

Zeitschrift: Schweizerische Zeitschrift für Vermessung, Kulturtechnik und Photogrammetrie = Revue technique suisse des mensurations, du génie rural et de la photogrammétrie

Herausgeber: Schweizerischer Verein für Vermessungswesen und Kulturtechnik = Société suisse de la mensuration et du génie rural

Band: 61 (1963)

Heft: 3

Artikel: Probleme der Ziellinienstabilisierung durch ein astasiertes Pendel [Fortsetzung]

Autor: Krötzl, Johann

DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-218441>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 23.02.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Schweizerische Zeitschrift für Vermessung, Kulturtechnik und Photogrammetrie

Revue technique Suisse des Mensurations, du Génie rural et de Photogrammétrie

Herausgeber: Schweiz. Verein für Vermessungs-
wesen und Kulturtechnik; Schweiz. Kulturingenieurverein;
Schweiz. Gesellschaft für Photogrammetrie

Editeur: Société suisse des Mensurations et Amélio-
rations foncières; Société suisse des Ingénieurs du
Génie rural; Société suisse de Photogrammétrie

Nr. 3 · LXI. Jahrgang

Erscheint monatlich

15. März 1963

Probleme der Ziellinienstabilisierung durch ein astasiertes Pendel

Von Johann Krötzl, dipl. Ing., Heerbrugg

(Fortsetzung)

Die Fehler des Bifilarfadenmomentes

Die bifilare Aufhängung wird bei vielen Meßinstrumenten verwendet [2, 7, 38, 39]. Beim NA 2 ermöglicht der Bifilarfaden die Feinabstimmung des Vergrößerungsfaktors des Kompensatorpendels. Die Abhängigkeit der Verdrehung einer bifilaren Aufhängung beziehungsweise Einspannung von seiner Spannkraft ist bereits oft untersucht worden und sei auch hier angegeben.

Aus der Figur 14 ersieht man, daß sich bei einer Torsion die mit dem Pendelkörper verbundenen Einspannstellen den mit der Blattfeder fest verbundenen Einspannstellen nähern. Sie beschreiben hiebei Schraubenlinien auf dem Zylinder vom Radius $\frac{1}{2} \cdot e$. Für die Momentensumme beziehungsweise die potentielle Energie der tordierten bifilaren Einspannung erhält man $\Sigma M_B = P \cdot \Delta h$, wobei allerdings vorausgesetzt ist, daß die Fäden vollkommen biegsam und gleich lang sind. Δh ist die Höhenänderung der Einspannung infolge der Verdrehung um den Winkel β . P ist die in der Längsrichtung der Einspannung wirkende Blattfeder-
spannkraft.

Das reine Bifilarmoment M_{B0} erhält man aus dem Kräfteverhältnis an der verdrehten Bifilareinspannung. Nach Figur 15 beträgt $M_{B0} = 2 \cdot r \cdot P_t$.

Gegeben seien folgende Größen:

$$P_l = \frac{P}{2}$$

h = Höhe der Einspannung

e_1 = Abstand der Einspannstellen an der Blattfeder

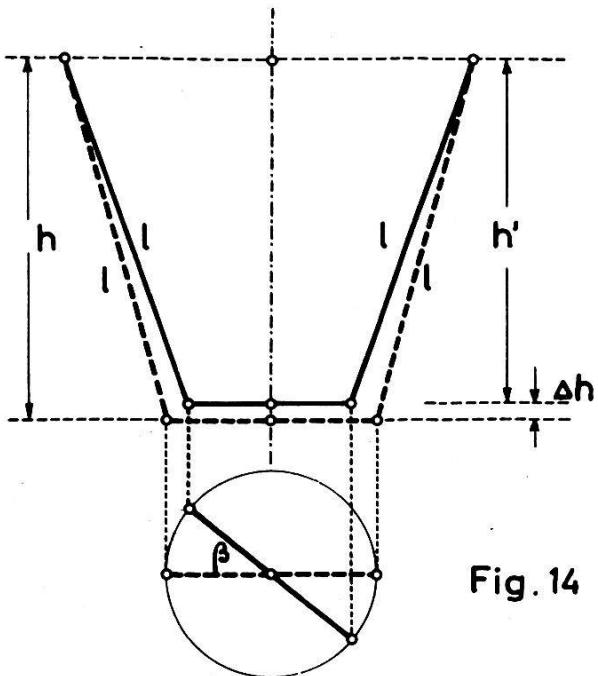


Fig. 14

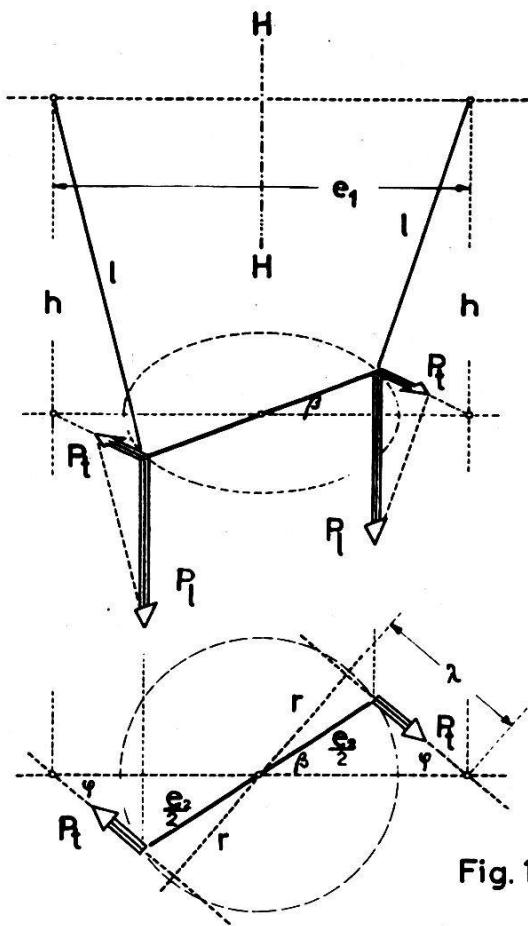


Fig. 15

e_2 = Abstand der Einspannstellen am Pendelkörper

β = Verdrehungswinkel

l = Länge der Drähte

λ = Projektion der Drähte

Unter der weiteren Annahme, daß die Drähte nahezu parallel zueinander eingespannt sind, ergibt sich aus Figur 15:

$$r = \frac{1}{2} \cdot e_1 \cdot \sin \varphi$$

$$\sin \varphi = \frac{1}{2} \cdot e_2 \cdot \frac{\sin \beta}{\lambda}$$

$$\lambda = h \cdot \frac{P_t}{P_l}$$

$$r = \frac{l}{4} \cdot e_1 \cdot e_2 \cdot \frac{\sin \beta}{h} \cdot \frac{P_t}{P_l}$$

Daraus folgt:

$$M_{B0} = 2 \cdot r \cdot P_t = P \cdot \frac{e_1 \cdot e_2}{4h} \cdot \sin \beta,$$

beziehungsweise für kleine Winkel

$$M_{B0} = P \cdot \frac{e_1 \cdot e_2}{4h} \cdot \beta.$$

Nun sind die Fäden aber nicht biegsam, sondern biegesteif = elastisch. Deswegen versetzen sich bei der Torsion der Bifilareinspannung die Endquerschnitte der Fäden zueinander parallel, und der Einzelfaden nimmt eine leichte S-Form an. Daraus folgt nach den Sätzen der Biegungselastizität eine scheinbare Verkürzung (δ) der Fadenlänge [21]. Die Verkürzung

$$\delta = \rho^2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \pi \cdot E}{P}}$$

ist vom Radius (ρ) des Fadenquerschnittes, von der Blattfederspannung P und den elastischen Eigenschaften der Drähte abhängig.

Zum reinen Bifilarmoment kommt jedoch wegen der Schubelastizität auch noch ein Torsionsmoment der beiden Fäden dazu. Unter Verwendung des vorher beim Drillfaden Besprochenen ergibt sich das Torsionsmoment der zwei Bifilarfäden mit

$$M_{B_2} = \frac{2 \cdot \pi}{5} \cdot \frac{E}{h} \cdot \rho^4 \cdot \beta.$$

Der vollständige Ausdruck für das Bifilarfadenmoment M_B lautet nun:

$$M_B = \left[P \cdot \frac{e_1 \cdot e_2}{4(h - \delta)} + \frac{2 \cdot \pi \cdot E \cdot \rho^4}{5 \cdot h} \right] \cdot \beta = [D_1 + D_2] \cdot \beta,$$

wobei D_1 als bifilares Richtmoment, D_2 als Drillkonstante der Bifilarfäden bezeichnet werden.

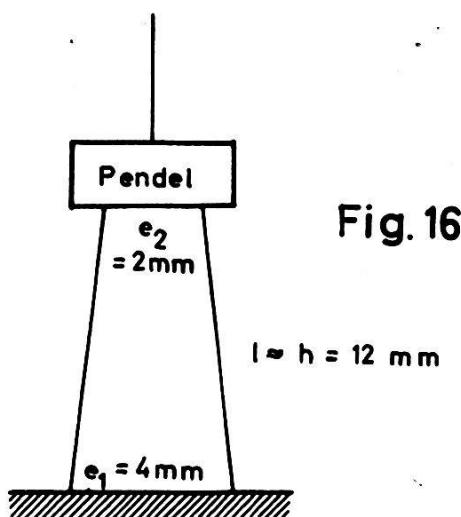


Fig. 16

Man sieht, daß P direkt in das Bifilarmoment eingeht und somit das Gesamtmoment des Kompensators leicht zu beeinflussen erlaubt. Aus einem Zahlenbeispiel ersieht man die Größenordnung der Momente:

Gegebene Näherungswerte:

$$\begin{aligned}
 \rho &= 0,08 \text{ mm} \\
 B &= 0,0202 \text{ mm}^2 \\
 E &= 1,9 \times 10^4 \text{ kp/mm}^2 \\
 P &= 0,1 \text{ kp} \\
 e_1 &= 4 \text{ mm} \\
 e_2 &= 2 \text{ mm} \\
 h &= 12 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Daraus folgt:

$$\begin{aligned}
 \delta &= 7,0 \text{ mm} \\
 M_{B_0} &= 0,017 \cdot \beta \\
 D_1 &= 0,04 \\
 D_2 &= 0,08 \\
 M_B &= 0,12 \cdot \beta
 \end{aligned}$$

Auffallend ist hier die relativ große Änderung des Bifilarmomentes infolge der Verkürzung δ . Die sekundären Momente treten somit stärker hervor als beim Drillfadenmoment, so daß sie in die Fehlerbetrachtung einzubezogen werden müssen. Die Fehlereinflüsse erhalten wir wieder aus dem totalen Differential. Der Einfachheit halber darf man $e_1 = e_2 = e$ setzen. Ferner soll die Querschnittsfläche $B = \rho^2 \pi$ verwendet werden.

Aus $M_B = \left[P \cdot \frac{e^2}{4(h-B \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot E}{P \cdot \pi}})} + \frac{2 \cdot E \cdot B^2}{5 \cdot \pi \cdot h} \right] \cdot \beta$ folgt
 $C_i \dots$ jeweilige Konstante

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial M_B}{\partial P} \cdot dP &= \beta \cdot \left(\frac{e^2 [4(h-\delta)] - \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot C_1 \cdot P^{-\frac{3}{2}} \cdot e^2 \cdot P}{[4(h-\delta)]^2} \right) \cdot dP = \\
 &= \left(D_1 \cdot \frac{dP}{P} \right) \left(1 - \frac{\delta}{2(h-\delta)} \right) \cdot \beta
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial M_B}{\partial E} \cdot dE &= \beta \cdot \left(\frac{P \cdot e^2 \cdot \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot C_2 \cdot E^{-\frac{1}{2}}}{[4(h-\delta)]^2} \right) \cdot dE + \beta \cdot C_3 \cdot dE = \\
 &= \frac{dE}{E} \cdot \left(\frac{D_1 \cdot \delta}{2(h-\delta)} + D_2 \right) \cdot \beta
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial M_B}{\partial B} \cdot dB &= \beta \cdot \left(\frac{P \cdot e^2 \cdot 4 \cdot C_4}{[4(h-\delta)]^2} + 2 \cdot B \cdot C_5 \right) \cdot dB = \\
 &= \frac{dB}{B} \cdot \left(\frac{D_1 \cdot \delta}{(h-\delta)} + 2 \cdot D_2 \right) \cdot \beta
 \end{aligned}$$

$$\frac{\partial M_B}{\partial h} \cdot dh = \beta \cdot \left(\frac{-P \cdot e^2 \cdot 4}{[4(h-\delta)]^2} - C_6 \cdot \frac{1}{h^2} \right) \cdot dh =$$

$$= -\frac{dh}{h} \cdot \left(\frac{D_1 \cdot h}{h-\delta} + D_2 \right) \cdot \beta$$

$$\frac{\partial M_B}{\partial e} \cdot de = \beta \cdot \left(\frac{2 \cdot e \cdot P}{4(h-\delta)} \right) \cdot de = 2 \cdot D_1 \cdot \frac{de}{e} \cdot \beta$$

$$\frac{\partial M_B}{\partial \beta} \cdot d\beta = (D_1 + D_2) \cdot d\beta$$

$$\frac{dD_1}{dP} \rightarrow \infty \text{ für } \delta = 12 \text{ mm, bzw. } P = 0,034 \text{ [kp]}$$

$$\frac{dD_1}{dP} = \frac{dM_B}{dP} \rightarrow 0 \text{ für } \delta = 8 \text{ mm, bzw. } P = 0,077 \text{ [kp]}$$

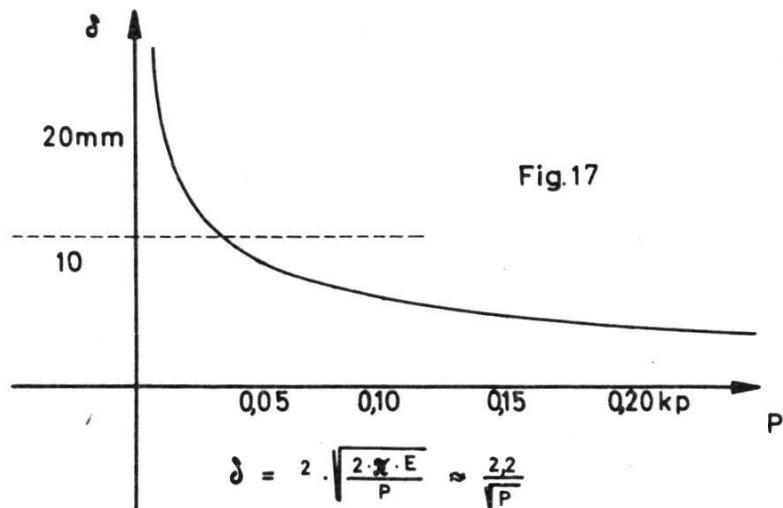
Alle anderen Differentialformen haben keine Unstetigkeitsstellen oder Nullstellen für die praktisch vorkommenden Werte der Momente.

$$dM_B = 2 \cdot \frac{de}{e} \cdot D_1 \cdot \beta + \left(\frac{D_1 \cdot \delta}{h-\delta} + 2 D_2 \right) \frac{dB}{B} \cdot \beta + (D_1 + D_2) d\beta - \\ - \left(\frac{D_1 h}{h-\delta} + D_2 \right) \frac{dh}{h} \cdot \beta + \left(\frac{D_1 \delta}{2(h-\delta)} + D_2 \right) \frac{dE}{E} \cdot \beta + D_1 \left(1 - \frac{\delta}{2(h-\delta)} \right) \cdot \frac{dP}{P} \cdot \beta$$

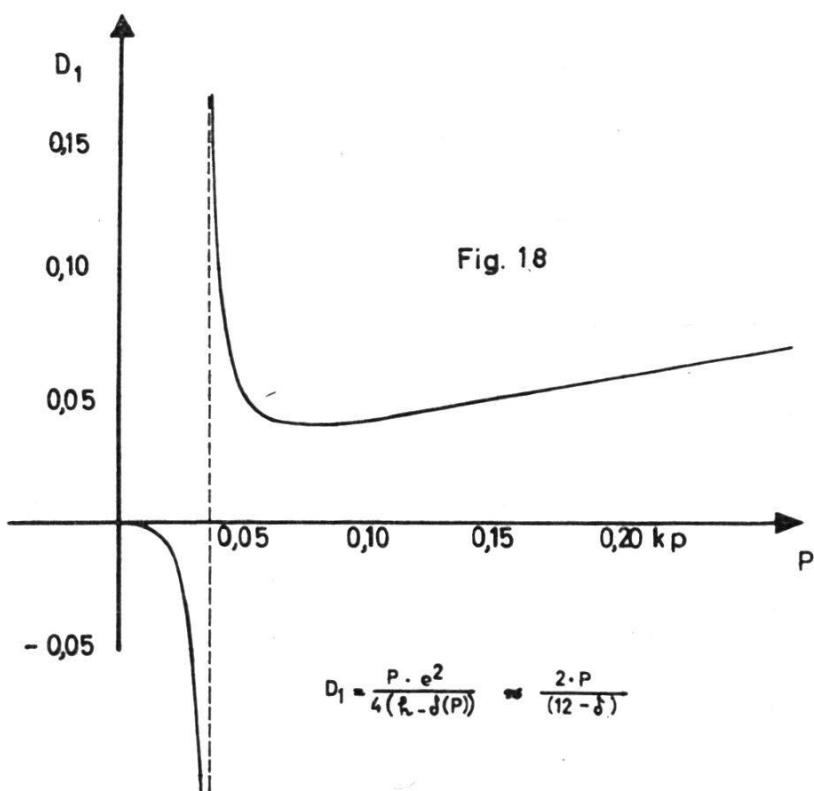
Die erhaltenen Formeln zeigen deutlich die vorhandenen Möglichkeiten, aber auch die Schwierigkeiten beim Bau des Kompensators:

1. Das Bifilarmoment kann ganz wesentlich durch die Spannkraft P der Blattfeder verändert werden (für $P < 0,077$).
2. Durch eine geeignete Dimensionierung ist es möglich, die Änderung des Bifilarfadenmomentes infolge einer Änderung der Spannkraft beliebig klein zu machen (Figuren 17, 18 und 19).
3. In diesem für die Justierung des Instrumentes günstigen Bereich kann der Einfluß einer Nichtkonstanz des Elastizitätsmoduls (wie zum Beispiel des thermoelastischen Koeffizienten) beträchtlich werden.

Mit den bisher verwendeten Näherungswerten erhält man untenstehende Formeln für dM_B . Faßt man weiter dM_B und dM_D zusammen, so erhält man die von den elastischen Drähten stammenden Fehler. Es muß noch bemerkt werden, daß der Durchhang der Einspannung nicht



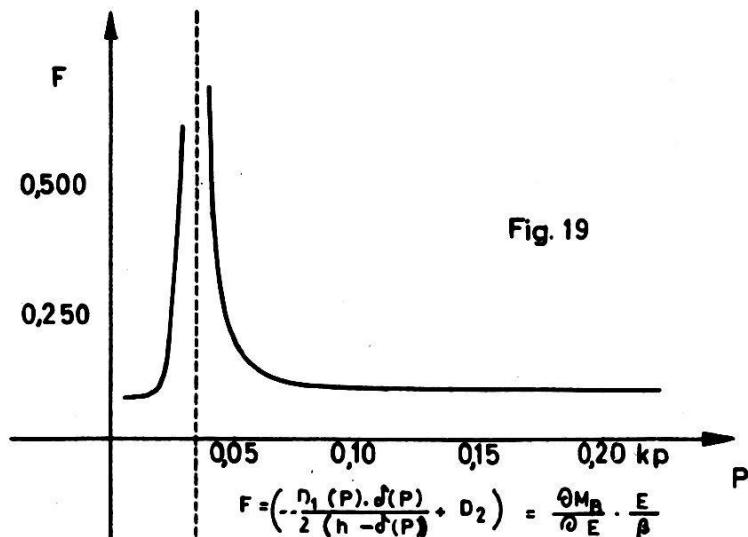
Die Verkürzung δ infolge der Spannkraft P



Abhängigkeit des bifilaren Richtmomentes D_1 von der Blattfederspannkraft P

berücksichtigt wurde. Er bewirkt lediglich eine un wesentliche scheinbare Verkürzung der Einspannung. Der Durchhang des Pendels beträgt zwischen 0,2 und 0,3 mm bei einer Gesamtlänge der Einspann drähte von etwa 22 mm.

$$\begin{aligned}
 dM_B = & 0,08 \cdot \frac{de}{e} \cdot \beta + 0,22 \cdot \frac{dB}{B} \cdot \beta + 0,12 \cdot d\beta - 0,18 \cdot \frac{dh}{h} \cdot \beta + \\
 & + 0,11 \cdot \frac{dE}{E} \cdot \beta + 0,01 \cdot \frac{dP}{P} \cdot \beta
 \end{aligned}$$



Wirksamkeit eines Fehlers der elastischen Eigenschaften bei verschiedenen Blattfederspannungen

$$\begin{aligned}
 dM_D + dM_B &= 0,58 \cdot \frac{dA}{A} \cdot \beta + 0,22 \cdot \frac{dB}{B} \cdot \beta + 0,40 \cdot \frac{dE}{E} \cdot \beta + 0,41 \cdot d\beta - \\
 &- 0,29 \cdot \frac{dl}{l} \cdot \beta - 0,18 \cdot \frac{dh}{h} \cdot \beta + 0,08 \cdot \frac{de}{e} \cdot \beta + 0,01 \cdot \frac{dP}{P} \cdot \beta
 \end{aligned}$$

Nun kann man die erforderliche relative Genauigkeit der einzelnen Kompensatorelemente bestimmen, damit eine Einspielgenauigkeit des Pendels von $d\beta = 0,1''$ gewährleistet ist. Es ergeben sich folgende, mindestens einzuhaltende Genauigkeiten:

$$\begin{aligned}
 \frac{dA}{A} &= 0,35 \cdot 10^{-5} & \frac{dB}{B} &= 0,9 \cdot 10^{-5} & \frac{dE}{E} &= 0,5 \cdot 10^{-5} & \frac{dl}{l} &= 0,7 \cdot 10^{-5} \\
 \frac{dh}{h} &= 1,1 \cdot 10^{-5} & \frac{de}{e} &= 2,5 \cdot 10^{-5} & \frac{dP}{P} &= 2,0 \cdot 10^{-4}
 \end{aligned}$$

Diese Toleranzen können eingehalten werden. Der Genauigkeitsanspruch an den E -Modul führt auf ein metallurgisches Problem und derjenige an die Federkraft P auf ein fertigungstechnisches Problem. Im ersten Fall muß versucht werden, einen möglichst gleichartigen, jedoch ganz spezifischen Spannungszustand der Mischkristallstruktur des Federmaterials zu erhalten. Im zweiten Fall wird ein im unbelasteten Zustand homogenisiertes (makroskopisch spannungsfreies) Fadenmaterial verlangt.

Die Fehler des Gegendrehmomentes des astasierten Pendels [27]

Figur 20 zeigt schematisch den Querschnitt durch das Kompensatorpendel. β ist der Torsionswinkel des Drillfadens beziehungsweise des Bifi-

larfadens, und α ist der von der Vertikalen aus gemessene Neigungswinkel des astasierten Pendels. Das heißt: während die Ausgangsrichtung B des Torsionswinkels jede Kippung des Instrumentes mitmacht, bleibt die Richtung A unverändert vertikal.

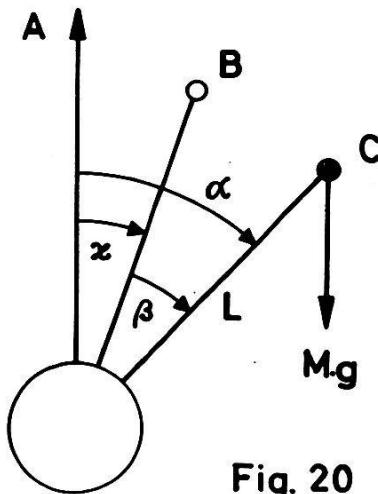


Fig. 20

Nach Figur 20 ist das Gegendrehmoment des Pendels:

$$M_P = M \cdot g \cdot L \cdot \sin \alpha$$

beziehungsweise für kleine Winkel

$$M_P = M \cdot g \cdot L \cdot \alpha.$$

Die Fehlereinflüsse erhält man wieder aus dem totalen Differential:

$$\begin{aligned} dM_P &= \frac{\partial M_P}{\partial M} \cdot dM + \frac{\partial M_P}{\partial g} \cdot dg + \frac{\partial M_P}{\partial L} \cdot dL + \frac{\partial M_P}{\partial \alpha} \cdot d\alpha \\ dM_P &= \frac{dM}{M} (M \cdot g \cdot L) \cdot \alpha + \frac{dg}{g} (M \cdot g \cdot L) \cdot \alpha + \frac{dL}{L} (M \cdot g \cdot L) \cdot \alpha + \\ &+ \frac{d\alpha}{\alpha} (M \cdot g \cdot L) \cdot \alpha \end{aligned}$$

Führt man die Näherungswerte $L = 18 \text{ mm}$ und $M \cdot g = 0,014 \text{ kp}$ ein, erhält man

$$M_P = 0,25 \cdot \alpha \text{ und}$$

$$dM_P = 0,25 \cdot \frac{dM}{M} \cdot \alpha + 0,25 \cdot \frac{dg}{g} \cdot \alpha + 0,25 \cdot \frac{dL}{L} \cdot \alpha + 0,25 \cdot \alpha \cdot \frac{d\alpha}{\alpha}.$$

Im Kompensator herrscht Gleichgewicht, wenn $M_P + M_D + M_B = 0$ ist. Frägt man wieder nach dem Moment, das eine Neigungsänderung des

Pendels von $\Delta\alpha = 0,1''$ beziehungsweise $\Delta\alpha = 1,0''$ hervorruft, so erhält man

$$\Delta M_P = \frac{0,25}{2,06 \cdot 10^6} = 1,2 \cdot 10^{-7} \text{ (kp} \cdot \text{mm)} \text{ bzw. } 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ (kp} \cdot \text{mm)}.$$

Dieses kleine Moment ist das höchstzulässige Moment, um die Einspielgenauigkeit des Pendels von $\Delta\alpha = 0,1''$ beziehungsweise $\Delta\alpha = 1,0''$ zu gewährleisten. Ein eventueller Fehler ΔM_P wegen einer der Größen M , g , L und α soll nicht größer sein.

Die Fehler ΔM und ΔL sind für eine gleichmäßige Güte der Montage wichtig und können bei der üblichen Sorgfalt hinreichend klein gehalten werden. Wie bei den Federmomenten gilt auch hier der Grundsatz, daß α möglichst klein sein soll, um die verschiedenen Fehlereinflüsse zu unterdrücken.

Der Einfluß einer Änderung der Schwerkraft (dg) nach der Meereshöhe und der geographischen Breite auf den Pendelausschlag
[15, p. 74]

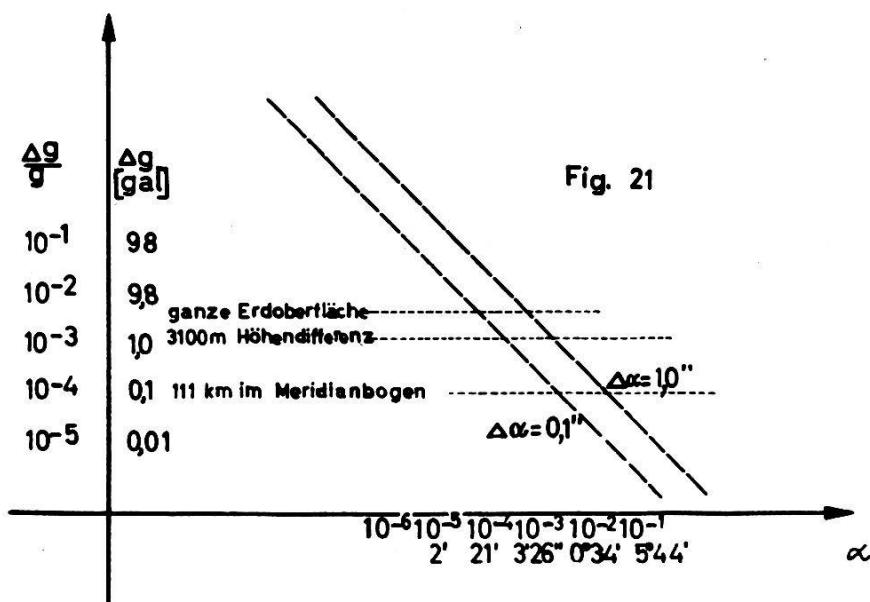
Der theoretische Schwerkraftwert beträgt

$$\gamma = 980,629 \cdot \left(1 - 0,00\,264 \cdot \cos 2\varphi - 2 \cdot \frac{H}{R} \right), \text{ wobei}$$

φ = geographische Breite R = Erdradius
 H = Meereshöhe

Man erhält für einen Höhenunterschied von

$$H - H_0 = 3100 \text{ m ein } \frac{d\gamma}{\gamma} = 1,10^{-3}.$$



Die maximale auf der Erdoberfläche vorkommende Schweredifferenz beträgt etwa 5,2 gal, woraus $\frac{dy}{\gamma} = 5,3 \cdot 10^{-3}$ folgt. Für die mittleren Breiten beträgt $\frac{dy}{(d\varphi)^\circ} = 0,086$ gal, woraus $\frac{dy}{\gamma} = 0,88 \cdot 10^{-4}$ für $\Delta\varphi = 1^\circ$ folgt.

Figur 21 zeigt, wie die Schwerkraftänderung den Neigungsbereich einengt, wenn eine bestimmte Einspielgenauigkeit vorgegeben ist. Man erkennt aber auch, daß das Instrument nur in Sonderfällen nachjustiert werden muß. Zu beachten ist jedoch, daß einem $\Delta\alpha = 0,1''$ ein $\Delta\beta$ von 0,07" entspricht, wie sich aus dem Folgenden ergibt.

Die graphische Darstellung des Zusammenhangs zwischen den Momenten sowie des Faktors, der Nullage und deren Fehler [12, 38]

Denken wir uns zunächst den Einfluß der Schwerkraft am Pendel ausgeschaltet. Aus der schematischen Darstellung der Einspannung des astasierten Kompensatorpendels in Figur 22 sieht man, daß die Torsion des Drillfadens und eine Kippung des ganzen Systems eine gleichartige Wirkung haben. Dreht man die Einspannstelle des Drillfadens um den Winkel ω , so wird die Einspannung torquiert, und am Pendel ergibt sich daraus der Winkel der Vorspannung $\alpha_0 = \frac{\omega \cdot D_D}{D_D + D_B}$.

D_D und D_B sind die Richtmomente des Drill- und des Bifilarfadens.

Durch eine zusätzliche Kippung wird der Winkel zwischen der Pendelachse und der Vertikalen ebenfalls verändert. Läßt man nun an dem in der Stellung B befindlichen Pendel die Schwerkraft angreifen, so neigt sich das Pendel um den Winkel β . In dieser Stellung herrscht Gleichgewicht zwischen den Momenten.

Um im gebrauchsfertigen Instrument die Ziellinie um kleine Beträge korrigieren zu können, wird die Vorspannung α_0 verändert, indem man

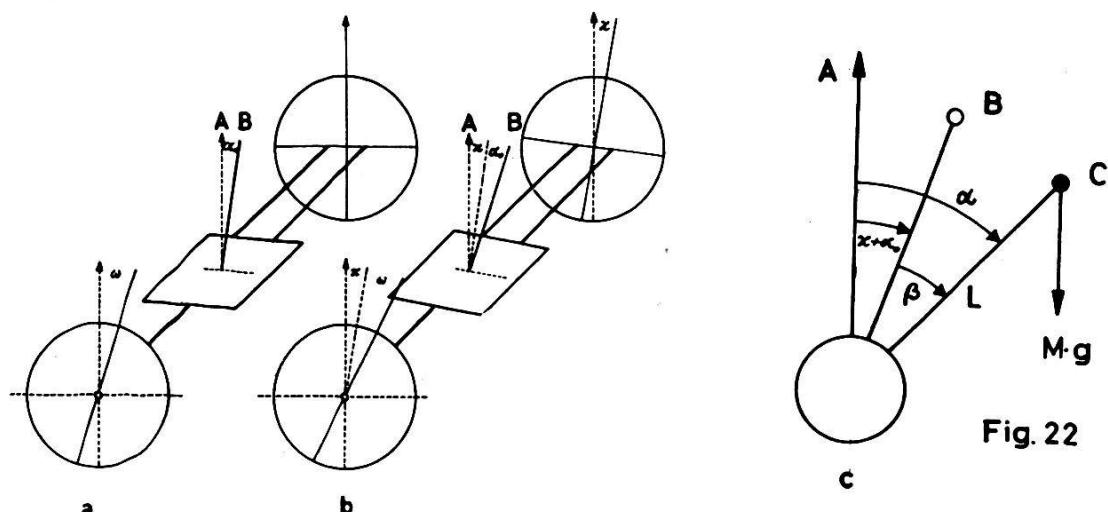
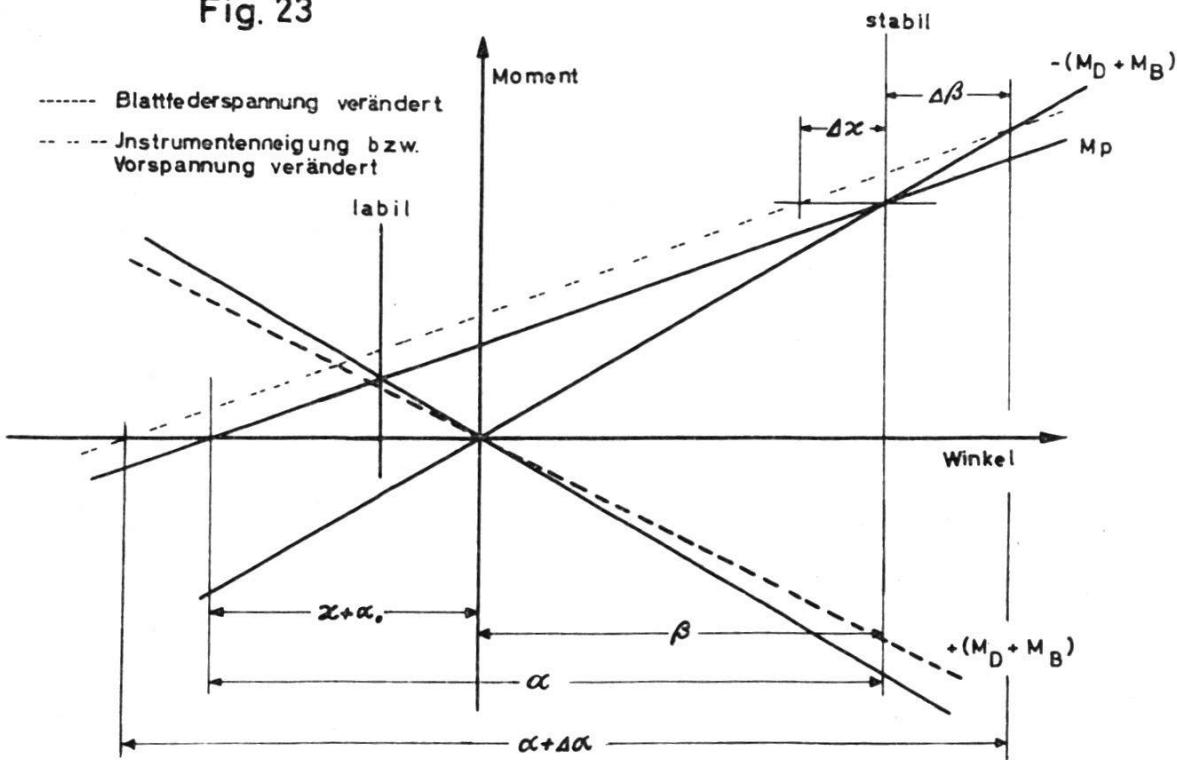


Fig. 22

durch die Torsion der in Figur 1 gezeigten dünnen Schraubenfeder ein zusätzliches neigungsunabhängiges Torsionsmoment erzeugt. Durch eine kleine Änderung der Blattfegerspannung wird der zur Neigung ($\alpha + \alpha_0$) gehörige Pendelausschlag β beeinflußt.

Der Verlauf der Momente läßt sich in einem Momentendiagramm wiedergeben (Fig. 23). Der Nullpunkt des Koordinatensystems entspricht stets der Ausgangslage B des Pendels. Die Momentenkurve der Fäden

Fig. 23



geht dann stets durch den Ursprung. Das vorwärtsreibende Pendeldrehmoment besitzt in der Ausgangslage B bereits einen bestimmten Betrag, der von der Summe ($\alpha + \alpha_0$) abhängt. Das Pendeldrehmoment hat jedoch wegen der Konstanz des Wertes $M \cdot g \cdot L$ im Diagramm stets die gleiche Neigung.

Es sind zwei Gleichgewichtslagen möglich: Die stabile Gleichgewichtslage erkennt man an einem schnellen Anwachsen der Federdrehmomente, sobald man den Pendelkörper weiterzudrehen versucht.

Aus Figur 23 kann man auf einfache Weise den Zusammenhang zwischen den Größen $\Delta\alpha$, $\Delta\alpha_0$ und $\Delta\beta$ entnehmen. $\Delta\alpha = \Delta\alpha_0 + \Delta\beta$.

Das Verhältnis $\frac{\Delta\alpha}{\Delta\alpha_0} = n' =$ Vergrößerungsfaktor = mechanischer Faktor des Kompensators = mechanische Neigungsvergrößerung = Neigungsablauf der Ziellinie beträgt beim Kompensator des NA2 etwa $n' = 3$.

Somit erhält man:

$$3 \cdot \Delta\alpha = \Delta\alpha_0$$

$$2 \cdot \Delta\alpha = \Delta\beta$$

$$2 \cdot \Delta\alpha = 3 \cdot \Delta\beta$$

Durch die einfache Spiegelung am Prisma des Pendelkörpers erhält man den totalen Faktor des Kompensators $n = 6$.

Die auf die Ziellinie und den Faktor eines Nivellierinstrumentes vom Typ des NA 2 wirkenden Fehlerursachen sollen nun untersucht werden. Äußere Einflüsse, wie etwa die Art des Nivellements, die vertikale Bewegung von Stativ und Latte, der Lattenteilungsfehler und die Beobachtungsfehler, werden nicht betrachtet.

A. Die wegen der Bauart des Kompensators und des Fernrohres möglichen Fehler

Durch den Aufstellungsfehler, das heißt durch den verbleibenden Stehachsenfehler des Instrumentes, werden zwei Fehler wirksam.

1. Liegt der bereits besprochene Kippungspunkt der Ziellinie des automatischen Nivelliers exzentrisch zur Drehachse, so entsteht der Höhenfehler Δh , sobald das Instrument gedreht wird (Fig. 24) [15, p. 176]. Der Fehler lässt sich vermeiden, wenn

- a) der Kippungspunkt in die Drehachse des Instrumentes verlegt wird;
- b) die Dosenlibelle sorgfältig justiert ist;
- c) beim Streckennivellement das Instrument zum Beispiel bei jeder zweiten Aufstellung in einer um 180° gedrehten Lage horizontiert wird.

2. Ist der Faktor nicht genau abgestimmt, so ergibt sich daraus bei einer Längsneigung ein Faktorfehler, und liegt die Längsachse des Instrumentes nicht genau in der Schwingungsebene des Pendels, so entsteht ein von der Querneigung abhängiger Ziellinienfehler. Aus dem Zusammenwirken beider Fehler ergibt sich für eine bestimmte Zielrichtung ein bestimmter Ziellinienfehler (φ). Wird das Instrument gedreht, so ändert

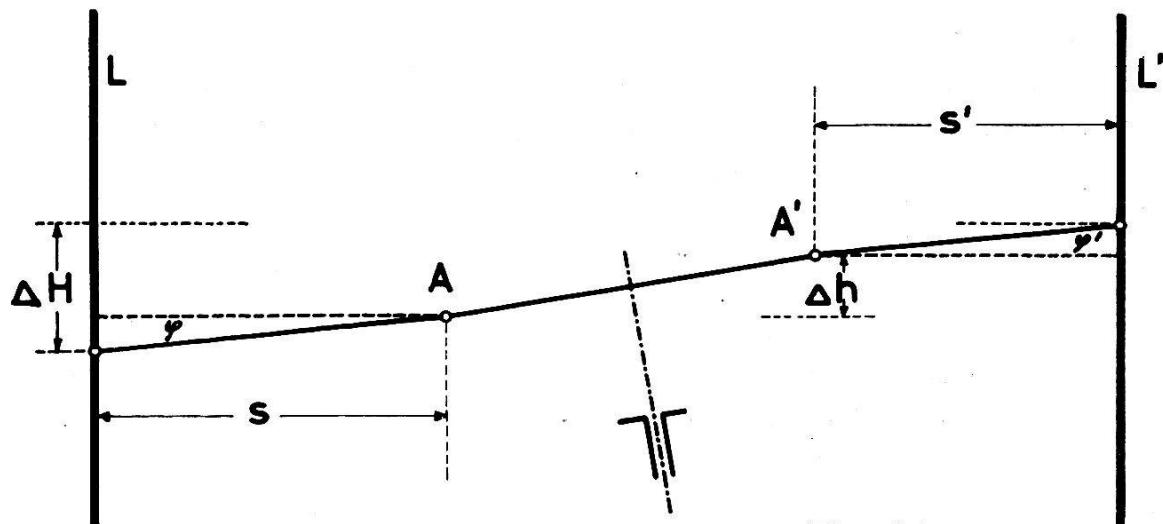


Fig. 24

sich zwangsläufig dieser Fehler, der häufig als Horizontschräge bezeichnet wird und allen automatischen Nivellierern gemeinsam ist [4, 6, 33].

Der so entstandene Fehler ($s\varphi + s'\varphi'$) wirkt nur dann systematisch, solange auf jeder Instrumentenstation gleichsinnig horizontiert wird. Bei einer alternierenden Aufstellungsweise, bei der zum Beispiel die Stehachse einmal gegen die Vorvisur und das andere Mal gegen die Rückvisur geneigt ist, verschwindet dieser systematische Fehler. Die gemeinsame Elimination der Horizontschräge und des Höhenfehlers Δh wegen der Exzentrizität des Kippungspunktes lässt sich aus Figur 24 ableiten.

Die durch die Verschiebung der Fokussierlinse entstehenden Fehler

1. Während der Abstand zwischen der Strichplatte und dem Kompensator unverändert bleibt, verschiebt sich die Distanz zwischen dem Kompensator und dem Äquivalentobjektiv infolge der Fokussierbewegung. Auf diese Weise entsteht ein von der Distanz abhängiger, unvermeidlicher Faktorfehler.

Bei der Justierung des Instrumentes stimmt man daher den Faktor auf eine endliche Distanz ab. Deshalb ändert sich die Ziellinie ein wenig beim Durchneigen des Instrumentes durch den ganzen Längsneigungsbereich, wenn die eingestellte Distanz von der Justierdistanz abweicht. Infolge einer geschickten optischen Berechnung des Fernrohres ist dieser Fehler beim NA 2 klein: maximal $\pm 0,1$ mm pro $\pm 10'$ Längsneigungsbereich.

2. Durch das Einstellen der Zwischenlinse kann bei jedem Fernrohr mit Innenfokussierung ein Ziellinienfehler entstehen, wenn noch kleine Zentrierfehler der optischen Teile vorhanden sind. Durch sorgfältige Montage gelingt es, die beweglichen Linsen genügend genau in bezug auf die Strichplatte und die festen Linsen zu zentrieren. In der Nähe der kürzesten Zielweite kann sich die Ziellinie allerdings um wenige Sekunden neigen, was jedoch auf die Höhenmessung keinen Einfluss mehr hat.

Die vom Kompensator stammenden Fehler

1. Der bereits besprochene Einfluss der Schwerkraft verursacht einen Faktorfehler in Abhängigkeit von der geographischen Breite und der Meereshöhe des Meßortes.

2. Liegt das mechanische Drehzentrum des Kompensatorpendels ungünstig zu dessen Spiegelfläche, zum Beispiel exzentrisch zur Normalen durch den Knickungspunkt des Hauptstrahles, so kann sich das Drehzentrum der aus dem Kompensator austretenden Strahlen verschieben und sowohl einen Faktorfehler als auch eine Bildunschärfe (Fokussierungsfehler) verursachen. Beim NA 2 ist dieser Fehler praktisch nicht vorhanden.

B. Die groben Fehler der Kompensatorfunktion

1. Es gilt zu prüfen, ob eine Gewichtsvergrößerung des Pendels infolge eines Niederschlages beziehungsweise einer Vereisung von Kondens-

wasser stattfindet und dadurch die Ziellinie und den Faktor beeinflußt. Der Fall einer groben Beschädigung des Kompensatorgehäuses scheidet aus. Die Erfahrung zeigte, daß die Vereisung des ungeschützten Kompensators begünstigt wird, falls das Instrument aus einem Raum mit sehr tiefer Temperatur öfter kurz hintereinander in einen Raum mit feuchter und warmer Luft gebracht wird.

Beispiel: Beim Abkühlen eines Kubikmeters mit Wasserdampf gesättigter Luft von $+55^{\circ}\text{C}$ auf -55°C kondensiert maximal 350 p Wasser.

$$W_{+55^{\circ}\text{C}} = \frac{0,622 \cdot 1293}{1 + \frac{55}{273}} \text{ p}, \quad W_{-55^{\circ}\text{C}} = \frac{0,622 \cdot 1293}{1 - \frac{55}{273}} \text{ p},$$

$$W_{-55} - W_{+55} \approx 350 \text{ p.}$$

Unter der Annahme, daß sich der gesamte Wasserdampf des Kompensatorgehäuses (150 cm^3) am Pendel niederschlägt, erhält man folgende Änderung des Drehmomentes des Pendels:

$$\Delta M_P = 0,25 \cdot \frac{\Delta M \cdot g}{M \cdot g} = \frac{0,25 \cdot 5,25}{100 \cdot 14 \cdot 10} \approx 1 \cdot 10^{-4} \text{ pro } \Delta t = 110^{\circ}\text{C}$$

Geht man von den sehr ungünstigen Voraussetzungen wieder auf normale atmosphärische Verhältnisse zurück, so wird ΔM_P um mindestens zwei Zehnerpotenzen kleiner. Der dann noch vorhandene Fehler liegt innerhalb der Fertigungstoleranz und kann von anderen Fehlereinflüssen kaum auseinandergehalten werden. Bei Versuchen mit dem ausgebauten Kompensator im Klimaraum konnte dieser Fehler nicht mit Sicherheit gefunden werden (Meßgenauigkeit $\pm 0,5''$ bei $\pm 50^{\circ}\text{C}$).

2. Direkte Störung der Pendelbewegung

Der Niederschlag beziehungsweise die Vereisung von Kondenswasser, aber auch die vom Abrieb der Oxydschicht der Metallteile stammenden Verunreinigungen können grobe Nullagefehler verursachen, sobald sie in den Luftspalt der Dämpfungsvorrichtung gelangen [32]. Auf diese Weise entsteht ein Festsitzen des Pendels im Dämpfungsspalt. Durch eine gute Abdichtung und staubfreie Montage des Kompensators sowie durch eine sorgfältige Materialauswahl für die beweglichen Teile kann dieser Fehler vermieden werden. Vor unfachgemäßem Öffnen des Kompensatorgehäuses muß also gewarnt werden. Wegen des engeren Luftspaltes der Luftdämpfung ist diese etwas empfindlicher als die Magnetzdämpfung.

Eine andere Art einer Störung, in ihrer Wirkung kaum von der vorhergehenden zu unterscheiden, ist das Festliegen des Pendels an seinen Anschlagsbegrenzungen. Ganz allgemein betrachtet, handelt es sich dabei um Haftriebungsscheinungen, die wesentlich von den Adhäsions- und Kohäsionskräften an den Grenzschichten der Kontaktstellen abhängen.

Das gefürchtete «Kleben» des Pendels hat verschiedene behebbare Ursachen: Es können Verunreinigungen zwischen dem Pendel und seinen Anschlagstellen zerrieben sein, oder eine dünne Fettschicht, die sich zum Beispiel durch Anfassen der Anschlagstellen mit den Fingern gebildet haben mag, ist die Störungsursache. Es ist aber auch denkbar, daß es sich um eine Auskristallisation von Teilstoffen der Legierung handelt, aus der die Anschlagstellen bestehen. Nur durch eine sorgfältige Materialauswahl wird dieser Fehler zum Verschwinden gebracht. Eine Verkleinerung der Kontaktfläche selbst bringt oft nicht den gewünschten Erfolg, da nach dem Coulombschen Reibungsgesetz die Reibungskraft nicht von der Fläche abhängig ist.

3. Die während des Temperaturausgleiches im Kompensatorgehäuse zirkulierende Luft kann Nullagefehler verursachen [13, p. 24]. Ebenso können Luftdruckunterschiede zwischen der Außenluft und der Luft im Kompensator wirken. Bei niederfrequenten Schwingungen, wie Bodenerschütterungen, aber auch bei Schalleinwirkung kommt die Luft zum Zirkulieren und kann Einspielfehler des Pendels zur Folge haben. Auch auf diesen Fehler reagiert ein Pendel mit Luftpämpfung empfindlicher und muß daher gegen derartige Einflüsse besser geschützt werden als ein Pendel mit Magnetdämpfung.

4. Wenn optische Teile lose sind, so entstehen dadurch grobe Nullagefehler. Bei der Erprobung der Prototypen des NA 2 kam es gelegentlich vor, daß sich nach Fallproben Prismen oder Linsen von ihren Fassungen gelöst hatten. Das Vorhandensein eines solchen Fehlers kann man leicht durch die Ziellinienverstellung nach einem mit der Faust ausgeführten, *vertikalen* Schlag auf das Kompensatorgehäuse nachweisen. Wird nach einem Sturz hingegen ein Fehler in der Einspannung des Kompensators vermutet, so kann man dies durch die Ziellinienverstellung nach einem mit der Faust ausgeführten, *horizontalen* Schlag nachweisen. In diesem Falle wären die Drähte bereits vorher über die Proportionalitätsgrenze hinaus beansprucht worden.

5. Wirken starke Magnetfelder auf das automatische Nivellier ein, so verstellt sich die Ziellinie. Es ist vollkommen einerlei, ob es sich um einen Kompensator mit hängendem oder stehendem Pendel handelt. Die Magnetpaare der Wirbelstromdämpfung haben dabei eine eher abschirmende Wirkung. Ist das Material der Dämpfungsplatten nicht vollständig eisenfrei, so treten Nullagefehler auf, die eine eigentümliche, hochfrequente Unruhe der Ziellinie bewirken. Im NA 2 werden eisenfreie Dämpfungsplatten aus Reinstaluminium verwendet.

(Fortsetzung folgt)