Fehlerwinkelgeschwindigkeit) gefälschte Winkelgeschwindigkeit des Apparates um die x-Achse integriert und registriert. Offenbar ist:

$$\Delta \Omega_x = -\frac{\Delta M_z}{J_y \cdot \omega_y} \quad (21)$$

Bei der im vorhergehenden Abschnitt beschriebenen Anordnung mit vertikaler Schwenkachse (Fig. 8) sind die Reibungen auf ein kaum zu unterbietendes Minimum beschränkt, da sie praktisch nur in der Berührungsfläche des Schneidenrades mit dem Zylinder auftreten. Bei einem Reibungsradius dieser Spurlagerung von der Grösse  $q$  gilt:

$$\Delta M_z = q \cdot G \quad (22)$$

Angesichts der Tatsache, dass diese Anordnung auch aus anderen Gründen derjenigen mit horizontaler Schwenkachse vorzuziehen ist (siehe Bemerkungen ad 5), wird im folgenden Berechnungsbeispiel von der Beziehung (22) ausgegangen.

Berechnungsbeispiel Nr. 4: Es wird mit dem Normalkreisel des Berechnungsbeispielles Nr. 1 gerechnet, dessen Drall 1000 cmkgs und dessen Gewicht 15 kg betrug (siehe Abschnitt 22.1). Bei einem Reibungsradius von

$$q = 5 \cdot 10^{-3} \text{ cm}$$

erhält man:

$$\Delta M_z = 75 \cdot 10^{-3} \text{ cmkg}$$

In Gleichung (21) eingesetzt:

$$\Delta \Omega_x = -75 \cdot 10^{-6} \text{ s}^{-1}$$

Dieser Wert dürfte auf der sicheren Seite liegen, da der Reibungsradius mit Absicht gross angenommen wurde.

Der berechnete Fehler spielt bereits beim Justieren der Apparatur eine Rolle und kann deshalb dauernd wirksam sein. Dagegen dürfen die vorübergehenden zusätzlichen Lagerreibungen infolge sekundärer Kreiselreaktionen entweder wegen ihrer kurzen Dauer (gültig für das Einschwenken des Kreisels in eine neue Gleichgewichtslage) oder wegen ihrer geringen Grösse (gültig für Kurvenfahrt, d. h. langsame Drehung des Fahr-

zeuges um die vertikale Schwenkachse) vernachlässigt werden.

Ad 3: Fällt der Schwerpunkt des Kreisels nicht in die Schwenkachse, so treten infolge der Beschleunigungen des Fahrzeuges Fehlermomente auf. Im ungünstigsten Falle kann der Abstand  $\ell$  des Schwerpunktes von der Schwenkachse senkrecht zur Richtung der grössten auftretenden Beschleunigung  $b_{max}$  stehen. Dann ist das Störmoment offenbar:

$$\Delta M_z = \ell \cdot G \cdot \frac{b_{max}}{g} \quad (23)$$

Die in Frage kommenden Grössenordnungen gehen aus dem folgenden Beispiel hervor:

Berechnungsbeispiel Nr.5: Die grössten vorübergehend auftretenden Beschleunigungen sind in der Praxis von der Grössenordnung:

$$b_{max} = 0.2 \cdot g$$

Sie treten in diesem Ausmass nur bei äusserst scharfem Abbremsen auf. Die Entfernung des Schwerpunktes von der Schwenkachse sei:

$$\ell = 10^{-2} \text{ cm}$$

Für den Normalkreisel von 1000 cmkgs Drall und 15 kg Gewicht ergibt sich damit das Fehlermoment:

$$\Delta M_z = 3 \cdot 10^{-2} \text{ cm kg}$$

In Gleichung (21) eingesetzt:

$$\Delta \Omega_x = -30 \cdot 10^{-6} \text{ s}^{-1}$$

Da es sich hierbei um einen nur kurzzeitig wirkenden Extremwert handelt und da zudem der Abstand  $\ell$  recht gross gewählt wurde, erscheint es im Rahmen des vorliegenden summarischen Verfahrens unbedenklich, die Auswirkungen dieser Fehlerquelle gegenüber dem Einfluss der Reibung zu vernachlässigen. Ein Vergleich mit den Werten des Berechnungsbeispiels Nr.1 zeigt, dass die vorliegende Anordnung dem kardansch aufhängten Kreisel in dieser Hinsicht klar überlegen ist.

Ad 4: Bezeichnet man mit  $\ddot{u}_{max}$  das grösste Uebersetzungsverhältnis des Integrators (dh. das Verhältnis des Integralzuwachses zum Zeitzuwachs bei der grössten vorkommenden Winkelgeschwindigkeit  $\Omega_{x_{max}}$ ) und mit  $\Delta \ddot{u}$  den Uebersetzungs-

fehler des Integrators, so ergibt sich die mögliche Fehlerwinkelgeschwindigkeit wie folgt:

$$\Delta \Omega = \frac{\Delta \ddot{u}}{\ddot{u}_{max}} \cdot \Omega_{xmax} \quad (24)$$

Unter der annähernd zutreffenden Annahme, dass die Ueberhöhung in den Uebergangsbogen sich proportional der Strecke ändert, erhält man für eine Ueberhöhungsdifferenz  $\alpha_{max}$  und eine Länge  $L$  des Uebergangsbogens bei einer Geschwindigkeit  $v$  :

$$\Omega_{xmax} = \left( \frac{\alpha_{max}}{L} \cdot v \right)_{max} \quad (25)$$

Das folgende Beispiel stützt sich auf die Vorschriften der Schweizerischen Bundesbahnen.

Berechnungsbeispiel Nr.6:  $\Omega_{xmax}$  ergibt sich für die Werte:

$$\alpha_{max} = 0.1$$

$$L = 55 \text{ m}$$

$$v = 25 \text{ m/s}$$

$$\text{Damit ist: } \Omega_{xmax} = 45.5 \cdot 10^{-3} \text{ s}^{-1}$$

Für den gewählten Integrator dürfte es möglich sein, das Verhältnis zwischen  $\Delta \ddot{u}$  und  $\ddot{u}_{max}$  auf 0,1% zu bringen. Somit erhält man aus Gleichung (24):

$$\Delta \Omega = 45.5 \cdot 10^{-6} \text{ s}^{-1}$$

Wie im Falle der Reibungsfehler ist es zwar nicht wahrscheinlich, aber immerhin möglich, dass dieser Fehler dauernd und stets in ein und demselben Sinne wirkt.

Ad 5: Die für die Messung des Reaktionsmomentes unerlässliche Auslenkung der Kreiselachse führt dazu, dass diese nicht mehr genau in die zur Fahrtrichtung normale Ebene zu liegen kommt. Der Drallvektor erhält somit eine Komponente in Fahrtrichtung, was bei Drehungen um die sowohl zur Fahrtrichtung als auch zur Schwenkachse senkrechte Achse zu Fehlermomenten führt. Wie aus Fig.9 und 10 ersichtlich, ist es in diesem Falle nicht gleichgültig, ob man den Kreisel um eine vertikale oder um eine horizontale Achse rotieren lässt. In beiden Fällen er-

fährt der Drallvektor  $J \cdot \omega$  (hier mit Absicht nicht mit dem Index  $y$  versehen) während jeder Ueberhöhungsänderung eine Auslenkung gegenüber seiner ursprünglichen Richtung, dh. der  $y$ -Achse, die als begleitende Normale an die Bahnkurve auftritt. Der Unterschied zwischen den beiden Anordnungen besteht darin, dass das Fehlermoment bei vertikaler Kreiselachse durch Drehungen des Fahrzeuges um die Vertikalachse, bei horizontaler Kreiselachse aber durch Drehungen um die horizontale Querachse hervorgerufen wird. Eine Drehung um die Vertikale ist aber mit jedem Kurvenübergang unweigerlich verbunden. Im nächsten Beispiel soll gezeigt werden, dass dieser immanente Nachteil der erstgenannten Anordnung bereits zu nennenswerten Fehlern führen kann.

Aus Fig. 9 und 10 ist die Fehler-Drallkomponente in  $x$ -Richtung abzulesen:

$$(J \cdot \omega)_x = J \cdot \omega \cdot \varphi \quad (26)$$

Angesichts der Kleinheit des Winkels ist hier die Gleichsetzung mit dem Sinus zulässig. Eine Winkelgeschwindigkeit  $\Omega_y$  um die  $y$ -Achse ergibt in Verbindung mit dieser Drallkomponente das folgende Fehlermoment um die  $z$ -Achse:

$$\Delta M_z = J \cdot \omega \cdot \varphi \cdot \Omega_y \quad (27)$$

Unter der Annahme, dass die Krümmung in den Uebergangsbogen sich proportional der Strecke ändert, erhält man bei einem Kurvenradius  $R$  in Analogie zur Beziehung (25) die Winkelgeschwindigkeit um die Vertikalachse, die bei vertikaler Kreiseldrehachse den Fehler verursacht:

$$\Omega_y = \frac{v^2 \cdot t}{R \cdot L} \quad (28)$$

Daraus ergibt sich das Fehlermoment:

$$\Delta M_z = J \cdot \omega \cdot \varphi \cdot \frac{v^2 \cdot t}{R \cdot L} \quad (29)$$

Die dazugehörige Fehlerwinkelgeschwindigkeit:

$$\Delta \Omega_y = -\varphi \cdot \frac{v^2 \cdot t}{R \cdot L} \quad (30)$$

Der am Ende des Uebergangsbogens erreichte Fehlerwinkel  $\Delta \alpha$  ergibt sich durch Integration über die Zeitdauer des Bogens:

$$\Delta \alpha = \int_{t=0}^{t=\frac{L}{v}} \Delta \Omega_x \cdot dt = -\varphi \cdot \frac{L}{2 \cdot R} \quad (31)$$

Berechnungsbeispiel Nr. 7: Im Interesse einer genügenden Genauigkeit der Momentenmessung und der Integration darf  $\varphi$  nicht zu klein gewählt werden. Ein Maximalwert

$$\varphi = 0.1$$

dürfte dem günstigsten Kompromiss ziemlich nahe kommen. Dieser Wert entspricht den Verhältnissen des Berechnungsbeispiels Nr. 6:

$$\begin{aligned} L &= 55 \text{ m} \\ R &= 500 \text{ m} \end{aligned}$$

Somit ist der Fehler am Ende des Uebergangsbogens:

$$\Delta \alpha = 5.5 \cdot 10^{-3}$$

Selbst wenn dieser Fehler beim nächsten Kurvenübergang korrigiert werden sollte, so liegt er dennoch bereits an der Grenze der zulässigen Absolutgenauigkeit.

Bei der Betrachtung des Zusammenwirkens mehrerer aufeinanderfolgender Uebergangsbogen muss man sich vergegenwärtigen, dass  $\varphi$  der Winkelgeschwindigkeit  $\Omega_x$  um die x-Achse und damit auch (wie aus der Beziehung (25) ersichtlich) dem Ausdruck  $\alpha_{\max} / L \cdot v$  proportional ist. Aus diesen Ueberlegungen ergibt sich, dass der Fehlerwinkel  $\Delta \alpha$  dem Ausdruck  $\alpha_{\max} / R \cdot v$  proportional sein muss. Bei konstanter Fahrtgeschwindigkeit darf also erwartet werden, dass sich der Fehler, der bei der Einfahrt in eine Kurve gemacht wurde, bei der Ausfahrt (und zwar unabhängig von der Länge des Uebergangsbogens) automatisch wieder korrigiert. Werden dagegen kurvenreiche Strecken mit ungleichmässigen Geschwindigkeiten befahren, so können sich unter ungünstigen Verhältnissen schon ziemlich bald Fehler

einstellen, die in die Prozente gehen.

Liegt die Drehachse des Kreisels horizontal, so sind die Verhältnisse wesentlich günstiger. Primär reagiert ein solcher Kreisel nur auf gleichzeitige Rampen- und Kurvenübergänge. Da ein solches Zusammenfallen äusserst selten ist und zudem die bei Rampenübergängen bewältigten Winkel sehr klein sind, kann ihr Einfluss ohne weitere Rechnung vernachlässigt werden.

Hingegen tritt auch in diesem Falle bei normalen Kurvenübergängen ein Fehler auf, allerdings nur sekundär infolge der Ueberhöhung selber. Wie aus Fig. 11 herausgelesen werden kann, dreht sich das Fahrzeug beim Durchfahren einer überhöhten Kurve mit der Winkelgeschwindigkeit  $\Omega_{\xi}$  um die vertikal im Raume stehende Achse  $\xi$ , die nicht mit der Symmetrieebene des Fahrzeuges zusammenfällt, sondern mit dieser (abgesehen von der Relativneigung des Fahrzeuges gegenüber den Radachsen) den Ueberhöhungswinkel  $\alpha$  einschliesst.

Im fahrzeugfesten Koordinatensystem xyz (x-Achse in Fahrtrichtung, y-Achse in Richtung der Kreiselachse bei Stillstand, z-Achse senkrecht zu beiden) ergibt sich die folgende Komponente in y-Richtung:

$$\Omega_y = \Omega_{\xi} \cdot \alpha \quad (32)$$

Aus der Gleichung (27) erhält man:

$$\Delta M_z = J \cdot \omega \cdot \varphi \cdot \Omega_{\xi} \cdot \alpha \quad (33)$$

Die in beiden obigen Beziehungen stillschweigend tolerierte Gleichsetzung des Sinus von  $\alpha$  mit dem Winkel ist in Anbetracht der Kleinheit des Winkels zulässig. Bei linearem Verlauf der Ueberhöhung über der Strecke ist:

$$\alpha = \alpha_{\max} \cdot \frac{v \cdot t}{L} \quad (34)$$

Ferner ist  $\Omega_{\xi}$  dem in Gleichung (28) als  $\Omega_y$  bezeichneten Wert gleich:

$$\Omega_{\xi} = \frac{v^2 \cdot t}{R \cdot L} \quad (35)$$



Aus der Bezeichnung (33) erhält man:

$$\Delta M_z = J \cdot \omega \cdot \varphi \cdot \alpha_{max} \cdot \frac{v^3 \cdot t^2}{R \cdot L^2} \quad (36)$$

Damit ist die Fehlerwinkelgeschwindigkeit:

$$\Delta \Omega_x = -\varphi \cdot \alpha_{max} \cdot \frac{v^3 \cdot t^2}{R \cdot L^2} \quad (37)$$

Der Fehlerwinkel ergibt sich wieder durch Integration über den gesamten Uebergangsbogen:

$$\Delta \alpha = \int_{t=0}^{t=\frac{L}{v}} \Delta \Omega_x \cdot dt = -\varphi \cdot \alpha_{max} \cdot \frac{L}{3 \cdot R} \quad (38)$$

Das folgende Zahlenbeispiel gibt die Verhältnisse beim Durchfahren eines einzelnen Kurvenüberganges wieder:

Berechnungsbeispiel Nr. 8: Man geht von den gleichen Voraussetzungen wie im Berechnungsbeispiel Nr. 7 aus, das heisst:

$$\begin{aligned} \varphi &= 0.1 \\ L &= 55 \text{ m} \\ R &= 500 \text{ m} \end{aligned}$$

Ferner ist für die betrachtete Kurve:

$$\alpha_{max} = 0.1$$

Daraus ergibt sich:

$$\Delta \alpha = -3.67 \cdot 10^{-4}$$

Durch eine ähnliche Betrachtung wie sie anschliessend an das Berechnungsbeispiel Nr. 7 gemacht wurde, lässt sich zeigen, dass auch hier der bei einer Kurveneinfahrt entstehende Fehler bei der Ausfahrt wieder kompensiert wird, sofern die Geschwindigkeit konstant bleibt. Aber selbst starke Geschwindigkeitsschwankungen können im vorliegenden Fall keinen nennenswerten Fehler erzeugen, denn es wären beispielsweise nicht weniger als 27 aufeinanderfolgende Einfahrten der betrachteten Art (ohne dazwischenliegende Ausfahrten!) erforderlich, um die Abs-

zissenachse um 1 % abweichen zu lassen.

Bei horizontaler Kreiselachse dürfen also die Fehler infolge der Auslenkung der Kreiselachse bei der Momentmessung vernachlässigt werden. Immerhin muss dabei bemerkt werden, dass dies nur für die in Betracht gezogenen Werte der verschiedenen Einflussgrößen gilt, sodass sich die Resultate nicht ohne weiteres auf andere Fälle (zB. auf den Flugzeugbau) übertragen lassen. In diesem Zusammenhang sei darauf hingewiesen, dass die soeben beschriebenen Fehler grundsätzlich ganz ausgeschaltet werden können, wenn die Kreiselachse durch eine Vorrichtung nach Fig.12 stets in fahrzeugfester Lage gehalten wird. Das Prinzip der weglosen Kraftmessung entspricht dabei demjenigen der aerodynamischen Waagen in Windkanälen: Zeigt der Kreiselrahmen 1 das Bestreben, sich aus seiner Ursprungslage zu drehen, so wird durch einen Geber 2 ein Nachsteuerungsmotor 3 derart gesteuert, dass der Kreiselrahmen durch das Drehmoment des Torsionsstabes 4 wieder in seine Ausgangslage zurückgedreht wird. Das Drehmoment ist dabei proportional der Umdrehungszahl des Motors und kann daher unschwer gemessen werden.

Ad 6: Aus Fig.9 und 10 lässt sich entnehmen, dass infolge der Auslenkung der Kreiselachse die y-Komponente des Kreiselalles etwas kleiner ist als der Drall selber:

$$(\mathcal{J} \cdot \omega)_y = \mathcal{J} \cdot \omega \cdot \cos \varphi \quad (39)$$

Dies führt zu einem im gleichen Verhältnis verringerten Reaktionsmoment bei Drehungen um die x-Achse und somit zu einem Fehlermoment:

$$\Delta M_z = + \mathcal{J} \cdot \omega \cdot \Omega_x \cdot (1 - \cos \varphi) \quad (40)$$

Eine zahlenmäßige Berechnung der möglichen Fehler folgt bei der Behandlung der nächsten Fehlerursache. Dass durch eine Nachsteuerung im Sinne von Fig.12 auch dieser Fehler eliminiert werden kann, ist selbstverständlich.

Ad 7: Die geometrischen Verhältnisse des Mechanismus, der den Integranden auf den Integrator überträgt, können natürlich derart ausgebildet werden, dass der in den Gleichungen (39) und (40) festgelegte Fehler kompensiert wird. Bei der ins Auge gefassten Anordnung wurde aber auf diese Feinheit bewusst verzichtet, um den Aufbau einfach zu gestalten. Immerhin kann leicht gezeigt werden, dass ein Teil des Fehlers

auch in diesem Falle ausgeglichen wird:

Bekanntlich liefert der Zylinder-Schneidenrad-Integrator ein Integral, das dem Ausdruck  $\int \dot{\varphi} \varphi dt$  proportional ist. Da der Winkel  $\varphi$  dem Reaktionsmoment proportional ist, sollte im Grunde genommen der Winkel und nicht sein Tangens integriert werden. Das Integral wird also zu gross. Bezogen auf das Moment schreibt sich der Fehler:

$$\Delta M_z = -J \cdot \omega \cdot \Omega_x \cdot \left( \frac{\dot{\varphi} \varphi}{\varphi} - 1 \right) \quad (41)$$

Zusammen mit dem in Gleichung (40) ermittelten Fehler ergibt sich:

$$\Delta M_z = -J \cdot \omega \cdot \Omega_x \cdot \left( \frac{\dot{\varphi} \varphi}{\varphi} + \cos \varphi - 2 \right) \quad (42)$$

Somit ist die Fehlerwinkelgeschwindigkeit:

$$\Delta \Omega_x = -\Omega_x \cdot \left( \frac{\dot{\varphi} \varphi}{\varphi} + \cos \varphi - 2 \right) \quad (43)$$

Der Fehler am Ende eines Uebergangsbogens ist somit bei konstantem  $\Omega_x$ :

$$\Delta \alpha = -\alpha_{\max} \cdot \left( \frac{\dot{\varphi} \varphi}{\varphi} + \cos \varphi - 2 \right) \quad (44)$$

Berechnungsbeispiel Nr. 9: Es sei wiederum:

$$\alpha_{\max} = 0.1$$

$$\varphi = 0.1$$

$$\text{Somit: } \dot{\varphi} \varphi = 0.10033$$

$$\cos \varphi = 0.9950$$

In Gleichung (44) eingesetzt:

$$-\Delta \alpha = 1.7 \cdot 10^{-4}$$

Dank dem Umstand, dass sich die beiden Anteile weitgehend kompensieren, ist dieser Fehler so klein, dass nicht weniger als 59 derartige Einfahrten ohne dazwischenliegende Ausfahrten erforderlich wären, damit ein Fehler von 1 % entstände.

Zusammenfassung: Aus den vorstehenden detaillierten Betrachtungen lässt sich entnehmen, dass bei einwandfreier Konstruktion und sorgfältiger Justierung dauernde Fehler von nennenswerter Grösse einzig durch die Reibungen und durch die Ungenauigkeiten innerhalb des Integrators entstehen können. Im ungünstigsten Falle können diese beiden Fehlerquellen dauernd gleichsinnig wirken und so eine Fehlerwinkelgeschwindigkeit von der Grössenordnung  $10^{-4}\text{s}^{-1}$  hervorrufen. Es zeigt sich also, dass gegenüber einem kardanisch aufgehängten Kreisels gleicher Grösse hinsichtlich der Genauigkeit kaum ein nennenswerter Fortschritt zu erzielen ist (siehe auch Berechnungsbeispiel Nr.1). Insbesondere lässt sich mit Bestimmtheit sagen, dass eine Korrekturvorrichtung auch hier unerlässlich ist.

Dagegen darf behauptet werden, dass der im Verhältnis zu anderen Systemen geringe konstruktive Gesamtaufwand die Ausführung einer Versuchsanordnung gerechtfertigt hätte. Von diesem Vorhaben nahm der Verfasser erst Abstand, als (noch vor Abschluss der geschilderten Fehlerberechnungen) eine grundsätzlich neue Lösungsidee auftauchte, die bei einem noch geringeren Aufwand wesentlich bessere Resultate erwarten liess.

### 33. Das nichtkardanische Kreiselpendel.

#### 33.1. Grundprinzip.

Bekanntlich erfährt ein auf ebener Unterlage schlupffrei rollendes Rad beim Abrollen einer kreisbogenförmigen Bahn ein Kreiselreaktionsmoment, welches der Fliehkraft eines die gleiche Bahn mit gleicher Geschwindigkeit beschreibenden Massenpunktes proportional ist. Diese Tatsache wird durch die folgende Gleichung formuliert:

$$M_x = \omega_y \cdot J_y \cdot \Omega_z = \frac{J_y}{r} \cdot \frac{v^2}{R} \quad (45)$$

Wobei:

- $M_x$  = Kreiselreaktionsmoment um die Richtung der Fortbewegung (x-Richtung)
- $\omega_y J_y$  = Drall des Rades um seine Drehachse (y-Achse)
- $v$  = Fortbewegungsgeschwindigkeit = Umfangsgeschwindigkeit des Rades

- $r$  = Radius des Rades  
 $\Omega_z$  = Winkelgeschwindigkeit um die Vertikale  
 (z-Achse) infolge der Bahnkrümmung  
 $R$  = Krümmungsradius der Bahn

Dieser Gedankengang lässt sich erweitern, wenn man die Betrachtung auf einen Kreisel ausdehnt. Dieser sei auf einem Fahrzeug montiert, welches eine kreisbogenförmige Bahn beschreibt, und genüge den folgenden Bedingungen:

1. Seine Drehachse liege parallel zur Ebene der Fahrbahn.
2. Seine Winkelgeschwindigkeit sei der Geschwindigkeit des Fahrzeuges proportional.

Diese zweite Bedingung kann wie folgt geschrieben werden:

$$\omega = c_\omega \cdot v \quad (46)$$

Wobei die Konstante  $c_\omega$  als Uebersetzungskonstante bezeichnet sei.

Für einen derartigen Kreisel gilt dann:

$$M_x = c_\omega \cdot J_y \cdot \frac{v^2}{R} \quad (47)$$

Dabei muss die x-Achse ausnahmsweise nicht mit der Fahrtrichtung zusammenfallen, sondern kann innerhalb der zur Fahrbahn parallelen Ebene jede beliebige Lage einnehmen.

Die bemerkenswerte Tatsache, dass die dargelegten ausserordentlich einfachen Beziehungen noch nie zur Korrektur eines Pendels im Sinne des Abschnittes 24.2 benützt wurden, dürfte sich aus dem Umstand erklären, dass bei jenen Fahrzeugen, in denen gyroskopische Apparate in erster Linie verwendet werden, also bei Schiffen und Flugzeugen, eine der Geschwindigkeit proportionale Winkelgeschwindigkeit nicht unmittelbar gegeben ist wie beim Rad eines erdgebundenen Fahrzeuges. Zudem treten insbesondere bei Flugzeugen gelegentlich nennenswerte Beschleunigungen quer zur Flugrichtung auf, die die Anzeige unzulässig verzerren würden. Dagegen werden die Reaktionsmomente eines nichtkardanisch aufgehängten Kreisels zur Anzeige einer Drehung um eine bestimmte Achse in Form des Wendezeigers viel-

fach ausgenützt.

Die Korrektur eines Pendels auf Grund der Beziehung (47) kann sowohl eine geometrische als auch eine mechanische sein. Nach den Ausführungen des Abschnittes 24.2 verdient hierbei insbesondere die mechanische Korrektur beachtet zu werden. Dies umso mehr, als in diesem Falle eine konstruktiv ausserordentlich einfache Lösung möglich ist, wie das Schema in Fig.13 zeigt. Wählt man nämlich für die Kreiseldrehachse die Querrichtung, so dreht das Reaktionsmoment um die Fahrtrichtung und der Kreisel kann bei geeigneter Dimensionierung starr mit dem Pendel gekuppelt werden. Dabei gilt die Korrekturbedingung, dass das Moment des gesamten Systems bei vertikal im Raume hängendem Pendel verschwinden muss:

$$M_x = \ell \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} - c_\omega \cdot J_y \cdot \frac{v^2}{R} = 0 \quad (48)$$

Somit:

$$\ell \cdot \frac{G}{g} = c_\omega \cdot J_y \quad (49)$$

Hier sei auf die weitgehende Analogie zur Gleichung (10) hingewiesen, die sich auf die verwandten Fälle nach Fig.4 und Fig.7 bezieht. Diese Analogie geht aber noch tiefer: Es lässt sich nämlich leicht zeigen, dass das zur Beschleunigung des Kreiselrotors bei beschleunigter Fahrt erforderliche Drehmoment zur Kompensation des infolge der Fahrtbeschleunigung am Pendel entstehenden Drehmomentes um die Querachse herangezogen werden könnte. Somit könnte das System im Bedarfsfalle auch kardanisch aufgehängt und zur Messung der Neigung um die Querachse verwendet werden. Schliesslich könnte es auch als Hilfs-Kreiselpendel im Sinne der Fig.4 mit einem kardanisch aufgehängten Hauptkreisel kombiniert werden.

Abgesehen von dem augenfälligen Vorteil einer kaum zu überbietenden Einfachheit ist die in Fig.13 gezeigte Anordnung darum interessant, weil es sich dabei um eine absolute Ueberhöhungsmessung handelt. Die Messresultate können also grundsätzlich auf eine ein für allemal festgelegte geradlinige Abszissenachse bezogen werden.

### 33.2. Fehlerursachen.

Leider ist es ziemlich schwierig, die Entstehung der Fehler in diesem Falle mit derjenigen bei anderen gyroskopischen

Instrumenten auf einen Nenner zu bringen. Dies liegt vor allem an der Tatsache, dass nicht von einer bestimmten Drallbelastung ausgegangen werden kann; denn einerseits ist der Drall infolge der geschwindigkeitsabhängigen Drehzahl nicht konstant, andererseits ergibt sich das Gesamtgewicht der pendelnden Teile weitgehend aus der Dimensionierung des Antriebs-Synchronmotors (an einen anderen Antrieb ist wohl praktisch nicht zu denken), welcher nicht nur die gesamten Verluste zu überwinden, sondern auch noch die Beschleunigungen und Verzögerungen im Rythmus der Fahrtgeschwindigkeit mitzumachen hat, ohne aus dem Tritt zu fallen. Es dürfte daher für die folgenden Zahlenbeispiele von Vorteil sein, von den Dimensionen der ausgeführten Versuchsapparatur auszugehen:

$$J_y = 0.3 \text{ cmkg s}^2$$

$$C_\omega = 4.58 \text{ m}^{-1}$$

Allerdings wurde bei einzelnen Versuchen auch mit einem  $C_\omega$  von  $2.85 \text{ m}^{-1}$  gefahren, wobei aber etwas schlechtere Resultate erzielt wurden. Ausdrücklich ist zu betonen, dass der Kreisel als ausgesprochener Langsamläufer betrachtet werden darf, da bei der oben angeführten Uebersetzungskonstanten die Drehzahl bei einer Zuggeschwindigkeit von 90 Kilometern in der Stunde erst etwas über 1000 Umdrehungen pro Minute beträgt. Im Uebrigen sei noch bemerkt, dass bei der vorliegenden Ausführung der Kreisel samt Antrieb und Gehäuse nur etwa die Hälfte des Gesamtgewichtes  $G$  der pendelnden Teile ausmacht.

Aus den angeführten Daten ergibt sich nach Gleichung (49) das Pendelmoment:

$$l \cdot G = 15 \text{ cmkg}$$

Bei einem Gesamtgewicht  $G$  der pendelnden Massen von etwa 20 kg ist also der Abstand  $l$  des Schwerpunkts von der Schwenkachse ungefähr 0,75 cm.

Sämtliche nennenswerten Fehler des Apparates kommen in Form von Pendelschwingungen zum Ausdruck, da der "statische Fehler" (dh. die Neigung des Pendels gegenüber der Vertikalen infolge der Lagerreibung) bei einem Reibungsradius von  $10^{-3}$  cm in die Grössenordnung 0,13 % fällt und daher vernachlässigt werden kann.

Zieht man den zeitlichen Verlauf der auf das Pendel wirkenden Störmomente als Unterscheidungskriterium heran, so lassen

sich zwei Gruppen von Fehlerquellen unterscheiden:

1. Einzelstoss: Die Gleichgewichtslage des Kreiselpendels verschiebt sich während einer Zeitdauer  $T$  um einen Winkel  $\gamma$ . Eine solche Störung stellt sich beispielsweise beim Durchfahren einer Kurve mit ungenau eingestelltem Pendelmoment ein.

2. Periodische Erregung: Infolge periodischen Schwankens der Gleichgewichtslage führt das Kreiselpendel eine erzwungene Schwingung aus. Dies kann zB. infolge der Rollbewegung des Wagenkastens der Fall sein.

Ad 1: Der zeitliche Verlauf eines Einzelstosses ist in Fig.14 in etwas idealisierter Form dargestellt. Die vereinfachenden Annahmen für die strenge Gültigkeit der nachfolgenden Berechnungen sind:

1. Der Betrag  $\gamma$  ist während der Zeitdauer  $T$  konstant. Vor- und nachher herrscht die richtige Gleichgewichtslage.
2. Zu Beginn der Störung ruht der Apparat in der richtigen Gleichgewichtslage.
3. Die Schwingung ist ungedämpft.

Beim Auftreten der Störung beginnt das Kreiselpendel eine annähernd harmonische Schwingung um die neue Gleichgewichtslage. Dabei beträgt die Amplitude  $\gamma$ , und die Frequenz entspricht der Eigenfrequenz  $f_x$  des Kreiselpendels. Diese erste Etappe der Schwingung wird unterbrochen, sobald die Störung (im Zeitpunkt  $t_1$ ) zu wirken aufhört. Das Kreiselpendel schwingt nunmehr in einer zweiten Etappe um die richtige Gleichgewichtslage. Dabei ist die Amplitude  $\Delta\alpha_{max}$  durch die im Zeitpunkt  $t_1$  im Kreiselpendel aufgespeicherte Schwingungsenergie gegeben, während die Frequenz wieder der Eigenfrequenz entspricht. Selbstverständlich tritt dabei gegenüber der ersten Etappe eine gewisse Phasenverschiebung auf.

Im Zeitpunkt  $t_1$  ist der Ausschlag des Kreiselpendels gegenüber der richtigen Gleichgewichtslage offenbar:

$$\Delta\alpha_1 = \gamma \cdot [1 - \cos(2\pi \cdot f_x \cdot T)] \quad (50)$$



Damit ist die in diesem Augenblick aufgespeicherte potentielle Schwingungsenergie:

$$l \cdot G \cdot \frac{\Delta \alpha_{t_1}^2}{2} = l \cdot G \cdot \gamma^2 \cdot \frac{[1 - \cos(2 \cdot \pi \cdot f_x \cdot T)]^2}{2} \quad (51)$$

Durch Ableitung der Beziehung (50) nach der Zeit ergibt sich die Winkelgeschwindigkeit im Zeitpunkt  $t_1$ :

$$\left( \frac{d\Delta\alpha}{dt} \right)_{t_1} = 2 \cdot \pi \cdot f_x \cdot \gamma \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f_x \cdot T) \quad (52)$$

Die dazugehörige kinetische Schwingungsenergie ist:

$$\frac{J_x}{2} \left( \frac{d\Delta\alpha}{dt} \right)_{t_1}^2 = 2 \cdot J_x \cdot \pi^2 \cdot f_x^2 \cdot \gamma^2 \cdot \sin^2(2 \cdot \pi \cdot f_x \cdot T) \quad (53)$$

Die Amplitude der zweiten Schwingungsetappe ist dann erreicht, wenn die kinetische Energie verschwindet. Somit muss die dem Ausschlag  $\Delta\alpha_{max}$  entsprechende potentielle Energie der Summe der Energien nach den Gleichungen (51) und (53) gleich sein. Nach  $\Delta\alpha_{max}$  aufgelöst ergibt sich:

$$\Delta\alpha_{max} = \gamma \cdot \sqrt{[1 - \cos(2 \cdot \pi \cdot f_x \cdot T)]^2 + \frac{4 \cdot J_x \cdot \pi^2 \cdot f_x^2}{l \cdot G} \cdot \sin^2(2 \cdot \pi \cdot f_x \cdot T)} \quad (54)$$

Für die harmonische Schwingung gilt:

$$\frac{4 \cdot J_x \cdot \pi^2}{l \cdot G} = \frac{1}{f_x^2} \quad (55)$$

Damit ist die Amplitude:

$$\Delta\alpha_{max} = \gamma \cdot \sqrt{2 \cdot [1 - \cos(2 \cdot \pi \cdot f_x \cdot T)]} \quad (56)$$

Aus dieser Beziehung lässt sich für die praktische Verwertung die folgende Konsequenz ziehen: Offenbar erreicht die

Amplitude ihr Maximum, wenn der Winkel  $2\pi f_x T$  den Wert  $\pi/2$  hat, das heisst, wenn die Zeitdauer  $T$  ein Viertel der Eigenschwingungszeit  $1/f_x$  beträgt. Diese Ueberlegung drängt in der Richtung auf ein sehr langsam schwingendes Pendel hin, dessen Eigenschwingungsdauer etwa eine Zehnerpotenz länger sein sollte als die Dauer der kräftigsten und häufigsten Einzelstösse. Aus diesem Grund wurde dem Versuchsapparat durch Anbringung beträchtlicher Massen in grossen Abständen von der Schwenkachse ein grosses Trägheitsmoment von etwa  $59 \text{ cmkg}^2$  und damit eine niedrige Eigenfrequenz von etwa  $0,08 \text{ s}^{-1}$  erteilt. Bei einzelnen Versuchen wurde sogar mit noch kleineren Frequenzen gearbeitet.

Die Unempfindlichkeit eines solchen Pendels gegen kurzdauernde Stösse lässt sich leicht anhand einer etwas vereinfachten Beziehung darlegen, die im gegebenen Falle bis zu einer Dauer  $T$  von etwa einer halben Sekunde unbedenklich angewendet werden kann. Unter der Voraussetzung, dass der Winkel  $2\pi \cdot f_x \cdot T$  nicht zu gross ist, darf sein Cosinus durch den Ausdruck  $1 - 2 \cdot \pi^2 \cdot f_x^2 \cdot T^2$  ersetzt werden. In diesem Falle schreibt sich die Amplitude:

$$\Delta \alpha_{\max} = 2 \cdot \gamma \cdot \pi \cdot f_x \cdot T \quad (57)$$

Die physikalische Bedeutung dieser Vereinfachung gründet sich (wie übrigens bei allen ballistischen Messinstrumenten) auf die Tatsache, dass das Pendel während der Dauer des Stosses noch keinen nennenswerten Ausschlag erreicht.

Die Grössenordnungen der Stösse, die unter diesen Umständen ohne unzulässig grosse Fehler aufgenommen werden können, gehen aus dem folgenden Berechnungsbeispiel hervor:

Berechnungsbeispiel Nr. 10: Die Gleichung (57) wird nach dem für den Stoss charakteristischen Produkt  $\gamma \cdot T$  aufgelöst:

$$\gamma \cdot T = \frac{\Delta \alpha_{\max}}{2 \cdot \pi \cdot f_x}$$

Nimmt man eine Amplitude von  $0,5 \%$  als zulässig in Kauf, so erhält man:

$$(\gamma \cdot T)_{\text{zul}} = 10^{-2} \text{ s}$$

Fig. 15 zeigt die recht beträchtlichen Störungen, die angesichts dieses Resultates noch als zulässig zu bezeichnen sind.

Unter den Störungen, die während einer längeren Dauer wirken, ist an erster Stelle die Möglichkeit einer ungenauen Justierung des Pendelmomentes zu nennen. In Anbetracht der Schwierigkeiten, die sich einer genügend genauen Bestimmung des Trägheitsmomentes des Kreiselrotors entgegenstellen, dürfte das mehrfache Befahren einer gut unterbauten Kurve mit verschiedenen Geschwindigkeiten eine einfache und sichere Methode zur Beseitigung dieser Fehlerquelle darstellen. Eine genügend feine Einstellmöglichkeit für den Schwerpunkt ist hierzu natürlich Voraussetzung.

Desgleichen lassen sich Ungenauigkeiten infolge elastischer Deformationen oder sonstiger Schwerpunktsverschiebungen (Lagerspiel!) durch entsprechende konstruktive Ausbildung auf ein vernachlässigbares Mass beschränken.

Dass auch der Einfluss der Lagerreibung in der Aufhängung nicht zu bedeutenden Fehlern führen kann, wurde im Zusammenhang mit dem statischen Fehler bereits erwähnt.

Dagegen wurde eine wesentliche Fehlerquelle erst nach dem ersten Versuch im fahrenden Wagen festgestellt. Hierbei traten Schwingungen mit grosser Regelmässigkeit im Anschluss an Kurvenübergänge auf. Ihre Ursache wurde in dem Umstand gefunden, dass der Ueberhöhungsmesser nicht in der Wagenmitte, sondern in der Nähe eines der Drehgestelle untergebracht war. Es ist leicht einzusehen, dass in einem solchen Falle die Gleichungen (48) und (49) mit einiger Vorsicht zu behandeln sind. Beide basieren auf der Annahme, dass die Schwenkachse des Kreiselpendels stets parallel zur Fortbewegungsrichtung liegt. Bei einem im Abstand  $A$  von der Wagenmitte angeordneten Apparat müsste also die Schwenkachse parallel zu den Schienen liegen und mit der Längsachse des Wagenkastens einen Winkel  $\psi$  einschliessen (siehe Fig. 16). Dies könnte nur durch ziemlich komplizierte Lenkvorrichtungen bewerkstelligt werden. Andererseits kann es aus konstruktiven Gründen unmöglich sein, den Ueberhöhungsmesser in Wagenmitte unterzubringen. Insbesondere war im Rahmen der Versuche des Verfassers an eine solche Anordnung nicht zu denken. Es war daher erforderlich, sich über die entstehenden Fehler Klarheit zu verschaffen.

Es möge die Einfahrt in eine Kurve betrachtet werden, wobei der Ueberhöhungsmesser vor der Wagenmitte montiert sei. Im Verlauf dieses Uebergangsbogens nimmt der Winkel  $\psi$  von Null annähernd proportional der Strecke bis zu einem Höchstwert  $\psi_{max}$  zu. Da das Zusammenwirken von Kreisel und Pendel bei konstantem (und nicht zu grossem)  $\psi$  richtig wäre, muss die Winkelgeschwindigkeit  $d\psi/dt$  als fehlererzeugende

Winkelgeschwindigkeit angesehen werden. Der entstehende Fehler ist also so zu berechnen, als führte die Schwenkachse des Kreispendels bei Stillstand des Fahrzeuges eine Drehung um die Vertikale mit dieser Winkelgeschwindigkeit aus. Für eine grössenordnungsmässige Bestimmung des Fehlers kann damit das Störmoment angesetzt werden:

$$\Delta M_x = \frac{d\psi}{dt} \cdot v \cdot c_\omega \cdot J_y \quad (58)$$

Wobei:

$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{\psi_{max}}{L} \cdot v \quad (59)$$

Daraus ergibt sich die Verschiebung der Gleichgewichtslage:

$$y = \frac{\Delta M_x}{l \cdot G} = \frac{v^2 \cdot \psi_{max} \cdot c_\omega \cdot J_y}{L \cdot l \cdot G} \quad (60)$$

Unter Berücksichtigung der Gleichung (49):

$$y = \frac{v^2 \cdot \psi_{max}}{L \cdot g} \quad (61)$$

Durch Einsetzen in die Gleichung (56) erhält man:

$$\Delta \alpha_{max} = \frac{v^2 \cdot \psi_{max}}{L \cdot g} \sqrt{2 \cdot [1 - \cos(2 \cdot \pi \cdot f_x \cdot \frac{L}{v})]} \quad (62)$$

Aus Fig.16 ist abzulesen:

$$\psi_{max} = \frac{A}{R} \quad (63)$$

Somit:

$$\Delta \alpha_{max} = \frac{v^2 \cdot A}{R \cdot L \cdot g} \sqrt{2 \cdot [1 - \cos(2 \cdot \pi \cdot f_x \cdot \frac{L}{v})]} \quad (64)$$

Die numerische Berechnung sei für eine Kurve durchgeführt, die ungünstige Verhältnisse ergibt:

Berechnungsbeispiel Nr. 11: Bei den ausgeführten Versuchen

war:  $A = 3 \text{ m}$

Ferner sei:  $R = 300 \text{ m}$

$L = 70 \text{ m}$

$v = 10, 20 \text{ und } 30 \text{ ms}^{-1}$

Somit:  $2\pi \cdot \frac{L}{v} = 201^{\circ}36', 100^{\circ}48' \text{ und } 50^{\circ}24'$

Und:  $\Delta\alpha_{\text{max}} = 0.29 \cdot 10^{-2}, 0.90 \cdot 10^{-2} \text{ und } 1.11 \cdot 10^{-2}$

Eine eingehende Besprechung der Mittel zur Vermeidung dieser Fehler folgt im Abschnitt 33.5.

Noch grössere Abweichungen wären nach der Gleichung (64) für das Durchfahren von Weichen zu erwarten. Hierbei ist aber zu beachten, dass bei einer Weiche die Ausfahrt unmittelbar auf die Einfahrt folgt, sodass es bei einigermaßen symmetrischen Verhältnissen praktisch zu einer vollständigen Kompensation des eingeleiteten Fehlers kommt. Immerhin können bei langsamer Fahrt - insbesondere in Verbindung mit starken Beschleunigungen - nennenswerte Fehler auftreten. Dieser Schönheitsfehler darf aber nicht überschätzt werden, da die Messung der Ueberhöhung in der unmittelbaren Umgebung von Weichen im Rahmen der gesamten Ueberhöhungsmessung nur eine sehr untergeordnete Rolle spielt.

Von einiger Bedeutung ist schliesslich das Vorzeichen des ersten Ausschlages einer Schwingung nach Gleichung (64). Es möge die Konvention gelten, dass ein Ausschlag, der zu einer zu grossen registrierten Ueberhöhungsamplitude führt, stets als positiv bezeichnet sei. Dann lässt sich leicht zeigen, dass im betrachteten Falle (Ueberhöhungsmesser vor der Wagenmitte) der erste Ausschlag nach einer Einfahrt negativ, nach einer Ausfahrt positiv ist. Da die kleinen von der Lagerreibung herrührenden Fehler im gleichen Sinne wirken, erscheint es also etwas günstiger, den Apparat hinter der Wagenmitte anzuordnen, um so eine gewisse (wenn auch weder vollständige noch gleichmässige) Kompensation der beiden Fehlerquellen zu erhalten.

Ad 2: Wirkt auf ein Pendel mit dem Trägheitsmoment  $J_x$  und der Eigenfrequenz  $f_x$  ein periodisches Störmoment mit sinusförmigem Verlauf, einem Amplitudenwert  $\Delta M_0$  und einer Frequenz  $f_0$ , so ist die Amplitude der resultierenden er-

zwungenen Schwingung:

$$\Delta\alpha_{\max} = \frac{\Delta M_0}{4 \cdot \pi^2 \cdot J_x \cdot (f_0^2 - f_x^2)} \quad (65)$$

Das Störmoment im fahrenden Wagen wird praktisch ausschliesslich durch die Rollbewegung hervorgerufen, und zwar durch die seitliche Schwingung in der Umgebung der Pendellagerung, die dadurch entsteht, dass das Kreiselpendel nicht in der Drehachse der Rollbewegung gelagert werden kann. Es ist daher zweckmässig, die Amplitude  $B$  dieser Komponente in die Rechnung einzuführen:

$$\Delta M_0 = 4 \cdot \pi^2 \cdot l \cdot G \cdot \frac{B \cdot f_0^2}{g} = 16 \cdot \pi^4 \cdot J_x \cdot \frac{B}{g} \cdot f_0^2 \cdot f_x^2 \quad (66)$$

Somit:

$$\Delta\alpha_{\max} = 4 \cdot \pi^2 \cdot \frac{B}{g} \cdot \frac{f_0^2 \cdot f_x^2}{f_0^2 - f_x^2} \quad (67)$$

Ueber die zulässigen Grössenordnungen der Amplitude  $B$  möge ein Zahlenbeispiel orientieren:

Berechnungsbeispiel Nr. 12: Die Gleichung (67) wird zunächst nach  $B$  aufgelöst:

$$B = \frac{g}{4 \cdot \pi^2} \cdot \Delta\alpha_{\max} \cdot \frac{f_0^2 - f_x^2}{f_0^2 \cdot f_x^2}$$

Es ist bekannt, dass die Frequenz der Rollbewegung etwa 2 Hz beträgt, sodass dieser Wert für  $f_0$  eingesetzt werden darf. Bei einer zulässigen Amplitude

$$\Delta\alpha_{\max}^{\text{zul}} = 5 \cdot 10^{-3}$$

erhält man:  $B_{\text{zul}} = 20 \text{ cm}$

Zusammenfassung: Um einen Ueberblick über die mannigfachen Resultate der Fehlerberechnungen zu erhalten, seien hier die wesentlichen Formeln nochmals zusammengefasst:

Für den Einzelstoss:

$$\Delta\alpha_{\max} = y \cdot \sqrt{2 \cdot [1 - \cos(2 \cdot \pi \cdot f_x \cdot T)]} \quad (56)$$

Für den kurzdauernden Einzelstoss:

$$\Delta\alpha_{\max} = 2 \cdot y \cdot \pi \cdot f_x \cdot T \quad (57)$$

Für den Einzelstoss infolge Anordnung ausserhalb der Wagenmitte:

$$\Delta\alpha_{\max} = \frac{v^2 \cdot A}{R \cdot L \cdot g} \cdot \sqrt{2 \cdot [1 - \cos(2 \cdot \pi \cdot f_x \cdot \frac{L}{v})]} \quad (64)$$

Für die periodische Erregung:

$$\Delta\alpha_{\max} = 4 \cdot \pi^2 \cdot \frac{B}{g} \cdot \frac{f_0^2 \cdot f_x^2}{f_0^2 - f_x^2} \quad (67)$$

Aus allen diesen Beziehungen geht hervor, dass eine genügend niedrige Eigenfrequenz des Kreispendels zu kleinen Fehlern führen muss. Für den kurzdauernden Einzelstoss und die periodische Erregung darf dieses Ziel bei der vorliegenden Versuchsausführung als vollkommen erreicht betrachtet werden. Bei den längerdauernden Einzelstössen - insbesondere infolge der Lage ausserhalb der Wagenmitte - macht sich dagegen die bereits erwähnte Tatsache bemerkbar, dass eine Stossdauer in der Grössenordnung eines Viertels der Eigenschwingungszeit zu relativ grossen Fehlern führen muss. In diesem Zusammenhange sei erneut auf die ausführliche Erörterung dieses Problems im Abschnitt 33.5 hingewiesen.

Was rechnerisch nicht zu erfassen ist, ist die gegenseitige Beeinflussung verschiedener, teils gleichzeitig, teils nacheinander auftretender Störungen. Hier musste dem Experiment das letzte Wort überlassen werden.

Desgleichen wurde von einer rechnerischen Behandlung eines einfachen Schwingungsdämpfers abgesehen, der zwischen das

Kreiselpendel und den Wagenkasten geschaltet werden kann. Ein solcher Dämpfer führt zwar zum raschen Verschwinden einmal aufgetretener Schwingungen, sucht aber gleichzeitig die Bewegungen des Wagenkastens dem Kreiselpendel aufzuzwingen. Angesichts der ausserordentlich komplexen Gesamtbewegung des Wagenkastens wäre es sinnlos gewesen, auf theoretischem Wege nach einem möglichst günstigen Kompromiss für die Lösung dieses Problems zu suchen. Zudem versprach die experimentelle Untersuchung bei geringem Aufwand wesentlich zuverlässigere Resultate.

### 33.3. Beschreibung der Versuchsausführung.

(Hergestellt von der Firma A. J. Amsler & Co. unter der Typenbezeichnung 521).

Fig. 17 zeigt den Apparat während eines der Probeläufe in der Werkstatt. Das Kreiselpendel ist in zwei Lagern aufgehängt, die an der Unterseite der kräftigen Grundplatte 1 befestigt sind und deren Achse in Fahrtrichtung liegt. Der Kreiselrotor befindet sich in dem Gehäuse 2, an das sich beidseits die Synchronmotoren 3 anschliessen. Der Rotor samt Ankern und Schleifringen ist auf einer durchgehenden Welle aufgespresst und in zwei Pendelkugellagern an den äusseren Stirnseiten der Motorengehäuse gelagert. Zwei Stahlrohre 4 tragen die beiden verstellbaren Pendelgewichte 5 und 6, die der Erzeugung des gewünschten Pendel- bzw. Trägheitsmomentes dienen.

Ein oelhydraulischer Dämpfer ohne metallische Berührung der bewegten Teile ist (in der Abbildung nicht sichtbar) hinter dem Kreiselgehäuse auf der Unterseite der Grundplatte angeordnet. Die Dämpfung ist in gewissen Grenzen einstellbar und kann auch ganz ausgeschaltet werden.

Das vor dem Kreiselpendel sichtbare Hebelwerk überträgt den Winkel zwischen dem Kreiselpendel und dem Hebel 7 in eine Drehung des Stabes 8, mit dem der Schreibarm 9 verbunden ist, welcher seinerseits die Registrierfeder trägt. Der Hebel 7 ist um die gleiche Achse wie das Kreiselpendel unabhängig von diesem schwenkbar angeordnet und kann gegebenenfalls stets senkrecht zu einer der Achsen des Wagens geführt werden, sodass unmittelbar die Ueberhöhung und nicht die Neigung des Wagenkastens registriert wird. Diese Vorrichtung wurde allerdings bei den Versuchen mit dem Oberbaumesswagen der Schweizerischen Bundesbahnen nicht verwendet, da der zu Vergleichszwecken benützte ältere Krei-



sel auch keine derartige Korrektur besitzt. Der Hebel 7 wurde daher mit Hilfe eines starren Gestänges 10 und einer Schraubzwinde in seiner Lage fixiert.

Das hölzerne Untergestell des Apparates ist so ausgebildet, dass (nach Wegnahme des hinteren Beines) eine rasche Montage am Registriertisch des Oberbaumesswagens möglich ist.

Die Synchronmotoren sind aus kleinen Gleichstrommotoren umgebaut. Anstelle der Kommutatoren wurden Schleifringe montiert und die Anker mit drei um je  $120^\circ$  gegeneinander versetzten Wicklungen versehen. Während die Statoren in normaler Weise mit Gleichstrom erregt werden, erhalten die Schleifringe ihren Strom von einem kommutatorähnlichen Geber 11, dessen Lamellen und Bürsten so angeordnet sind, dass der Rotor des Kreisels bei einer Umdrehung zwölf Schritte von je  $30^\circ$  ausführt. Die Anlage ist für die Batteriespannung von 36 Volt ausgelegt, wobei die Feldwicklungen mit dem Geber (also auch mit dem Anker) in Serie geschaltet sind. Ein mit den Motoren ebenfalls in Serie geschalteter Widerstand 12 sorgt für die Einstellung der gewünschten Stromstärke. Gleichzeitig mildert er die Charakteristik der Motoren derart, dass trotz ausreichender Ströme (und Drehmomente) bei maximaler Drehzahl keine unzulässigen Stromstärken im Stillstand auftreten.

Nach Beseitigung einiger Kinderkrankheiten bewährte sich dieses System in jeder Hinsicht. In der Anordnung von Fig. 17 wurden Beschleunigungsversuche unter extremen Bedingungen und Dauerversuche bei Drehzahlen zwischen 1000 und 2000 Umdrehungen in der Minute und einer Leistungsaufnahme von 90 bis 120 Watt durchgeführt, wobei die gesamte Laufzeit über 30 Stunden betrug. Während dieser Versuche sowie auch anlässlich der Probefahrten traten mit einer Ausnahme (Klemmen der Lager infolge Wärmedrehungen) keine Schwierigkeiten auf.

Die Stromzufuhr zum Kreiselpendel erfolgte ursprünglich durch zwei freihängende Kabel 13. Da aber eine Störung des Kreiselpendels durch diese ziemlich schweren Kabel nicht ausgeschlossen erschien, wurden sie durch relativ kurze und dünne, einzeln isolierte Drahtlitzen ersetzt, die in unmittelbarer Nähe der Schwenkachse in das Kreiselpendel eingeführt sind und daher kein nennenswertes Moment auf dieses übertragen.

Der Geber ist mit einem kleinen Getriebe kombiniert, das einen raschen Anschluss an eine der Wellen des Registriertisches gestattet.

Die im Vordergrund der Fig.17 sichtbare Transmission dient zum Antrieb des Gebers für die erwähnten Probeläufe.

#### 33.4. Die erste Versuchsreihe.

Die ersten Versuchsfahrten wurden mit dem Oberbau- und Dynamometerwagen der Schweizerischen Bundesbahnen (G. Kummer, "Neuerungen am Dynamometerwagen der Schweizerischen Bundesbahnen", SBB-Nachrichtenblatt Nr. 8, 1933; "Amsler Dynamometer and Inspection Car", Engineering, 27. September 1934) am 4. Februar 1949 auf der Strecke Bern-Thun-Bern (Versuch I) und am 23. Februar 1949 auf der Strecke Zürich-Rapperswil-Zürich (Versuch II) durchgeführt. Dabei wurde der Wagen in normale Personenzugskompositionen eingereiht.

In beiden Fällen wurde der Apparat seitlich am Registriertisch angebaut (Siehe Fig.18). Seine Aufzeichnungen konnten so auf dem gleichen Papierstreifen wie diejenigen des zum Wagen gehörenden Ueberhöhungsmessers (eines korrigierten Kardankreisels) niedergeschrieben werden.

Der Geber ist in Fig.18 bei 2 und eine Klemmenleiste mit den elektrischen Leitungen bei 3 sichtbar. 4 ist ein Ampèremeter zur Kontrolle des Motorstromes.

Da die Registrierungen der beiden Ueberhöhungsmesser auf verschiedenen Ordinaten und in verschiedenen Masstäben erscheinen, wurde zur nachträglichen Auswertung der in Fig.19 abgebildete Umzeichnungsapparat aus einem normalen Amsler-Integrator umgebaut. Beim Umfahren des ursprünglichen Diagrammes mit der Spitze 1 schreibt die Feder 2 ein in Ordinate und Masstab korrigiertes Diagramm nieder.

Die Diagrammblätter 1 und 2 stellen abgepauste Ausschnitte aus den im Besitze der Herstellerfirma befindlichen Originaldiagrammen dar. Hierbei wurden charakteristische Stellen ausgesucht, an denen sich die Einflüsse verschiedener Faktoren am besten studieren lassen.

Sämtliche Diagramme sind im Sinne der Fahrtrichtung von links nach rechts zu lesen.

Im Diagrammblatt 1 besteht jedes Diagramm aus drei Kurven, die von oben nach unten wie folgt zu verstehen sind:

Ueberhöhungsmessung des neuen Apparates. Masstab 1:10 für die Ueberhöhung, somit 1 cm Ordinatenhöhe = 6,667 % für den Ueberhöhungswinkel.

Differenz der beiden Ueberhöhungsmessungen (punktiert) im gleichen Masstab.

Ueberhöhungsmessung des alten Ueberhöhungsmessers im gleichen Masstab.

Diagramm Nr.1: Versuch I, Strecke Bern-Thun, zwischen den Stationen Münsingen und Wichtrach (letztere bei km 125,725).

Pendelmoment 9,33 cmkg, Eigenfrequenz 0,10 s<sup>-1</sup>.

Apparat ungedämpft, hinter der Wagenmitte.

Dieses Diagramm gibt das Verhalten der beiden Ueberhöhungsmesser bei gerader Fahrt auf guter, nicht überhöhter Strecke wieder. Der grundsätzliche Vorteil der direkten Ueberhöhungsmessung - nämlich die Möglichkeit der Verwendung einer unkorrigierten, geraden Abszissenachse - ist hier deutlich erkennbar: Während der alte Apparat langsam von seiner Ausgangslage abweicht und wieder zu dieser zurückkehrt, bleibt das neue Kreiselpendel stets in der richtigen Lage. Die insbesondere beim neuen Apparat (besonders gut bei km 125,6) sichtbaren periodischen Schwankungen kleiner Amplitude und relativ hoher Frequenz rühren von der Rollbewegung des Wagenkastens her, die bei beiden Apparaten nicht korrigiert ist. Der ruhigere Verlauf beim alten Apparat erklärt sich aus der ziemlich langen und etwas nachgiebigen Uebertragung zwischen Kreisel und Registriertisch.

Diagramm Nr.2: Versuch II, Strecke Zürich-Rapperswil, zwischen den Stationen Uerikon und Feldbach.

Pendelmoment 9,33 cmkg, Eigenfrequenz 0,062 s<sup>-1</sup>.

Apparat ungedämpft, vor der Wagenmitte.

Bei diesem Versuch sollte der Einfluss eines besonders langsam schwingenden Pendels untersucht werden. Zu diesem Zweck waren die Stahlrohre für die Gewichte verlängert und die Gewichte selbst vergrößert worden. Dabei wurde aber unterlassen, die elastischen Deformationen der Rohre nachzurechnen (eine spätere Rechnung ergab tatsächlich eine beträchtliche Verschiebung des Schwerpunktes), die infolge der Fliehkräfte entstehen. Insgesamt ergeben sich damit Verhältnisse die dem Entstehen einer Schwingung sehr förderlich sind: Während des Übergangsbogens wirken sowohl die Lage vor der Wagenmitte als auch die Lagerreibung im Sinne eines negativen Fehlers; nach einer Wirkungsdauer dieser Störung, die

in der ungünstigsten Grössenordnung liegt (etwa ein Viertel der Eigenschwingungszeit), beginnt sich in steigendem Masse die Deformation durch die Fliehkraft bemerkbar zu machen, die eine Schwerpunktsverschiebung nach der kurvenäusseren Seite bewirkt und somit einen positiven Fehler hervorruft. Auf diese Weise entsteht der typische "Bauch" in der Ueberhöhungsregistrierung. Ein ähnlicher Verlauf wurde ausnahmslos an allen Kurven festgestellt, die mit derselben Einstellung des Apparates durchfahren wurden. Beträchtliche Unterschiede ergaben sich dagegen jeweils bei der Kurvenausfahrt, die naturgemäss in verschiedenen Stadien der ersten Schwingung erreicht wurde. Das Verhalten des alten Ueberhöhungsmessers ist innerhalb des abgebildeten Ausschnittes einwandfrei.

Diagramm Nr.3: Versuch I, Strecke Bern-Thun, zwischen den Stationen Rudigen und Münsingen.

Pendelmoment 9,33 cmkg, Eigenfrequenz 0,10 s<sup>-1</sup>.  
Apparat ungedämpft, hinter der Wagenmitte.

Der Abschnitt gehört (wie auch die Diagramme Nr.1 und Nr.4) der ersten Fahrt des Apparates an, bei der die Strecke Bern-Thun ohne Aenderung der Einstellung zurückgelegt wurde. Er stellt eine der wenigen Störungen von nennenswerter Grösse dar, die anlässlich dieser Fahrt festgestellt werden mussten. Dieses sporadische Auftreten von Störschwingungen ist typisch für Fehler, die nach der Gleichung (64) infolge der Lage ausserhalb der Wagenmitte entstehen. Besonders im Zusammenwirken mit anderen Fehlerursachen können sehr grosse Unterschiede von Fall zu Fall entstehen. Beim vorliegenden Diagramm scheint das etwas zu kleine Kreiselreaktionsmoment (ungenauere Einstellung des Pendels) eine wesentliche Rolle gespielt zu haben, denn auf der gesamten Fahrt wurde eine Neigung zu negativen Fehlern in den Kurven festgestellt. Dies wird durch die Tatsache belegt, dass die kleine Schwingung nach der Einfahrt erst etwa in der Mitte des Einfahrtsbogens einsetzt, also zu einem Zeitpunkt, wo die Fliehkraft bereits wirksam zu werden beginnt (In diesem Zusammenhang sei darauf hingewiesen, dass beispielsweise im Diagramm Nr.2 die Schwingung gleichzeitig mit dem Beginn des Einfahrtsbogens einsetzt). Leider konnte die Entstehung der grossen Schwingung an der Ausfahrt nicht eindeutig verfolgt werden, da beim Versuch I die Krümmung nicht registriert wurde, sodass kein Anhaltspunkt dafür besteht, wie der Krümmungsverlauf in der Umgebung der Ueberhöhungsunregelmässigkeit (einsetzend bei km

120,9) vor dem Ausfahrtsbogen aussieht. Aus diesem Grund wurde bei den späteren Versuchen die Krümmung stets mitregistriert.

Diagramm Nr.4: Versuch I, Strecke Bern-Thun, Umgebung der Station Kiesen (Station bei km 128,27).

Pendelmoment 9,33 cmkg, Eigenfrequenz 0,10 s<sup>-1</sup>.

Apparat ungedämpft, hinter der Wagenmitte.

In Analogie zum Diagramm Nr.1 zeigt dieser Ausschnitt den Vorteil der absoluten Ueberhöhungsmessung, nämlich das Ablesen von einer festen Abszissenachse aus: Da die Korrekturvorrichtung des alten Apparates auch im Stillstand weiterarbeitet, ergibt sich ein Absatz. Zudem ist der Verlauf der Korrekturdrehungen bei kleinen Geschwindigkeiten so steil, dass sich eine fühlbare Verzerrung des Bildes ergibt.

Diagramm Nr.5: Versuch I, Strecke Thun-Bern, zwischen den Stationen Rudigen und Allmendingen.

Pendelmoment 9,33 cmkg, Eigenfrequenz 0,10 s<sup>-1</sup>.

Apparat gedämpft, vor der Wagenmitte.

Der Charakter dieses Diagrammes wird vorwiegend durch die kräftige Dämpfung bestimmt, die zu einer untragbaren Verzerrung des Verlaufes führt. Beim Eintritt in den Uebergangsbogen wird dem Kreiselpendel sofort die Drehbewegung des Wagenkastens aufgezwungen, sodass bei Erreichen der maximalen Ueberhöhung (km 117,33) ein viel zu kleiner Wert registriert wird. Das Kreiselpendel schwingt nun semiaperiodisch in die richtige Gleichgewichtslage zurück, erreicht diese aber erst bei km 117,18, also unmittelbar vor Beginn des Ausfahrtsbogens, in dessen Verlauf sich das Spiel mit umgekehrtem Vorzeichen wiederholt. Die Dämpfung gegenüber dem Wagenkasten erfüllt somit ihre Aufgabe nur insofern, als sie eine einmal eingetretene Schwingung rasch verschwinden lässt; sie gibt aber selber Anlass zu Fehlern, die wesentlich grösser sind als diejenigen des ungedämpften Kreiselpendels. Ein analoger Verlauf findet sich übrigens nicht nur an sämtlichen Kurven der ohne Einstellungsänderung durchfahrenen Strecke Thun-Bern, sondern kehrt auch an

einer Reihe von Kurven wieder, die anlässlich des Versuches II zwar ohne Dämpfung, aber mit künstlich erhöhter Reibung der Registriervorrichtung vermessen wurden.

Diagrammblatt 2 enthält von oben nach unten die folgenden Größen:

Geschwindigkeit. Masstab 1 cm Ordinatenhöhe = 40 kmh<sup>-1</sup>.

Krümmungsradius der Kurven. Masstab nach der Beziehung: Radius in m =  $\frac{250}{\text{Ordinatenhöhe in cm}}$

Ueberhöhungsmessung des alten Apparates. Masstab 1:10.

Ueberhöhungsmessung des neuen Apparates im gleichen Masstab.

Differenz der beiden Ueberhöhungsmessungen im gleichen Masstab.

Diagramm Nr. 6: Versuch II, Strecke Rapperswil-Zürich, Umgebung der Station Feldbach (Station bei km 31,46).

Pendelmoment 15,0 cmkg, Eigenfrequenz 0,08 s<sup>-1</sup>.

Apparat ungedämpft, hinter der Wagenmitte.

Wie schon erwähnt, wurde beim Versuch II neben der Geschwindigkeit auch die Kurvenkrümmung registriert, was eine bessere Durchleuchtung der kausalen Zusammenhänge zwischen dem Verlauf der Strecke und den Bewegungen des Kreiselpendels gestattete. Der vorliegende Ausschnitt stammt aus einer mit konstanter Einstellung durchfahrenen Strecke von etwa 14 km Länge, während welcher (abgesehen von einer einzigen Ausnahme, die im Diagramm 7 festgehalten ist) keine Abweichung des Kreiselpendels festgestellt werden konnte, die das Bild des Diagrammes in nennenswerter Weise gestört hätte. In der Tat lässt ein erster Blick auf die Diagramme der beiden Apparate nur unwesentliche Unterschiede erkennen und erst die Differenzkurve bringt einige Eigenheiten zutage, vor allem unbedeutende Schwingungen bei einigen Uebergangsbogen sowie ein leichtes Schwanken des alten Kreisels infolge seines Abwanderns und der rückführenden Wirkung der Korrekturvorrichtung. Bei der mittleren Kurve dürfte die Differenz nicht durch eine ungenaue Einstellung des Pendels, sondern durch das Schwanken des alten Apparates hervorgerufen worden sein, der schon vor dieser Kurve (etwa von

km 32,37 an) eine leichte Korrekturbewegung erkennen lässt. Bei der Ausfahrt aus der letzten Kurve und beim Uebergang in die anschliessende Weiche (bei km 31,5) tritt wiederum eine ziemlich unbedeutende Schwingung des Kreiselpendels und gleichzeitig ein Abwandern des alten Kreisels auf, sodass beide Apparate sich im Stillstand (der alte Kreisel allerdings auch noch im weiteren Verlauf der Fahrt) etwas - und zwar in entgegengesetzten Richtungen - korrigieren müssen. Beim Kreiselpendel (bei dem ein solcher Absatz sonst nirgends beobachtet werden konnte) dürfte dies vielleicht noch durch eine gewisse Neigungsbewegung des Wagenkastens im Stillstand akzentuiert worden sein. Im Uebrigen handelt es sich hier um den im Abschnitt 33.2 erwähnten ungünstigen Fall, bei dem eine - zudem noch ziemlich lange - Weiche in langsamem, stark verzögertem Tempo befahren wird. Abschliessend darf gesagt werden, dass im vorliegenden Falle die Abstimmung der einzelnen Faktoren aufeinander zu einem brauchbaren Kompromiss führte. Vor allem scheint der bei kleineren Pendelmomenten nicht ganz vernachlässigbare Einfluss der Reibung vollkommen ausgeschaltet zu sein.

Diagramm Nr.7: Versuch II, Strecke Rapperswil-Zürich, zwischen den Stationen Stäfa und Männedorf.

Pendelmoment 15,0 cmkg, Eigenfrequenz 0,08 s<sup>-1</sup>.

Apparat ungedämpft, hinter der Wagenmitte.

Die leichte Trennbarkeit der Fehler des alten und des neuen Apparates anhand der verschiedenen Frequenzen (sofern beim alten Kreisel von einer solchen gesprochen werden darf) wird an diesem Diagramm in klassischer Form demonstriert. Aber auch aus einem weiteren Grund handelt es sich hier um ein Dokument von besonderem Interesse: Wie schon erwähnt, stellt dieser Ausschnitt die einzige Stelle innerhalb einer längeren mit konstanter Einstellung befahrenen Strecke dar, wo die Arbeit des neuen Ueberhöhungsmessers als ausgesprochen unbefriedigend bezeichnet werden muss. Bisher konnte kein plausibler Grund für die Entstehung dieser aussergewöhnlich starken Schwingung gefunden werden. Um einen besonders ungünstigen Uebergangsbogen kann es sich nicht handeln, da die Schwingung deutlich erst nach Beendigung der ersten, tadellos registrierten Kurveneinfahrt, also erst nach km 25,95 in Erscheinung tritt. Gegen eine schlechte Einstellung des Pendelmomentes spricht die Tatsache, dass fast zwei Dutzend anderer Kurven verschiedenster Form ohne

Störung durchfahren wurden. Auch eine besondere Unregelmässigkeit in der Krümmung tritt an der fraglichen Stelle nicht auf, denn der abnormale Krümmungsverlauf zwischen km 25,75 und 25,5 (bei praktisch unveränderter Ueberhöhung) folgt erst später und genügt höchstens als Erklärung für das lange Ausschlagen der Störung, nicht aber für ihre Entstehung. Eine Schwerpunktsverlagerung infolge der Fliehkraft hätte einen positiven und nicht einen negativen Fehler zur Folge gehabt. Der Verfasser ist daher geneigt anzunehmen, dass einer der Anwesenden unbemerkt mit dem Kreiselpendel in Berührung kam und so die Störung hervorrief. Da derartige Vorkommnisse während der verschiedenen Probefahrten hie und da beobachtet werden konnten und da zudem alle anderen Störungen ausnahmslos in einwandfreier Weise erklärt werden konnten, erscheint eine solche Vermutung ziemlich wahrscheinlich. Schliesslich sei noch erwähnt, dass derselbe Streckenteil auch im Diagrammblatt 4 (Diagramm Nr.13) wiederkehrt.

### 33.5. Auswertung der Versuchsergebnisse und Konsequenzen für die späteren Versuche.

Die grundsätzliche Brauchbarkeit des gewählten Prinzips darf als erwiesen betrachtet werden. Bei guter Abstimmung der wirksamen Grössen aufeinander und insbesondere bei Anordnung des Apparates hinter der Wagenmitte wurden Resultate erzielt, die nur noch geringer Verbesserungen bedürfen.

Die festgestellten Fehler lagen in den Grössenordnungen, die nach den Fehlerberechnungen zu erwarten waren. Der Einfluss der Reibung scheint etwas grösser gewesen zu sein als vorausgesehen, was sich gelegentlich in einer - allerdings recht unregelmässigen - Korrektur der aussermittigen Anordnung bemerkbar macht. Mit Ausnahme dieser letzteren Fehlerquelle (die schon vor dem Versuch II entdeckt und rechnerisch erfasst worden war) traten keine unerwarteten Erscheinungen ein. Einige konstruktiv bedingte Schwierigkeiten konnten mit einfachen Mitteln behoben werden.

Damit stehen für die weitere Entwicklung folgende Probleme zur Diskussion:

1. Der Einfluss der Reibung und insbesondere derjenige der Lage ausserhalb der Wagenmitte ist so weit auszuschalten, dass die Ueberhöhungs-



messung in beiden Fahrtrichtungen und bei allen Geschwindigkeiten mit gleicher Sicherheit durchgeführt werden kann.

2. Um die Anfachung von Schwingungen durch aufeinanderfolgende Störungsquellen zu verhindern und unter extremen Verhältnissen dennoch entstehende Abweichungen rasch unschädlich zu machen, ist eine wirksame Dämpfung erforderlich.

Ad 1: Der gleichzeitigen Reduktion beider Einflüsse sind leider gewisse Grenzen gesetzt. Denn einerseits ist der Einfluss der Reibung umso geringer, je leichter das Kreiselpendel bei einem gegebenen Pendelmoment gebaut werden kann. Andererseits lässt sich der Einfluss der aussermittigen Lage am einfachsten durch eine genügend niedrige Eigenfrequenz verringern. Diese hängt aber bei gegebenem Pendelmoment vom Trägheitsmoment und somit - bei gegebenen räumlichen Abmessungen - vom Gewicht ab. Konstruktiv muss daher eine möglichst günstige Kompromisslösung gesucht werden, wobei einerseits eine Reduktion der Lagerreibungen durch entsprechende Verfeinerungen, andererseits eine weitgehende Ausnützung der vorhandenen Massen zur Erzeugung eines hohen Trägheitsmomentes trotz genügender Steifigkeit des Gesamtaufbaues anzustreben ist.

Der Reibungseinfluss, der im Laufe der beiden Versuche zwar etwas grösser als erwartet, aber nie von entscheidender Bedeutung war, dürfte ohne grossen Aufwand praktisch ausgeschaltet werden können. Für den Einfluss der aussermittigen Lage kann dies nicht ohne weiteres behauptet werden, da hier eine Anzahl von Faktoren mitspielt, die von Fall zu Fall sehr verschiedene Werte annehmen können. Vor allem ist der Drehzapfenabstand des verwendeten Wagens von Bedeutung. Bei einem kurzen Wagen wird es nicht schwer fallen, den Apparat ohne Beeinträchtigung der übrigen Messungen nicht zu weit von der Wagenmitte unterzubringen. Bei einem langen Wagen dagegen hängt die Anordnung des Ueberhöhungsmessers weitgehend von der Konzeption der gesamten Messvorrichtung ab und es sind unter Umständen bedeutende Fehler zu befürchten.

Um von der Lage innerhalb des Wagens vollkommen unabhängig zu sein, erscheint es daher nicht abwegig, das Kreiselpendel mit einer Korrekturvorrichtung zu versehen, die den Einfluss der aussermittigen Lage kompensiert. Dass eine derartige Vorrichtung mit einfachen Mitteln ausgeführt werden kann, möge in der Folge gezeigt werden: Wie aus der

Gleichung (58) hervorgeht, ist das störende Moment proportional der zeitlichen Ableitung des kleinen Winkels  $\psi$ . Dieser Winkel ist in erster Näherung dem Winkel  $\chi$  zwischen Wagenkasten und Drehgestell proportional (siehe Fig. 16). Lässt man also auf das Kreiselpendel ein Drehmoment wirken, das dem Störmoment entgegenwirkt und mit der zeitlichen Ableitung von  $\chi$  durch einen entsprechenden Proportionalitätsfaktor verbunden ist, so ist das Problem gelöst. In der Praxis kann dies beispielsweise durch eine von  $\chi$  aus über passende Uebersetzungsglieder angetriebene Gleichstromdynamomaschine als Geber und einen elektromagnetischen Drehmomenterzeuger als Empfänger bewerkstelligt werden. Der genauen Justierung einer solchen Vorrichtung durch geeignete Widerstände stehen keine Schwierigkeiten im Weg.

Die durch den Spiessgang des Drehgestelles hervorgerufene periodische Erregung des Kreiselpendels ist in diesem Falle ebenso ungefährlich wie die Rollbewegung des Wagenkastens, da ihre Frequenz noch höher ist als die der letzteren.

Ad 2: Natürlich kann erst durch Versuche im fahrenden Wagen nachgewiesen werden, ob bei Verwendung einer Korrektur der beschriebenen Art auf eine Dämpfung des Kreiselpendels überhaupt verzichtet werden kann. Derartige Versuche konnten aber im Rahmen der dem Verfasser zur Verfügung stehenden Möglichkeiten nicht durchgeführt werden. Andererseits war die Hoffnung nicht unberechtigt, dass eine kräftige Dämpfung allein schon genügen könnte, um den Apparat gegenüber seiner Lage innerhalb des Wagens hinreichend unempfindlich zu machen. Damit war das zu lösende Problem eindeutig gegeben: Es musste eine Basis gefunden werden, gegenüber welcher das Kreiselpendel kräftig gedämpft werden konnte, ohne durch die Bewegungen dieser Basis gestört zu werden.

Allgemein gefasst lässt sich diese Bedingung wie folgt formulieren: Soll ein Kreiselpendel der beschriebenen Art wirksam gedämpft werden, so darf die Dämpfungsbasis nur so langsame Drehungen um die Fahrtrichtung ausführen, dass durch die Dämpfung keine nennenswerten Momente auf das Kreiselpendel übertragen werden. Dass der Wagenkasten dieser Forderung nicht entspricht, geht aus der Diskussion des Diagrammes Nr. 5 hervor. Als geeignete Basis erscheint dagegen jeder - insbesondere auch jeder relative - Ueberhöhungsmesser. Da hierbei an die Fehlerwinkelgeschwindigkeit der Basis wesentlich bescheidenere Ansprüche gestellt werden dürfen als an diejenige eines relativen Ueberhöhungsmessers ohne Korrekturvorrichtung (siehe Abschnitt 22 und 23), so kann der träge Körper als vollauf genügend bezeichnet werden.

Ein um die Fahrtrichtung gelagertes Schwungrad von entsprechenden Dimensionen stellt somit eine funktionell einwandfreie und konstruktiv ausserordentlich einfache Dämpfungsbasis dar. Dass ein solches Rad einen nicht zu kleinen Durchmesser und ein beträchtliches Gewicht haben muss, spielt unter den gegebenen Verhältnissen keine grosse Rolle.

### 33.6. Die neue Pendeldämpfung.

Bei dem seitlichen Anbau des Apparates am Messtisch des Oberbaumesswagens wäre die Unterbringung eines Schwungrades als Dämpfungsbasis nicht möglich gewesen. Daher entschloss sich der Verfasser zur Erprobung einer Kompromisslösung, die den Vorteil grosser Einfachheit mit einer genügenden Annäherung an messtechnisch ideale Verhältnisse zu verbinden versprach. Als Dämpfungsbasis dient hierbei ein Körper von grossem Trägheitsmoment (bestehend aus zwei in grossem Abstand übereinander angeordneten Gewichten und einem sie verbindenden starren Kastenträger), der in seinem Schwerpunkt um die x-Achse schwenkbar aufgehängt ist. Da sich dieser Körper infolge seiner grossen Höhe (etwa 1,8 m) nicht wie ein Schwungrad beliebig drehen darf, ist er nicht nur durch den Dämpfer mit dem Kreiselpendel gekoppelt, sondern auch durch eine sehr schwache Feder, die ihn stets in annähernd vertikaler Lage festhält.

Uebrigens zeigt diese Anordnung eine gewisse Aehnlichkeit mit den im Schiffbau verwendeten Schlingertanks: Hier wie dort handelt es sich um ein aus zwei Trägheiten bestehendes und als Ganzes schwingungsfähiges Gebilde, bei dem jede Schwingung zu einer Relativbewegung zwischen den beiden Trägheiten führt. Dabei kann durch Dämpfung dieser Relativbewegung ein Teil der Schwingungsenergie vernichtet werden, ohne dass von aussen dämpfende Kräfte oder Momente auf das System zu wirken brauchen.

Durch numerische Lösung der Differentialgleichung des Systemes unter verschiedenen Anfangsbedingungen wurde versucht, der optimalen Abstimmung der beteiligten Grössen aufeinander möglichst nahe zu kommen. Dabei konnte nachgewiesen werden, dass eine wirksame Dämpfung ohne bedeutende Messfehler grundsätzlich möglich ist.

Fig. 20 und 21 zeigen den Versuchsapparat mit der angebauten Dämpfungsbasis während der in Abschnitt 33.7 beschriebenen Versuchsfahrten III und IV (Um Verwechslungen zu vermeiden, sind die Bezugsziffern dieser Abbildungen durchgehend

numeriert). Die mit Hilfe von Stellgewichten sorgfältig ausbalancierte Dämpfungsbasis 1 bzw. 5 ist in der Grundplatte anstelle des Hebels gelagert, der in Fig.17 mit 7 bezeichnet war (siehe Abschnitt 33.3). Der Dämpfer selber konnte fast unverändert gelassen werden. Sein Gehäuse (in Fig.20 durch das Papierband 2 verdeckt) ist mit der Basis starr verbunden. Da die Basis den Platz der alten Schreibvorrichtung einnimmt, musste ein neues Gestänge 6 (Fig.21) am Kreiselpendel angelenkt werden. Dieses ist so dimensioniert, dass keine Umzeichnung der Diagramme mehr erforderlich ist. Dabei wurde auf die Möglichkeit einer Korrektur der Relativbewegung zwischen Wagenkasten und Schienen verzichtet. Für Versuche ausserhalb des Oberbaumesswagens ist eine abnehmbare Registriervorrichtung 3 (Fig.20) vorgesehen. Der Apparat kann ohne Ausbau aus der Transportkiste 4 (Fig.20) in Betrieb genommen werden. Die Stromzufuhr 7 (Fig.21) wurde entsprechend den veränderten Platzverhältnissen abgeändert. Um den Einfluss der Dämpfung deutlicher hervortreten zu lassen und gleichzeitig die Lagerreibung zu reduzieren, wurden die Pendelgewichte des Kreiselpendels gegenüber der ursprünglichen Ausführung beträchtlich verkleinert.

Die Hauptdaten der abgeänderten Apparatur sind die folgenden:

Pendelmoment: 15,0 cmkg  
 Trägheitsmoment des Kreiselpendels: 14,1 cmkgs<sup>2</sup>  
 Trägheitsmoment der Dämpfungsbasis: 152,0 cmkgs<sup>2</sup>  
 Eigenfrequenz des Kreiselpendels bei eingehängter Rückziehfeder, ohne Dämpfung: 0,175 s<sup>-1</sup>

Zunächst wurde die Dämpfung im Stillstand unter leicht zu überblickenden Bedingungen untersucht. Diagramm Nr.12 (Diagrammblatt 3) zeigt das Ausschlagen des Kreiselpendels bei verschiedenen Anfangsbedingungen. In allen vier Fällen schwingt das Kreiselpendel nach einem Ausschlag von etwa 13 % aus. Dagegen ist die Dämpfungsbasis

- a) in vertikaler Lage dauernd festgehalten,
- b) in vertikaler Lage gleichzeitig mit dem Kreiselpendel losgelassen,
- c) mit einem Ausschlag von +13 %, also in derselben Lage wie das Kreiselpendel, gleichzeitig mit diesem losgelassen und
- d) mit einem Ausschlag von -13 %, also entgegen dem Ausschlag des Kreiselpendels, gleichzeitig mit diesem losgelassen.

Das günstige Resultat dieser Versuche, das die Ergebnisse

der vorangegangenen Rechnungen in vollem Masse bestätigte, liess die Hoffnung berechtigt erscheinen, dass eine wesentliche Verbesserung der Resultate gegenüber dem ungedämpften Kreiselpendel möglich sei.

### 33.7. Versuche mit dem gedämpften Kreiselpendel.

Nach einigen Versuchen mit einem Automobil, bei denen infolge sekundärer Einflüsse (Luftzug im offenen Wagen, ungleichmässige Lenkbewegungen bei mehrmaligem Befahren derselben Strecke) keine eindeutigen Ergebnisse erzielt werden konnten, fanden am 18. August 1949 auf der Strecke Schaffhausen-Romanshorn-Schaffhausen Versuchsfahrten (Versuch III) statt, für welche die Schweizerischen Bundesbahnen einen Gepäckwagen zur Verfügung stellten.

Dieser Versuch war lediglich zur Prüfung der Dämpfung als solcher gedacht. Es wurde daher von vorneherein auf ein Laufenlassen des Kreisels verzichtet, sodass das Kreiselpendel weniger durch die im Abschnitt 33.2 diskutierten Störungsquellen als durch die Fliehbeschleunigungen zum Schwingen angeregt wurde. Dass dabei nicht die Ueberhöhung, sondern die jeweilige Neigungsdifferenz zwischen Wagenkasten und Kreiselpendel registriert wurde, spielt für die ins Auge gefasste Untersuchung nur eine untergeordnete Rolle. Wichtig ist dagegen, dass die auftretenden Störmomente sicher wesentlich grösser waren als bei laufendem Kreisel.

Besonders wertvoll ist der Umstand, dass die genannte Strecke zweimal in jeder Richtung befahren werden konnte, sodass ein unmittelbarer Vergleich der Schwingungsverhältnisse mit und ohne Dämpfung möglich war. Allerdings musste dabei eine sorgfältige Auswahl der Vergleichsstrecken getroffen werden, um die durch Unterschiede in der Geschwindigkeit bedingten bedeutenden Unterschiede im Diagrammverlauf auszuschalten. Allerdings ist die Kontrolle der Geschwindigkeiten bei dem zeitproportionalen Papiervorschub sehr leicht, da die Diagrammabschnitte je nach der Geschwindigkeit länger oder kürzer sind. Für die Vergleichsdiagramme des Diagrammblattes 3 wurden mit Ausnahme des Diagrammes 11 nur Abschnitte zugelassen, bei denen die Geschwindigkeitsunterschiede beträchtlich unter 10 % liegen. Ferner mussten alle Stellen eliminiert werden, wo die Dämpfungsbasis - die ja nur durch eine sehr schwache Feder in ihrer Lage festgehalten wird - an den Wänden der etwas zu schmal gebauten Transportkiste (siehe Fig. 2c) ansties und so zu Verzerrungen des Bildes

führen musste.

Alle Diagramme sind von links nach rechts zu lesen, wobei der Papiervorschub durchwegs  $0,0785 \text{ cm}^{-1}$  beträgt.

Diagramm Nr. 8: Versuch III, Strecke Schaffhausen-Romanshorn, Ausfahrt aus der Station Kreuzlingen-Hafen in Richtung Münsterlingen.

Obere Kurve: Kreiselpendel ungedämpft.

Untere Kurve: Kreiselpendel gedämpft.

Während die ersten Partien in beiden Fällen annähernd gleich (und angesichts der geringen Geschwindigkeiten und Fliehbeschleunigungen dem wahren Ueberhöhungsverlauf annähernd entsprechend) registriert werden, erregt die erste mit einiger Geschwindigkeit durchfahrene Weiche eine kräftige Schwingung des ungedämpften Kreiselpendels. Auch bei der Ausfahrt aus der folgenden Kurve und beim Uebergang zur nächsten treten Schwingungen beträchtlicher Amplitude auf. Das gedämpfte Kreiselpendel zeigt dagegen keine feststellbare Neigung zum Schwingen.

Diagramm Nr. 9: Versuch III, Strecke Romanshorn-Schaffhausen, zwischen den Stationen Güttingen und Altnau.

Obere Kurve: Kreiselpendel ungedämpft.

Untere Kurve: Kreiselpendel gedämpft.

Der Ausschnitt besteht aus zwei langen Geraden, zwischen denen eine flache Kurve liegt. Die Geschwindigkeit war in beiden Fällen ziemlich gering (unter 50 km pro Stunde), so dass die geringe Schwingungserregung durch die Fliehbeschleunigung verständlich ist. Dagegen zeigt sich in der Kurve sowie in der zweiten Geraden eine andauernde leichte Schwingung des ungedämpften Kreiselpendels, die offenbar durch die ziemlich heftigen Bewegungen des Wagenkastens (es handelte sich um einen Zweiachser älterer Konstruktion, der in beiden Fällen am Schlusse der Zugskomposition fuhr) erregt wird. Dabei macht sich selbstredend auch das gegenüber den Versuchen I und II beträchtlich reduzierte Trägheitsmoment des Kreiselpendels bemerkbar. Beim gedämpften Kreiselpendel sind dagegen auch hier keine feststellbaren Schwingungen vorhanden.

Diagramm Nr. 10: Versuch III, Strecke Romanshorn-Schaffhausen

sen, Ausfahrt aus der Station Romanshorn in Richtung Uttwil.

Obere Kurve: Kreiselpendel ungedämpft.

Untere Kurve: Kreiselpendel gedämpft.

Dieses Diagramm stellt eine Bekräftigung der Resultate des Diagrammes Nr. 8 dar. Auch hier leitet eine Weiche beim ungedämpften Kreiselpendel eine Schwingung ein, die infolge einer weiteren Weiche und einer nachfolgenden Kurve (bei deren Einfahrt sie allerdings etwas "abgefangen" wird) bis zum Ende des Ausschnittes (also während einer Dauer von zwei Minuten) nicht mehr zur Ruhe kommt.

Diagramm Nr. 11: Versuch III, Strecke Romanshorn-Schaffhausen, zwischen den Stationen Mammern und Eschenz.

Beide Kurven: Kreiselpendel gedämpft.

Mit diesem Ausschnitt sollte gezeigt werden, dass bei zweimaligem Befahren derselben Strecke mit Geschwindigkeiten, die um etwa 10 % differieren, der qualitative Verlauf der Diagramme bei gedämpftem Kreiselpendel im Wesentlichen erhalten bleibt. Wären beim Durchfahren des sehr kurvenreichen Streckenteiles nennenswerte Ansätze zum Schwingen aufgetreten, so müsste durch die (infolge der Geschwindigkeitsdifferenz unvermeidlichen) zeitlichen Verschiebungen ein beträchtlicher Unterschied zwischen den beiden Registrierungen feststellbar sein. Aus der weitgehenden Übereinstimmung darf daher der Schluss gezogen werden, dass die Diagramme 8, 9 und 10, bei denen wesentlich geringere Geschwindigkeitsdifferenzen vorliegen, wirklich als gültige Vergleichsbasis der gedämpften mit der ungedämpften Anordnung angesehen werden dürfen.

Wenn auch die Ergebnisse des Versuches III als sehr günstig bezeichnet werden können, so darf doch nicht ausser acht gelassen werden, dass es sich hierbei um Versuchsbedingungen handelt, die ziemlich weit von der Wirklichkeit entfernt sind. Zur endgültigen Ueberprüfung der gewonnenen Erkenntnisse wurde daher am 28. September 1949 eine weitere Fahrt mit dem Oberbaumesswagen durchgeführt (Versuch IV). Diese Fahrt fand - wie schon der Versuch II - auf der Strecke Zürich-Rapperswil-Zürich statt, wodurch sich wertvolle Vergleichsmöglichkeiten ergaben. Der Messwagen wurde wiederum in normale Personenzugskompositionen eingereiht. Einen

besonders aufschlussreichen Ausschnitt aus den aufgenommenen Diagrammen zeigt das Diagramm Nr.13 (Diagrammblatt 4).

Im gleichen Masstab und gleicher Anordnung wie in Diagrammblatt 2 sind hier die wesentlichen Messgrößen zusammengestellt:

Geschwindigkeit,  
 Krümmungsradius der Kurven,  
 Ueberhöhungsmessung des alten Apparates,  
 Ueberhöhungsmessung des neuen Apparates,  
 Differenz der beiden Ueberhöhungsmessungen.

Diagramm Nr.13: Versuch IV, Strecke Zürich-Rapperswil, zwischen den Stationen Uerikon und Stäfa (Station Männedorf bei km 23,75).

Apparat mit neuer Dämpfung, vor der Wagenmitte.

Bei der Betrachtung des vorliegenden Diagrammes fällt zunächst der Umstand auf, dass die Ueberhöhungsamplituden des neuen Apparates durchwegs etwas kleiner sind als die des alten. Während des Versuches wurde angenommen, es handle sich um einen Uebersetzungsfehler der Schreibvorrichtung. Deshalb wurde nicht versucht, diese Unstimmigkeit zu korrigieren. Diese Hypothese musste aber bei der Auswertung der Diagramme fallen gelassen werden, da eine eindeutige Abhängigkeit des Fehlers von der Geschwindigkeit festgestellt wurde. Dies deutet auf eine ungenaue Einstellung des Pendelmomentes. Eine augenfällige Bestätigung dafür gibt die (übrigens im Diagramm Nr.7 bereits beobachtete) Ueberhöhungsunregelmässigkeit zwischen km 25,65 und 25,7: An dieser Stelle verschwindet - trotz leichter Zunahme der Ueberhöhung - die Krümmung fast vollständig, sodass auch die Fliehbeschleunigung und das Kreiselreaktionsmoment auf vernachlässigbare Werte zurückgehen und die Gleichgewichtslage des Kreiselpendels von Fehlern in der Einstellung des Pendelmomentes unabhängig wird. In der Tat verschwindet hier die Differenz zwischen den Anzeigen der beiden Apparate praktisch restlos. Eine nachträgliche Ueberprüfung der Verhältnisse ergab dann auch ein um etwas über 10 % zu grosses Pendelmoment und eine fehlerfreie Uebersetzung der Schreibvorrichtung. Die Dämpfung war bei dem vorliegenden Versuch durch die aussergewöhnlich hohe Temperatur etwas beeinträchtigt: Bei 28 bis 30°C im Messraum und



der zusätzlichen Erwärmung durch den Kreiselantrieb war nur eine relativ schwache Dämpfung möglich. Trotzdem können - ungeachtet der erhöhten Schwingungserregung durch das ungenau eingestellte Pendelmoment - nach den normalen Uebergangsbogen nur unbedeutende Ansätze zum Schwingen konstatiert werden. Eine nennenswerte Abweichung tritt lediglich zwischen km 26,05 und 26,15 in Erscheinung, wo der äusserst unregelmässige Krümmungsverlauf der vorhergehenden Kurve offenbar dazu beigetragen hatte, der Dämpfungsbasis eine ziemlich grosse Auslenkung zu erteilen, die dann durch die Rückziehfeder auf das Kreiselpendel zurückwirken konnte. Es ist zu betonen, dass ein derartiger Fehler bei Verwendung eines Schwungrades ohne Rückziehfeder als Basis nicht entstehen könnte. Angesichts der etwas zu schwachen Dämpfung ist es auch verständlich, dass die Ungenauigkeit des Pendelmomentes in Weichen - insbesondere in der mit beträchtlicher Geschwindigkeit durchfahrenen dreifachen Weiche in der Umgebung von km 23,5 - zu beträchtlichen Auslenkungen führen musste. Immerhin verschwinden die dabei registrierten Fehler so rasch, dass der Diagrammverlauf praktisch sofort wieder als ungestört bezeichnet werden darf. Was die Arbeit des alten Apparates anbelangt, so ist zunächst (vom Anfang des Diagrammes bis km 24,95) die normale Arbeit der Korrekturvorrichtung zu beobachten. Immerhin ist durch das damit verbundene leichte Schwanken die Feststellung einer sehr flachen Kurve (zwischen km 23,95 und 24,45), die infolge der überlagerten Unregelmässigkeiten auch aus der Krümmungsregistrierung nur schwer herauszulesen ist, wesentlich erschwert. Im Kurvenpaar zwischen km 24,95 und 26,05 tritt dagegen (wie schon im Diagramm Nr.7) eine sehr beträchtliche Schwankung auf. Offenbar handelt es sich hierbei nicht um die normale Arbeit der Korrekturvorrichtung, sondern um eine anfängliche Längsneigung der Kreisel-drehachse, welche durch die Kurvenfahrt zu einer Querneigung wird und damit als Fehler in die Messung eingeht. Auf die Möglichkeit derartiger Fehler wurde bereits im Abschnitt 22.2 hingewiesen.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Dämpfung den ihr zgedachten Zweck weitgehend erfüllt. Die im Abschnitt 33.5 gestellten Probleme können in dem Sinne als gelöst bezeichnet werden, dass bei Verwendung einer geeigneten Dämpfung eine zuverlässige Arbeit in beiden Fahr-richtungen möglich ist (Kreiselpendel vor der Wagenmitte im Diagramm Nr.13) und dass eventuelle Abweichungen so rasch zum Verschwinden gebracht werden, dass keine Auswirkungen auf den weiteren Verlauf des Diagrammes zu befürchten sind.

### 33.8. Zusammenfassung der Resultate.

Zu Beginn dieser Schrift (Abschnitt 13) wurde versucht, die Bedingungen zu formulieren, denen ein brauchbarer Ueberhöhungsmesser zu genügen hat. Im Anschluss an die kritische Betrachtung der wichtigsten bekannten Anordnungen wurden dann diejenigen Punkte (vor allem Einfachheit und verbesserte Absolutgenauigkeit) herausgestrichen, die bei den bisherigen Ueberhöhungsmessern zu bedeutenden Schwierigkeiten führten (Abschnitt 25).

Ausgehend von den Ueberlegungen der genannten Abschnitte wurde die grundsätzliche Möglichkeit dargelegt, mit Hilfe nichtkardanisch aufgehängter Kreisel und insbesondere nichtkardanischer Kreiselpendel die Ueberhöhung in einwandfreier Weise zu messen (Abschnitt 31, 32.1 und 33.1). Die Versuche des Verfassers mit dem ausgeführten Kreiselpendel sollten den Beweis für die praktische Anwendbarkeit eines der geschilderten Systeme erbringen.

Dieser Beweis liegt nunmehr in einer Reihe von Diagrammen vor, die unter durchaus wirklichkeitstreuem Bedingungen aufgenommen wurden und die fortschreitende Ausmerzung aller ernstlichen Schwierigkeiten demonstrieren. In diesem Zusammenhang ist zu betonen, dass die Diagrammausschnitte stets so ausgewählt wurden, dass die in Erscheinung getretenen Fehlerquellen möglichst deutlich erkennbar sind.

Wenn die Versuchsausführung in ihrer gegenwärtigen Form auch nicht als ideal anzusprechen ist, so darf ihre Brauchbarkeit dennoch als erwiesen bezeichnet werden. Darüber hinaus entspricht sie sehr weitgehend den im Abschnitt 25 aufgestellten Forderungen: Der konstruktive Aufwand ist gering, wobei vor allem die mässige Drehzahl des Kreisels, die einfache Aufhängung des Kreiselpendels und die Abwesenheit sämtlicher Hilfsaggregate (mit Ausnahme des leicht unterzubringenden Gebers) zu erwähnen ist. Die Genauigkeit lässt - da es sich grundsätzlich um einen absoluten Ueberhöhungsmesser handelt - keine Wünsche offen. Angesichts der einfachen Bauweise und der Abwesenheit empfindlicher Teile dürfte im Dauerbetrieb auch unter schwierigen Bedingungen eine grosse Zuverlässigkeit zu erwarten sein.

In seiner Grundform ist der entwickelte Apparat ausschliesslich für die Verwendung in Schienenfahrzeugen geeignet. Wo die starre Führung durch die Schienen fehlt (insbesondere bei Schiffen und Flugzeugen) müssen die dem System zugrunde liegenden Gleichungen stets mit Vorsicht

verwendet werden. Immerhin sei erneut darauf hingewiesen, dass die Kombination mit einem kardanisch aufgehängten Hauptkreisel im Sinne von Fig.4 (Abschnitt 22.3), eventuell auch die Benützung als Korrekturbasis für einen Kardankreisel, für eine anderweitige Verwertung des Systemes gewisse Möglichkeiten bietet. Dabei ist vor allem die Tatsache von Bedeutung, dass neben der Neigung um die Längsachse durch geeignete Aufhängung des Kreiselpendels auch die Neigung um die Querachse bestimmt werden kann, wie die Ausführungen des Abschnittes 33.1 zeigen.

## Literatur.

-----

"Amsler Dynamometer and Inspection Car", Engineering, 27. September 1934.

M.F.O.de Mellor, "Track Recording Car on the Great Indian Peninsular Railway", Engineering, 1. September 1939.

Deutsche Patentschrift 700933 vom 12.8.1930.

P.S. Durnowo, "Organisazija remonta i soderschanija puti" (Die Organisation von Reparatur- und Unterhaltsarbeiten an Gleisanlagen), I. Band, Moskau 1945.

M.Herrmann, "Die Messung der gegenseitigen Höhenlage der Fahrschienen in den Oberbaumesswagen der Deutschen Reichsbahn", Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, 1. August 1936.

G.Kummer, "Neuerungen am Dynamometerwagen der Schweizerischen Bundesbahnen", SBB-Nachrichtenblatt Nr.8, 1933.

M.Mauzin, "Applications des méthodes piezo-électriques en mécanique industrielle", Bulletin de la Société Française des Mécaniciens, Januar/Februar 1939.

M.Mauzin, "Description d'une voiture permettant, à grande vitesse, l'auscultation des voies de chemin de fer", Revue générale des Chemins de Fer, März 1939.

H.Wolf, "Der Oberbaumesswagen der Deutschen Reichsbahn in verbesserter Form", Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, Seiten 74 bis 76, 1942.

Leer - Vide - Empty

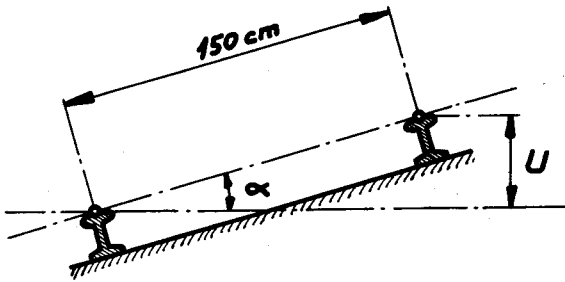


Fig. 1

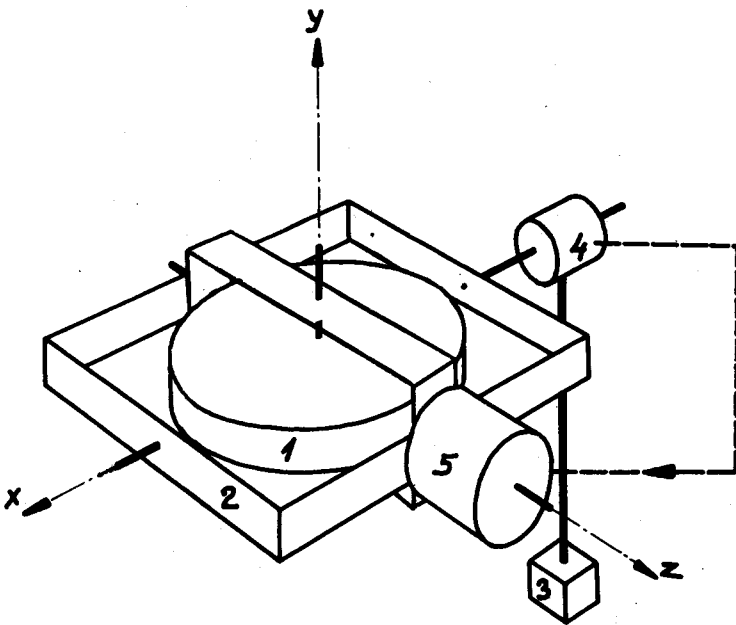


Fig. 2

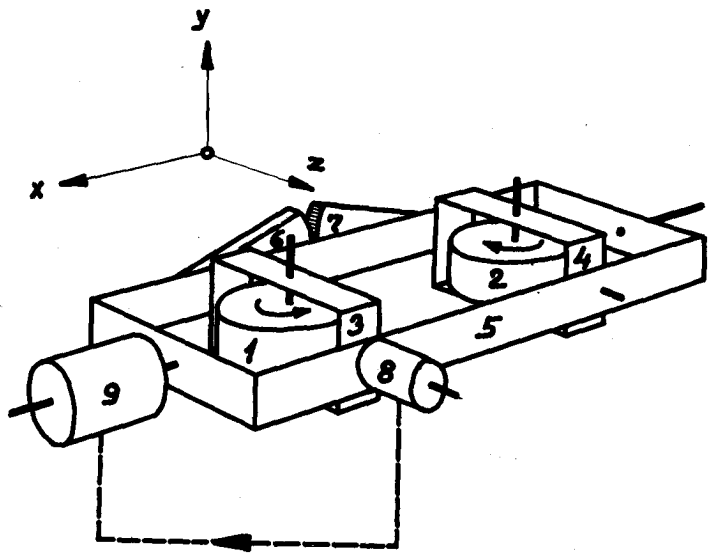


Fig. 3

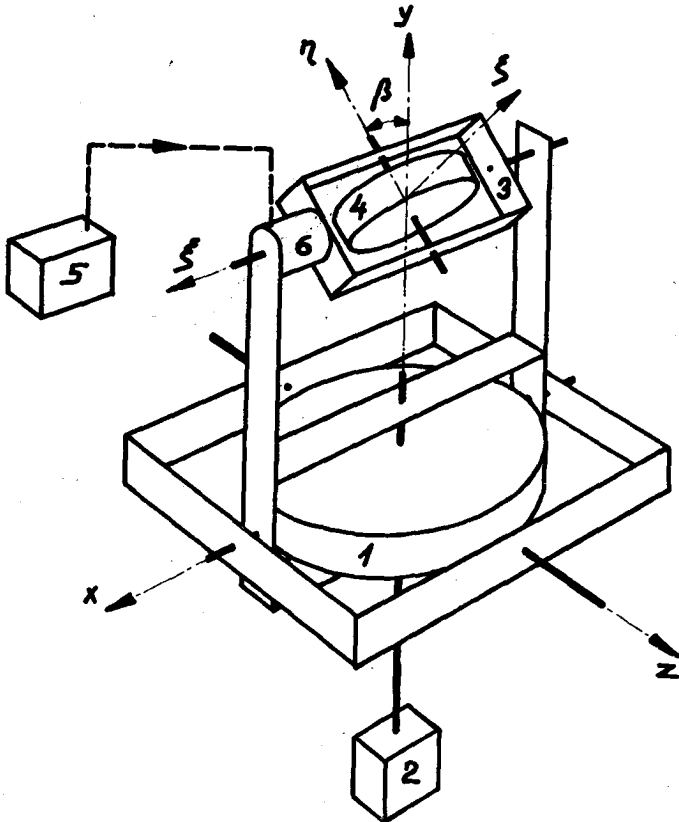


Fig. 4

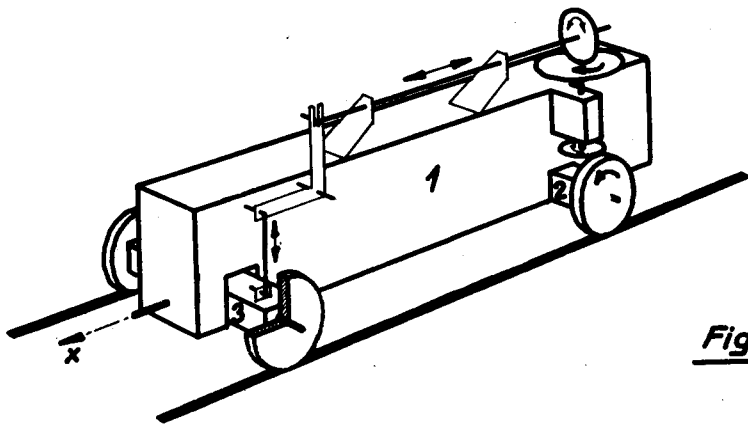


Fig. 5



Fig. 6



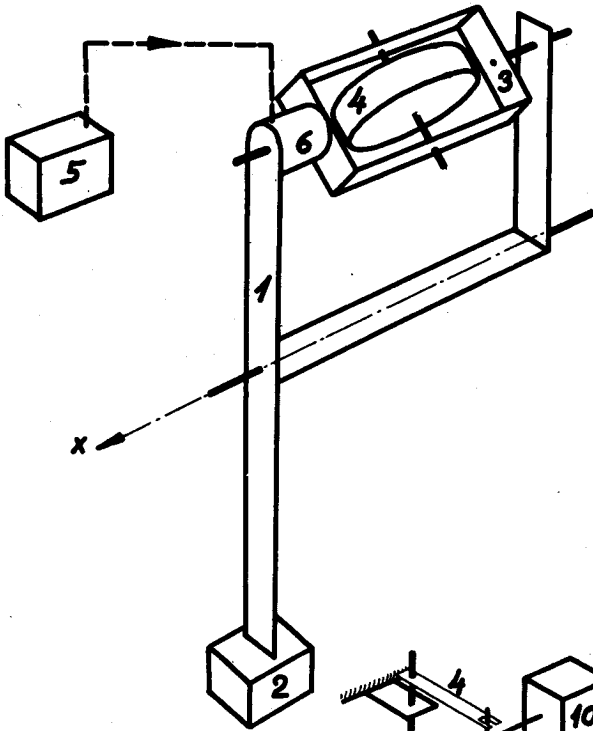


Fig. 7

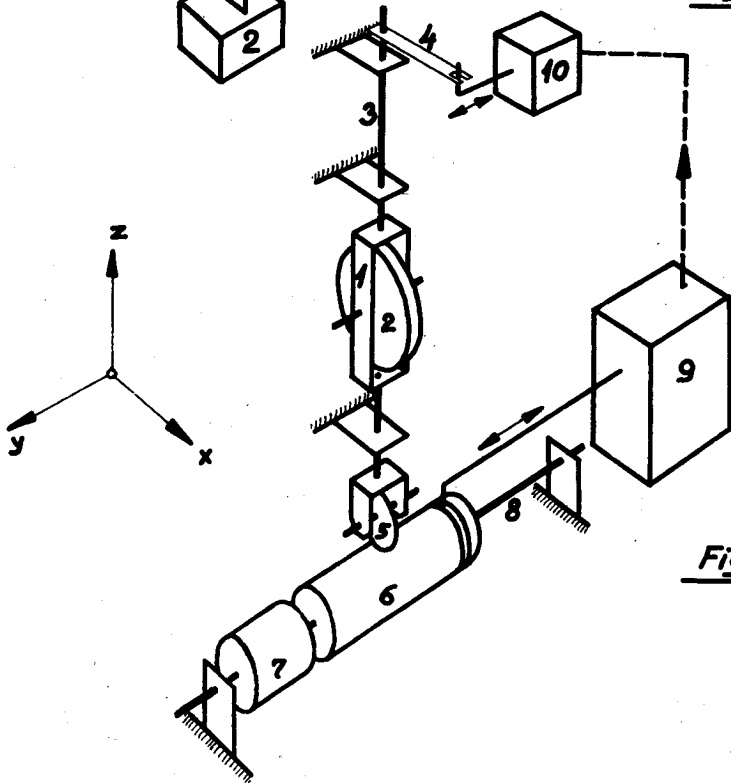


Fig. 8

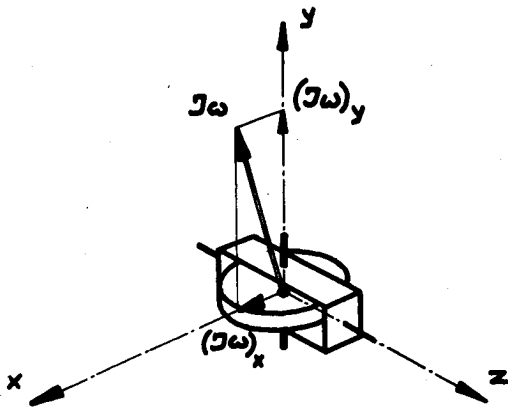


Fig. 9

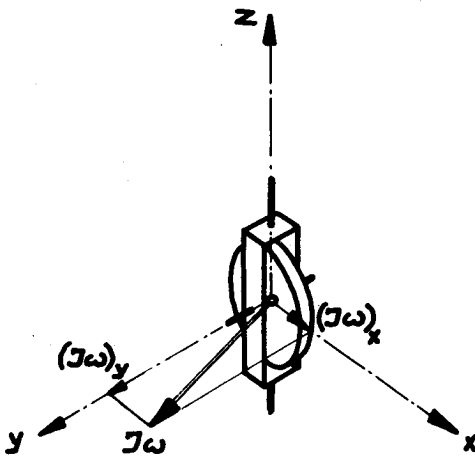


Fig. 10

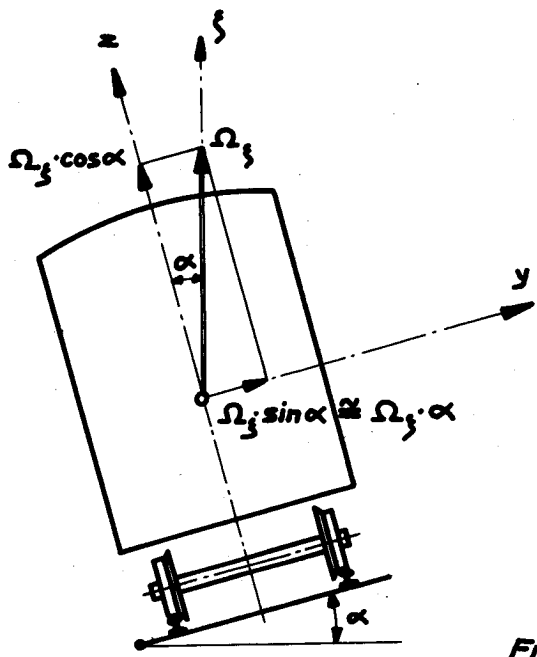


Fig. 11

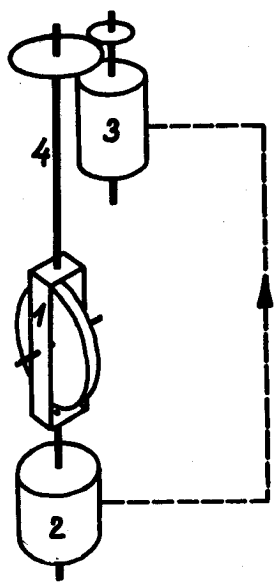


Fig. 12

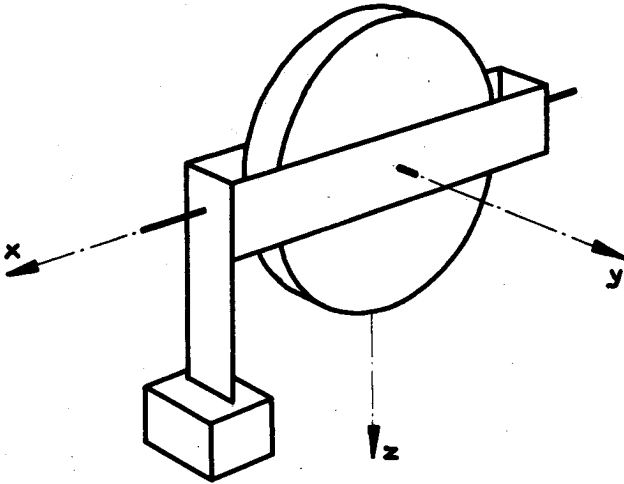


Fig.13

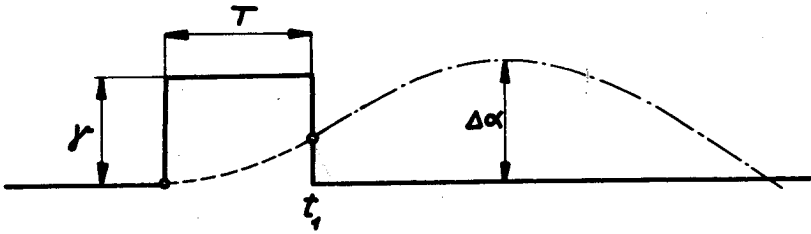


Fig.14

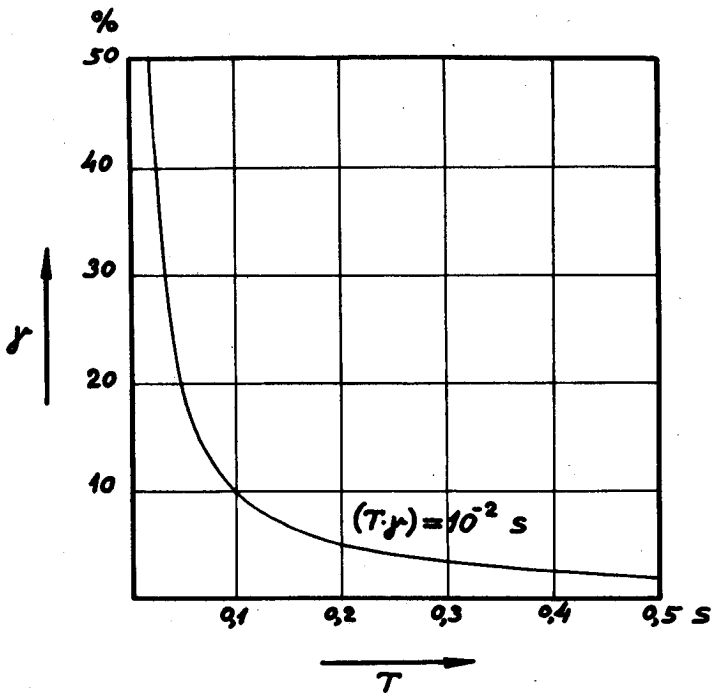


Fig. 15

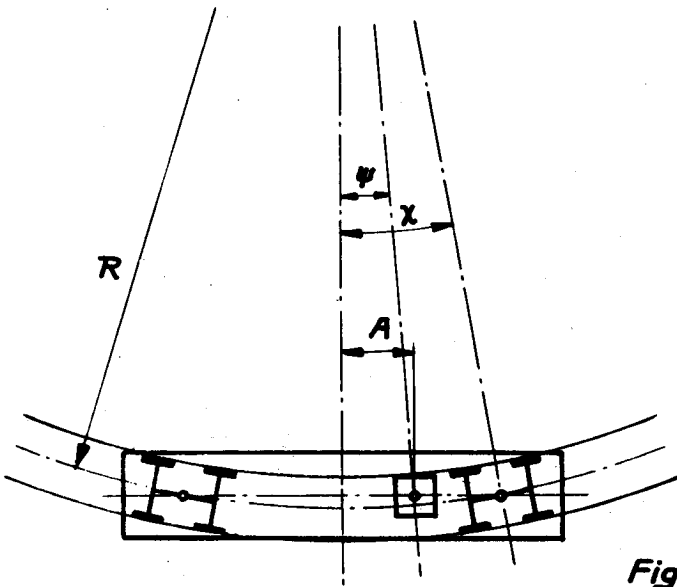


Fig. 16

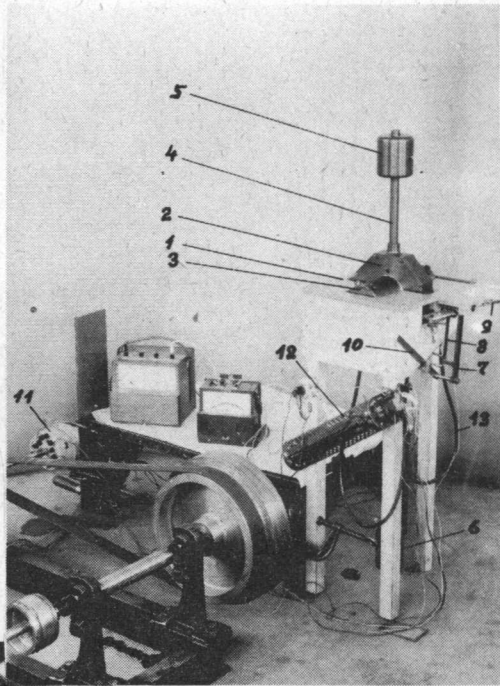


Fig. 17

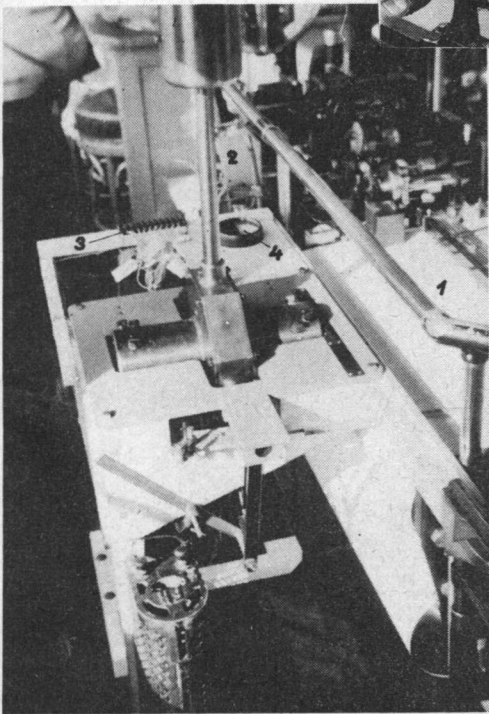


Fig. 18

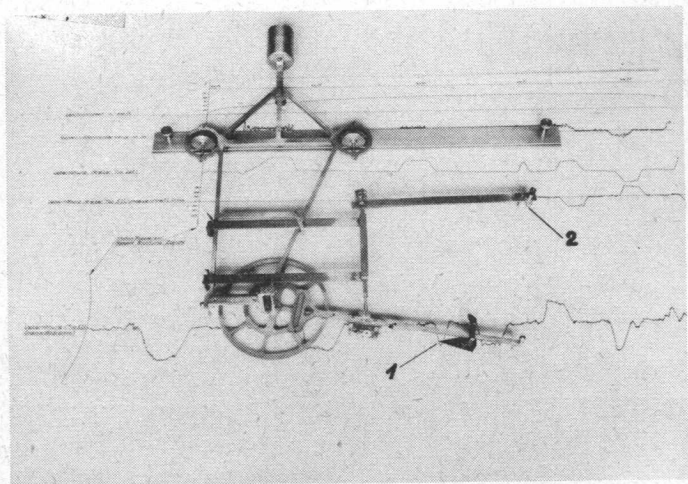


Fig. 19

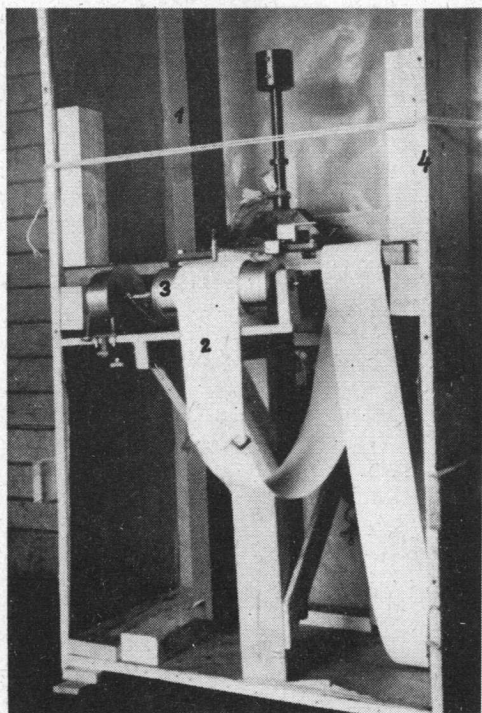


Fig. 20

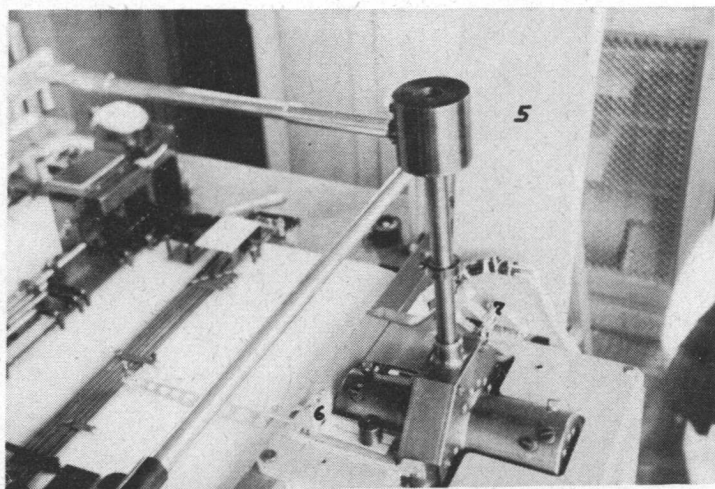
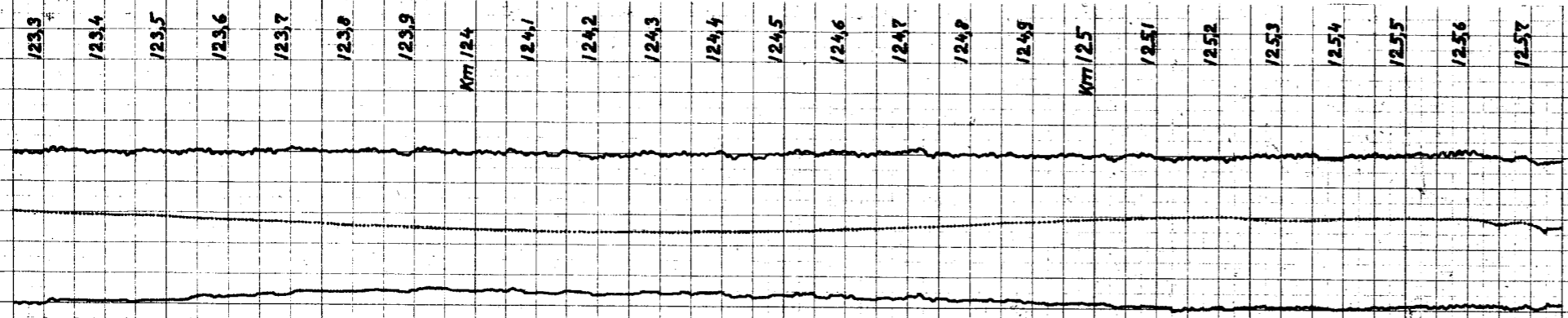
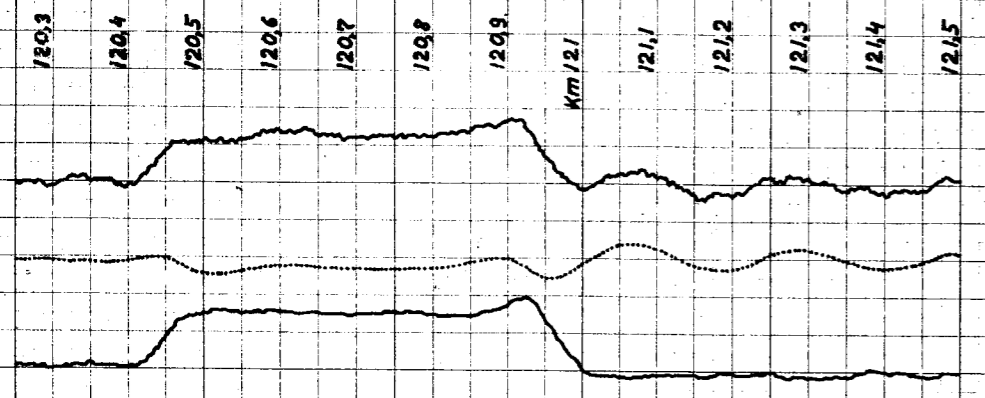


Fig. 21

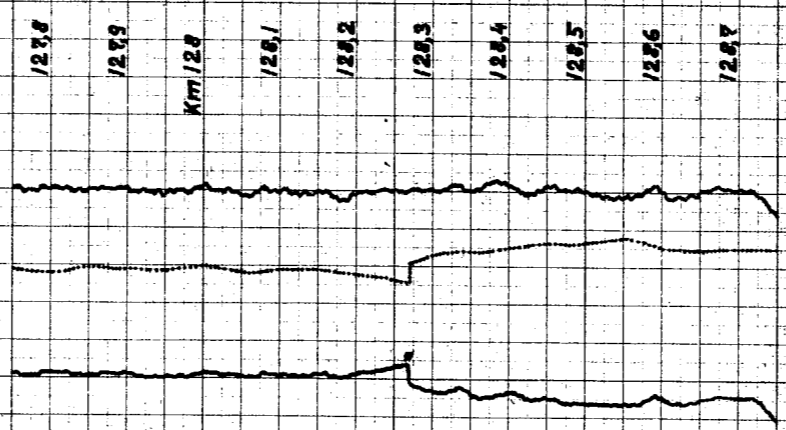




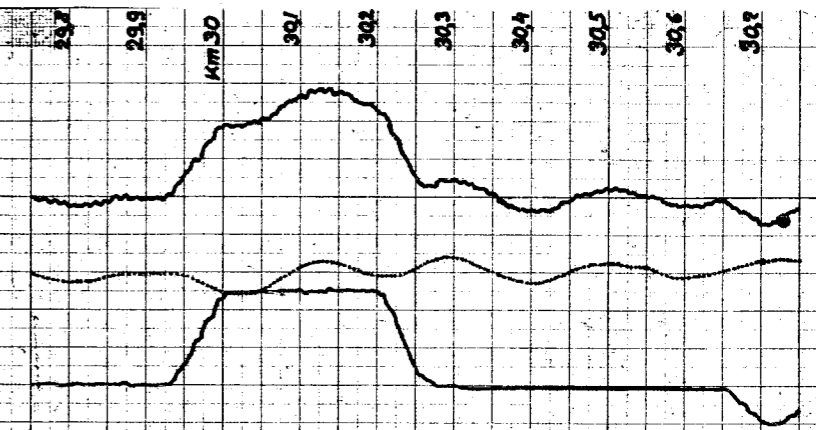
Nr. 1



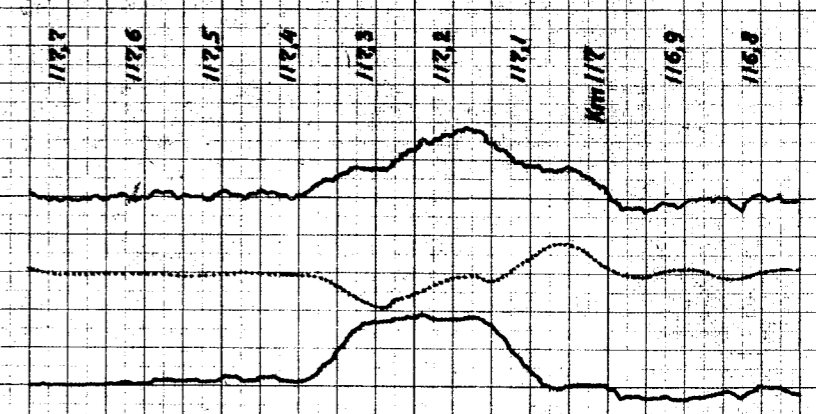
Nr. 3



Nr. 4



Nr. 2



Nr. 5

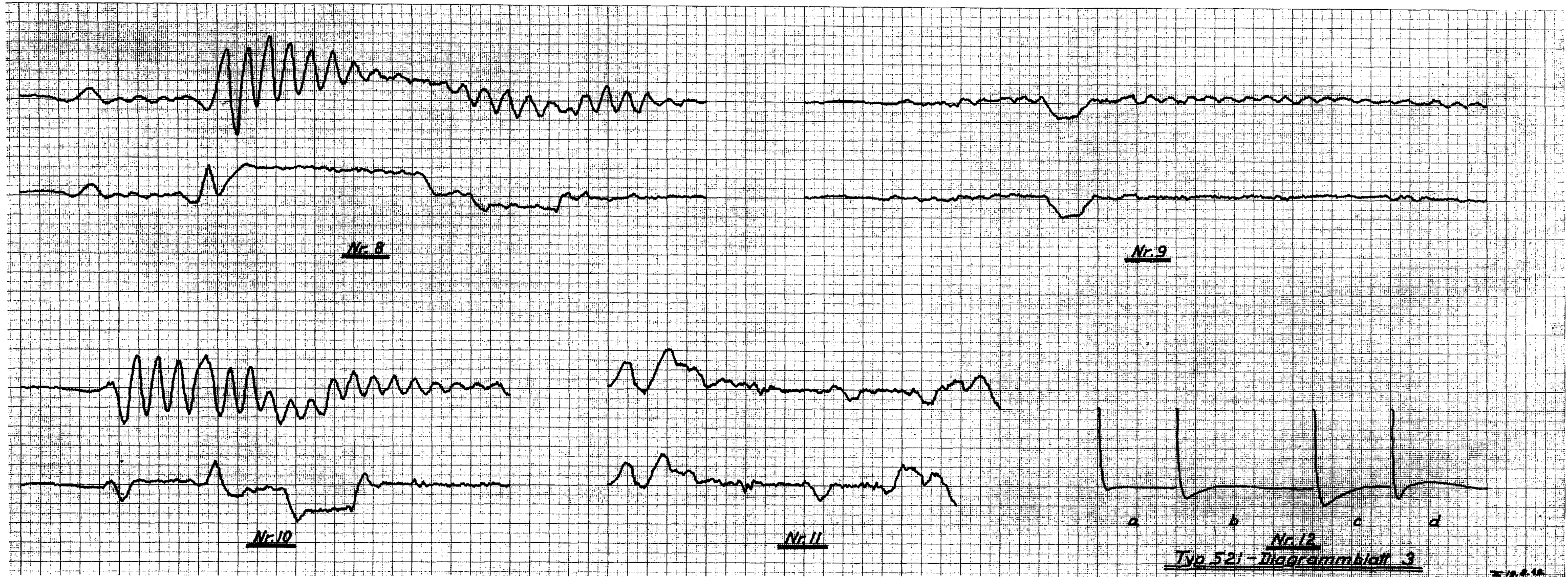
Typ 521 - Diagrammblatt 1



Nr. 6



Nr. 7



Nr. 8

Nr. 9

Nr. 10

Nr. 11

a b c d

Nr. 12  
Typ 521-Diagrammblatt 3

19.4.49



Nr. 13

Typ 521-Diagrammblatt 4

Inhalt.

-----

<u>Vorwort</u>	Seite 1
<u>1. Die Ueberhöhungsmessung im Rahmen der Oberbaumessung</u>	
11. Allgemeines über die Oberbaumessung	3
12. Ueberhöhungsmessung. Definition der Grundbegriffe	4
13. Wichtigste Eigenschaften eines Ueberhöhungsmessers	5
<u>2. Kurzer Ueberblick über die bisher bekannt gewordenen Ueberhöhungsmesser</u>	
21. Allgemeine Bemerkungen	7
22. Erste Gruppe: Systeme, die eine gegebene Lage im Raume beibehalten	
1. Der kardanisch aufgehängte Kreisel	8
2. Korrekturvorrichtungen	11
3. Zweikreiselsysteme	13
4. Der träge Körper	17
23. Zweite Gruppe: Systeme, die eine anfangs gegebene Richtung rekonstruieren	19
24. Dritte Gruppe: Systeme, die bei Abweichungen von der Ursprungslage durch äussere Kräfte wieder zurückgedreht werden.	
1. Das Schwerependel	21
2. Korrekturvorrichtungen	22
25. Abschliessende Betrachtungen	25
<u>3. Ueberhöhungsmessung mit nichtkardanisch aufgehängten Kreiseln</u>	
31. Allgemeines	28
32. Der integrierende Kreisel-Ueberhöhungsmesser	
1. Grundprinzip	29
2. Konstruktive Möglichkeiten	30
3. Fehlerursachen	32

<b>33. Das nichtkardanische Kreiselpendel</b>	
1. Grundprinzip	43
2. Fehlerursachen	45
3. Beschreibung der Versuchsausführung	55
4. Die erste Versuchsreihe	57
5. Auswertung der Versuchsergebnisse und Konsequenzen für die späteren Versuche	63
6. Die neue Pendeldämpfung	66
7. Versuche mit dem gedämpften Kreiselpendel	68
8. Zusammenfassung der Resultate	73
<u>Literatur</u>	75

## *Abriss des Lebens- und Bildungsganges*

Ich wurde am 29. August 1921 in Bonn am Rhein als Sohn des Auslandschweizers (später schweizerisch-österreichischen Doppelbürgers) Prof. Dr. Theodor Erismann und der Vera, geb. Stepanoff, geboren. Nach Absolvierung der Volksschule (Primarschule) in Innsbruck trat ich im Jahre 1931 in das dortige Bundesgymnasium ein, dessen Maturitätsprüfung ich im Jahre 1939 mit der Gesamtnote „reif mit Auszeichnung“ bestand. Es folgte ein Semester Mathematikstudium an der Universität Innsbruck (Sommersemester 1939), eine einjährige Werkstattpraxis bei der Firma A. J. Amsler & Co. in Schaffhausen (1939/40), Rekruten- und Unteroffiziersschule sowie ein längerer Aktivdienst bei einer Grenzbrigade (1940/41). Im Wintersemester 1941/42 begann mein Studium an der Abteilung für Maschineningenieurwesen der Eidgenössischen Technischen Hochschule, das (mit Unterbrechungen infolge des Militärdienstes) bis zum Sommersemester 1947 dauerte, in dessen Verlauf ich die Diplomprüfung als Maschineningenieur bestand. - Im Sommer 1947 trat ich bei der bereits erwähnten Firma A.J. Amsler & Co. ein, wo ich gegenwärtig an der Entwicklung von mathematischen Apparaten und Messvorrichtungen für den Eisenbahnbau tätig bin. Seit dem 27. März 1948 bin ich mit Renée, geb. Turel, verheiratet.