

HEINRICH-HERTZ-INSTITUT FÜR SCHWINGUNGSFORSCHUNG
BERLIN-CHARLOTTENBURG

Technischer Bericht Nr. 140

Zwei Horizontalschwingtische für die Hydropulsanlage
POZ 0225

von

Dipl.-Ing. Helmut Hupfer Dipl.-Ing. Dirk Möller

Berlin

1 9 7 1

HEINRICH-HERTZ-INSTITUT FÜR SCHWINGUNGSFORSCHUNG
BERLIN-CHARLOTTENBURG

Technischer Bericht Nr. 140

Zwei Horizontalschwingtische für die Hydropulsanlage POZ 0225

von

Dipl.-Ing. Helmut Hupfer Dipl.-Ing. Dirk Möller

Berlin 1971

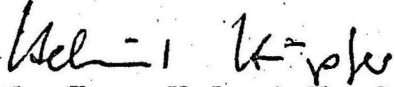


Zwei Horizontalschwingtische für die Hydropulsanlage POZ 0225

Zusammenfassung:

In diesem Bericht werden zwei Horizontalschwingtische beschrieben, die für die in der Abteilung Mechanik vorhandene Schenck-Hydropulsanlage erstellt wurden. Sie dienen zur Untersuchung größerer Prüfobjekte (bis etwa 1000 kg) hinsichtlich ihres Schwingungsverhaltens. Der eine Tisch ist bei Amplituden bis ± 5 mm für möglichst hohe Frequenzen ausgelegt, während der andere Tisch für die durch die Hydropulsanlage erreichbare maximale Amplitude von ± 50 mm ausgelegt ist. Es wurden entsprechend zwei verschiedene Lagerungsarten gewählt. Im ersten Fall ist der Tisch auf stehenden Blattfedern, im Fall der großen Amplituden mittels Wälzlager-Längsführungen gelagert. Im Bericht wird auf die verschiedenen möglichen Lagerungsarten von Schwingtischen eingegangen; es erfolgt eine Konstruktionsbeschreibung sowie die Berechnungsgrundlage der einzelnen Bauelemente. Daneben wird das dynamische Verhalten des Schwingtisches betrachtet, sowie durchgeführte Messungen angegeben.

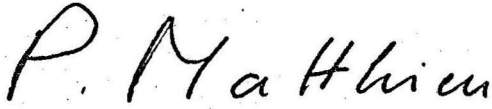
Die Bearbeiter


(Dipl.-Ing. Helmut Hupfer)


(Dipl.-Ing. Dirk Möller)

Der Abteilungsleiter:

Der Institutsdirektor:


(Prof.Dr.phil.P.Matthieu)

Berlin-Charlottenburg, den 7.9.1971

Inhaltsübersicht

1. Einführung
2. Wahl der Längsführung des Tisches
 - 2.1 Hydrodynamische Längsgleitführungen
 - 2.2 Hydrostatische Längsführungen
 - 2.3 Längsführungen mit Wälzlagerung
 - 2.4 Längsführungen durch stehende Blattfedern
3. Wahl der Fertigungsart für Gestell und Tischplatte
 - 3.1 Schweißkonstruktionen
 - 3.2 Gußkonstruktionen
4. Konstruktionsbeschreibung
 - 4.1 Der mittels Wälzführung gelagerte Schwingtisch
 - 4.2 Der mittels Blattfedern gelagerte Schwingtisch
5. Berechnung der einzelnen Bauelemente
 - 5.1 Die Blattfeder
 - 5.1.1 Anforderungen an die Blattfeder
 - 5.1.2 Einfluß der Federsteifigkeit auf das Schwingungsverhalten des Tisches
 - 5.1.3 Die Querbewegung infolge Federauslenkung
 - 5.1.4 Die in der Feder auftretenden Spannungen
 - 5.1.5 Die Knicksicherheit der Blattfedern
 - 5.1.6 Die Eigenfrequenz der Feder
 - 5.1.7 Die Federwahl
 - 5.2 Die Aufspannplatte
 - 5.3 Das Widerlager
6. Montage des mittels Blattfedern gelagerten Schwingtisches

7. Durchgeführte Messungen am mittels Blattfedern gelagerten Schwingtisch
 - 7.1 Die Federsteife des Schwingtisches
 - 7.2 Die Querbewegung des Schwingtisches
 - 7.3 Die Eigenfrequenz des Schwingtisches
 - 7.4 Die Eigenfrequenz der Blattfeder
 - 7.5 Einsatz des Schwingtisches beim Prüfen eines Spannungswandlers
8. Zulässige Werte für Beschleunigung und Hübe
9. Literaturverzeichnis

Liste der verwendeten Abkürzungen

P_N	=	Nennkraft des Hydropulszylinders
h_N	=	Nennhub des Hydropulszylinders
V_K	=	max. Kolbengeschwindigkeit des Hydropulszylinders
Q_{max}	=	max. Ölstrom
m	=	Prüfkörpermasse
s	=	Schwerpunktshöhe des Prüfkörpers
h	=	Dicke der Schmiermittelschicht
P	=	Tischbelastung
$p(z)$	=	Druckverteilung im Schmiermittel
U_T	=	Gleitgeschwindigkeit
R_0, R_1	=	Strömungswiderstände
p_0, p_1	=	stat. Schmiermitteldrücke
$f_F \cdot F$	=	tragende Fläche
S_K	=	Sicherheit gegen Knicken
C	=	Federsteife des Tisches
M	=	Schwingende Masse = Prüfkörpermasse + Tischmasse
C_0	=	max. zulässige Federsteife
x	=	Weg des Tisches in horizontaler Richtung
\hat{x}	=	Wegamplitude " " "
x_0	=	größte Amplitude des Schwingtisches
\dot{x}	=	1. Ableitung des Weges nach der Zeit = Geschwindigkeit
\ddot{x}	=	2. Ableitung des Weges nach der Zeit = Beschleunigung
$\hat{\ddot{x}}$	=	Beschleunigungsamplitude
b_0	=	größte Beschleunigung des Tisches
Ω	=	Anregungskreisfrequenz
Ω_1	=	Abkürzung

ω	=	Eigenkreisfrequenz des durch die Prüfkörpermasse belasteten Tisches
C_E	=	Federsteife der Einzelfelder
n	=	Anzahl der Federn
A	=	Länge des Tisches
B	=	Breite des Tisches und der Federn
G	=	Gewicht des Prüfkörpers
E	=	Elastizitätsmodul
ρ	=	Dichte
h	=	Dicke der Feder
L_f	=	freie Länge der Feder
x_Q	=	Querbewegung des Tisches
P	=	Auslenkkraft
P_{Fi}	=	Auslenkkraft für eine Feder
σ_b	=	Biegespannung
g	=	Erdbeschleunigung
b_1	=	Abstand der Federpakete (Abb. 12)
Q'	=	Querbelastung
\hat{Q}	=	Querbelastung je Feder
Q_{Fi}	=	max. Querbelastung je Feder
$\xi_{1,2}$	=	Abkürzung
σ_m	=	Mittelspannung
σ_a	=	Spannungsausschlag
Q_K	=	Knickkraft
f	=	Eigenfrequenz
S_1, F_1, \mathcal{F}_1 S_2, F_2, \mathcal{F}_2 } S^*, \mathcal{F}	=	Größen zur Berechnung der Tischversteifung (Abb.16)
	=	Abkürzungen in Formel (28)
σ_{bw}	=	Biegegewecheelfestigkeit

- x_1, x_2 = Einspannstellen des Prüfkörpers
 α_{ij} = Einflußzahlen
 $y(x)$ = Biegelinie
 $\bar{\alpha}$ = Schiefstellung des Prüfkörpers
 x_s = zusätzl. Schwerpunktsweg
 c_w = Federsteife des Widerlagers
 m_w = Masse des Widerlagers
 f_q = Durchbiegung des Widerlagers infolge Querkraft
 f_b = " " " " " Biegung

1. Einführung

In der Abteilung Mechanik des Heinrich-Hertz-Instituts wurde im vergangenen Jahr eine Schenck-Hydropulsanlage, Typ POZ, in Betrieb genommen. Sie dient zur Anregung von mechanischen Schwingungen. Der Weg eines hydraulisch angetriebenen Kolbens (Hydropuls-Zylinder) wird dabei mit Hilfe einer Regeleinrichtung einem elektrisch vorgegebenen Sollwert nachgefahren.

Dieser Hydropuls-Zylinder hat folgende technische Daten:

Nennkraft	$P_N = \pm 1,6 \text{ Mp}$
Nennhub	$h_N = 100 \text{ mm}$
Maximale Kolbengeschwindigkeit	$v_k = \text{ca. } 76 \text{ m/min}$
Benötigter Ölstrom	$Q_{\text{max}} = 64 \text{ l/min}$
Öldruck	$= (260 \div 280) \text{ kp/cm}^2$

Aufgabe ist es, für diese Anlage einen Horizontalschwingtisch zu erstellen. Für die auf diesen Schwingtisch zu untersuchenden Prüfkörper wird eine Masse $m \leq 1000 \text{ kg}$ und eine Schwerpunktshöhe $S \leq 1000 \text{ mm}$ zugrundegelegt. Es soll angestrebt werden, die Hydropulsanlage hinsichtlich ihres Amplituden- und Frequenzbereiches weitgehend auszunutzen.

2. Wahl der Längsführung des Tisches

Im folgenden wird untersucht, ob ein Schwingtisch am besten auf

1. Hydrodynamischen Längsgleitlagern,
2. Hydrostatischen Längsführungen,
3. Wälzgelagerten Längsführungen oder
4. auf stehenden Federelementen

zu lagern ist. Der nachfolgende Abschnitt stellt die Vor- und Nachteile der verschiedenen Führungselemente gegenüber.

2.1 Hydrodynamische Längsgleitführungen

Zwei relativ gegeneinander bewegte, aufeinander Druckkräfte ausübende Maschinenelemente können durch eine dünne Schmierschicht voneinander getrennt werden. Bei hydrodynamischen Gleitlagern entsteht eine tragende Schmierschicht dadurch, daß der Schmierstoff infolge seiner Zähigkeit durch die Gleitbewegung mitgerissen und dabei in einen sich verengenden Spalt gepreßt wird /5/.

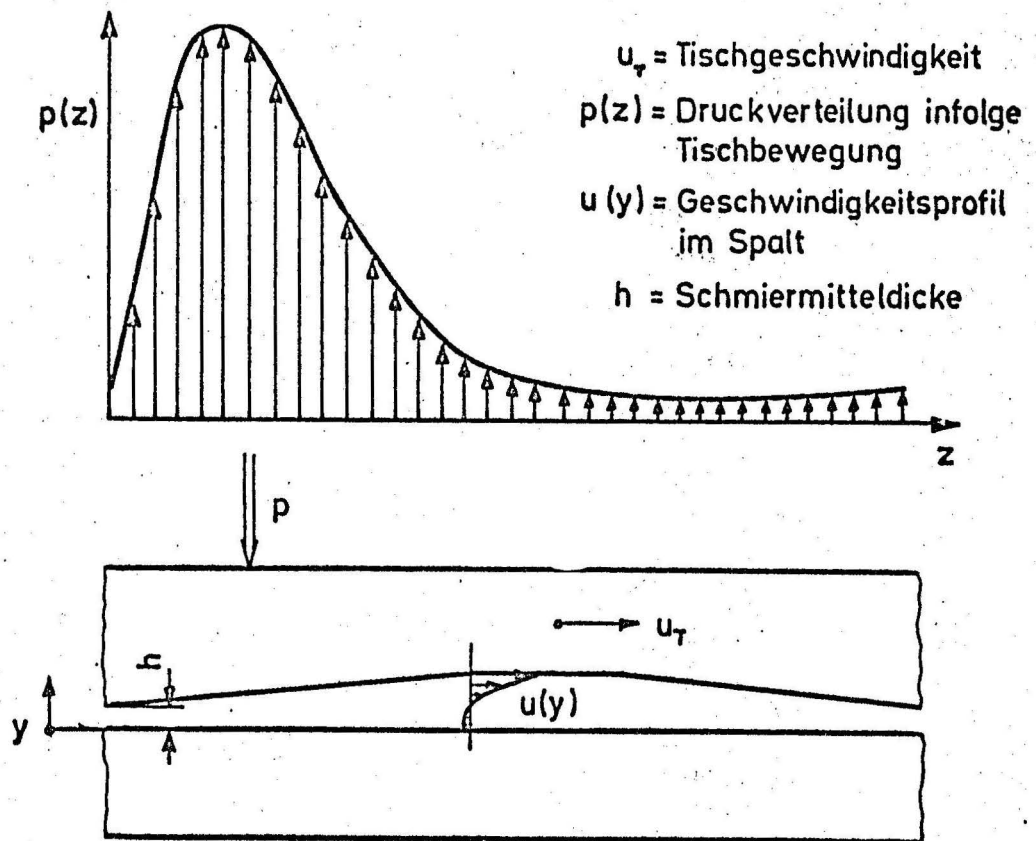


Abb. 1

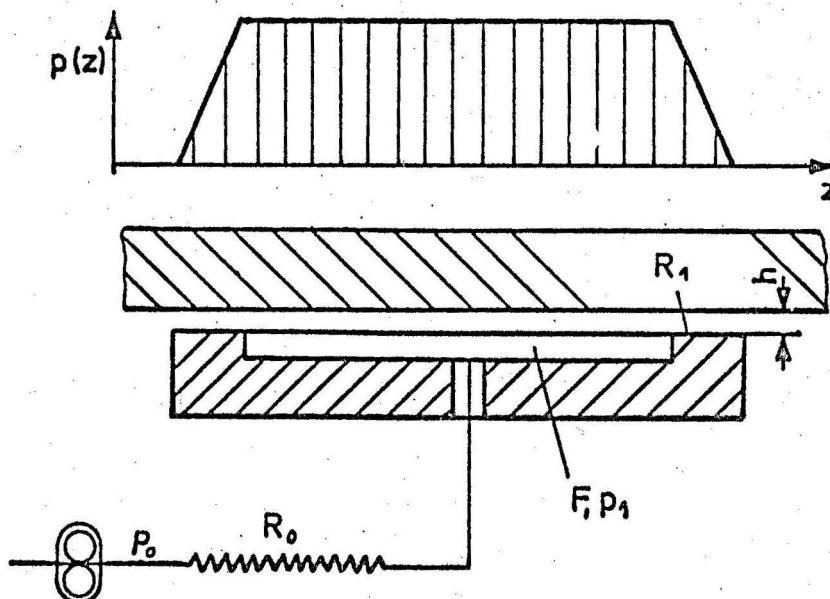
In Abb. 1 ist gezeigt, wie Schmiermittel von zwei relativ bewegten, nicht parallelen Oberflächen mitgerissen und in einen Spalt gedrückt wird. Dabei stellt sich die gezeigte Druckverteilung $p(z)$ ein. Die Dicke h der Schmiermittelschicht ergibt sich aus dem Gleichgewichtszustand zwischen Belastung P und dem Schmierdruck $p(z)$. Sie ändert sich mit der Gleitgeschwindigkeit u_T , da sich die Druckverteilung $p(z)$ mit der Geschwindigkeit u_T ändert.

Bei genügend hohen Gleitgeschwindigkeiten u_T sind die Oberflächen durch die Schmierschicht soweit getrennt, daß keine Berührungen auftreten. Es erfolgt kein Verschleiß. Bei geringen Geschwindigkeiten dagegen wird die Schmierschicht so dünn, daß Berührungen der Oberflächenspitzen auftreten, die mit einem Ansteigen des Reibungswiderstandes (Mischreibung) und des Verschleißes verbunden sind. Bei sehr niedrigen Gleitgeschwindigkeiten treten die stick-slip Effekte auf. Die Oberflächen sind nur wenig durch die Schmierschicht getrennt, so daß ein Haften der Teile auftreten kann. Wird aus dem Zustand des Haftens heraus eine Bewegung erzwungen, können kurzzeitige, hohe Beschleunigungen auftreten, die durch den Wechsel von der Haft- zur Gleitreibung verursacht werden.

Beim projektierten Schwingtisch treten hohe Belastungen bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten auf, so daß hydrodynamische Längsführungen wegen des hohen Verschleißes sowie der stick-slip Effekte für diesen Verwendungszweck ungeeignet erscheinen.

2.2 Hydrostatische Längsführungen

Hydrostatische Längsführungen unterscheiden sich von hydrodynamischen Längsgleitführungen dadurch, daß der Schmiermitteldruck nicht durch die Gleitbewegung, sondern durch eine Pumpe erzeugt wird.



$$\text{Tragkraft } P = \frac{\left(p_0 \frac{R_1}{R_0}\right) (f_f \cdot F)}{\left(1 - \frac{\Delta h}{h}\right)^3 + \frac{R_1}{R_0}}$$

R_0, R_1 Strömungswiderstände

p_0, p_1 Drücke

$f_f \cdot F$ Tragende Fläche

h Spaltdicke

Δh Änderung von h infolge Belastung

Abb. 2

In Abb. 2 ist die einfachste Anordnung einer hydrostatischen Lagerung, bestehend aus der Pumpe, der Zuleitung und der Drucktasche, dargestellt. Von der Pumpe wird der Drucktasche derart viel Schmiermittel zugeführt, daß der gelagerte Teil auf einem Ölpolster schwimmt.

Zur einwandfreien Geradführung eines Schwingtisches muß die in Abb. 3 gezeigte ^{untere} Anordnung der Drucktaschen gewählt werden, um auftretende Kippmomente aufzufangen. Die Versorgung jeder einzelnen Drucktasche mit unter hohem Druck stehendem Schmiermittel kann auf zwei Arten erfolgen:

1. Jeder Drucktasche wird ein eigenes Hydraulikaggregat zugeordnet (Abb. 3).
2. Die Drucktaschen werden aus einem gemeinsamen Hydraulikaggregat gespeist. Um zu verhindern, daß in allen Drucktaschen der Schmiermitteldruck zusammenbricht, wenn in einer Tasche hohe Leckverluste (z.B. durch Kippen des Tisches) auftreten, müssen in allen Versorgungsleitungen hydraulische Drosseln eingebaut werden (Abb. 4).

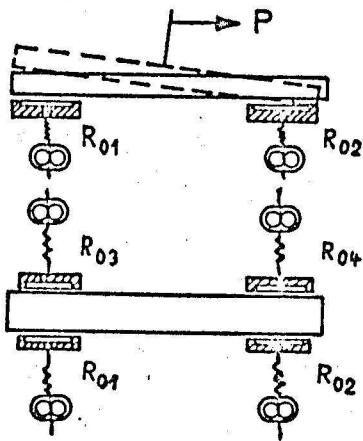


Abb. 3

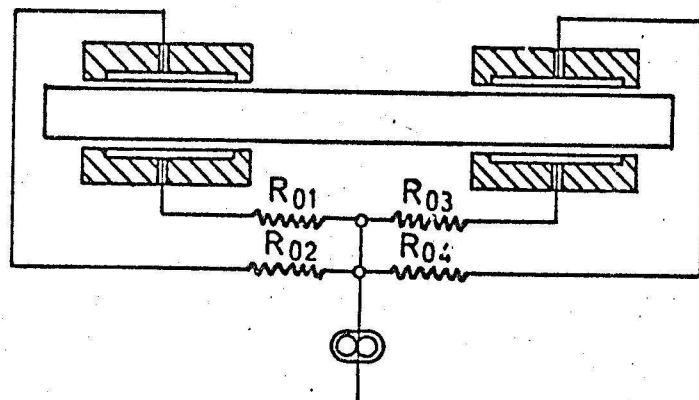


Abb. 4

Den Vorteilen

1. geringer Verschleiß,
2. hohe Federkonstante,
3. gute Dämpfungseigenschaften,
4. keine Anlaufreibung

steht der Nachteil eines sehr hohen Preises für ein Führungselement gegenüber.

Obwohl die hydrostatische Längsführung vom Prinzip her für eine Schwingtischlagerung als ideal angesehen werden muß, konnte sie wegen des hohen finanziellen Aufwandes nicht realisiert werden.

2.3 Längsführungen mit Wälzlagerung

Bei Längsführungen mit Wälzlagerung wird die Bewegung zwischen dem stillstehenden und dem bewegten Teil durch Rollkörper vermittelt. Diese Längsführungen besitzen gegenüber den hydrostatischen Führungen die Nachteile:

1. Erhöhter Verschleiß,
2. Geringere Dämpfung,
3. Ungünstige Belastungsverhältnisse, da hohe örtliche Belastung bei geringer Wälzgeschwindigkeit auftritt.

Daß dennoch Längsführungen mit Wälzlagerung für die Geradführung des Schwingtisches gewählt wurden, ist in dem relativ geringen Preis sowie in der problemlosen konstruktiven Verwendung dieser Elemente zu sehen.

Es wurden Längsführungen der Reihe N/O 3045 der Fa. SCHNEEBERGER (Abb. 5) vorgesehen. Die Einbauvorschriften wurden bei der Konstruktion berücksichtigt. Da Wälzlagerungen nur sinnvoll mit größeren Schwingwegamplituden betrieben werden können, mußte für geringe Auslenkungen ein auf Blattfedern stehender Schwingtisch gebaut werden.

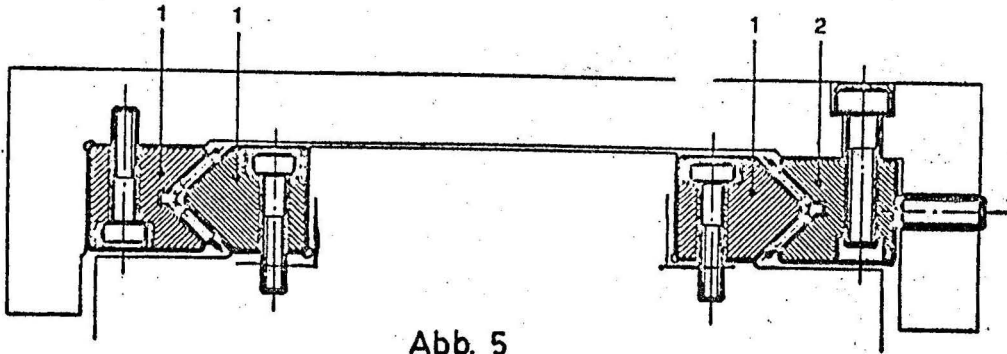


Abb. 5

2.4 Längsführungen durch stehende Blattfedern

In Abb. 8 des Abschnittes 4.2 ist eine Schwingtischanordnung auf stehenden Blattfedern dargestellt. Dem Vorteil einer einfachen Bauweise steht der Nachteil der Begrenzung der Schwingwegamplitude infolge max. zulässiger Biegespannung gegenüber.

Die maximal erreichbare Beschleunigung ist gegenüber einem Tisch ohne Rückstellkraft höher, wie unter 5.1 gezeigt wird.

3. Wahl der Fertigungsart für Gestell und Tischplatte

Bevor die Waagrechtsschwingtische konstruiert wurden, mußten die Fertigungsverfahren für die Werkstücke festgelegt werden. Es kamen nur Guß- und Schweißverfahren in Betracht, deren Vor- und Nachteile gegenübergestellt werden.

3.1 Schweißkonstruktionen

Schweißkonstruktionen sind i.a.

leichter,
steifer und
weniger schwingungsdämpfend

als entsprechende Gußkonstruktionen. Ferner erfordert eine Schweißkonstruktion eine aufwendige Festigkeitsberechnung sowie eine Berechnung des dynamischen Verhaltens.

Für den blattfedergelagerten Waagerechtschwingtisch wurde eine Schweißkonstruktion konzipiert, weil diese

1. leicht ist, und damit höhere maximale Beschleunigungen zuläßt,
2. leicht und preiswert zu realisieren ist und
3. in kurzer Zeit zu erstellen ist.

Die Konstruktion wird im Abschnitt 4.2 beschrieben, die Berechnung im Abschnitt 5.2 durchgeführt.

3.2. Gußkonstruktionen

Gußkonstruktionen werden mit Vorteil dann verwendet, wenn die gute Werkstoffdämpfung eine Ausbreitung von Schwingungen verhindern soll.

Für den wälzgelagerten Schwingtisch wurde eine Gußkonstruktion gewählt, da von den Wälzkörpern kleine Störungen auf den Tisch übertragen werden. Diese sollen gedämpft werden, um eine störungsfreie Tischbewegung zu erreichen.

Die Beschreibung der Tischkonstruktion erfolgt im Abschnitt 4.1

4. Konstruktionsbeschreibung

4.1 Der mittels Wälzführung gelagerte Schwingtisch

Aufgrund der Verwendung der Längsführungen NO 3045 der Fa. SCHNEEBERGER werden die folgenden Anforderungen an die Gußkonstruktion gestellt:

1. Es wird eine hohe Steifigkeit gefordert, um eine frühzeitige Zerstörung der Wälzkörper infolge Verkanten der Führungen zu vermeiden.

2. Die vorgeschriebene Parallelität der Anlageflächen für die Längsführungselemente setzt eine genaue Werkstückbearbeitung voraus.

Abb. 6 zeigt die Fertigteilzeichnung des Tisches und des Grundgestelles. Man erkennt die starke Verrippung der Konstruktion. Zum Aufspannen der Prüfobjekte auf den Schwingtisch wurden T-Nuten 18, DIN 650 vorgesehen.

Der Zusammenbauzeichnung (Abb. 7) ist zu entnehmen, daß der Tisch über den Krafteinleitungsstab (vgl. Abschn. 4.2) mit dem Hydro-pulszylinder verbunden ist. Das Grundgestell wird mit L-Winkeln 100x100x12, DIN 1028 auf dem Fundament der Maschinenhalle des HHI befestigt.

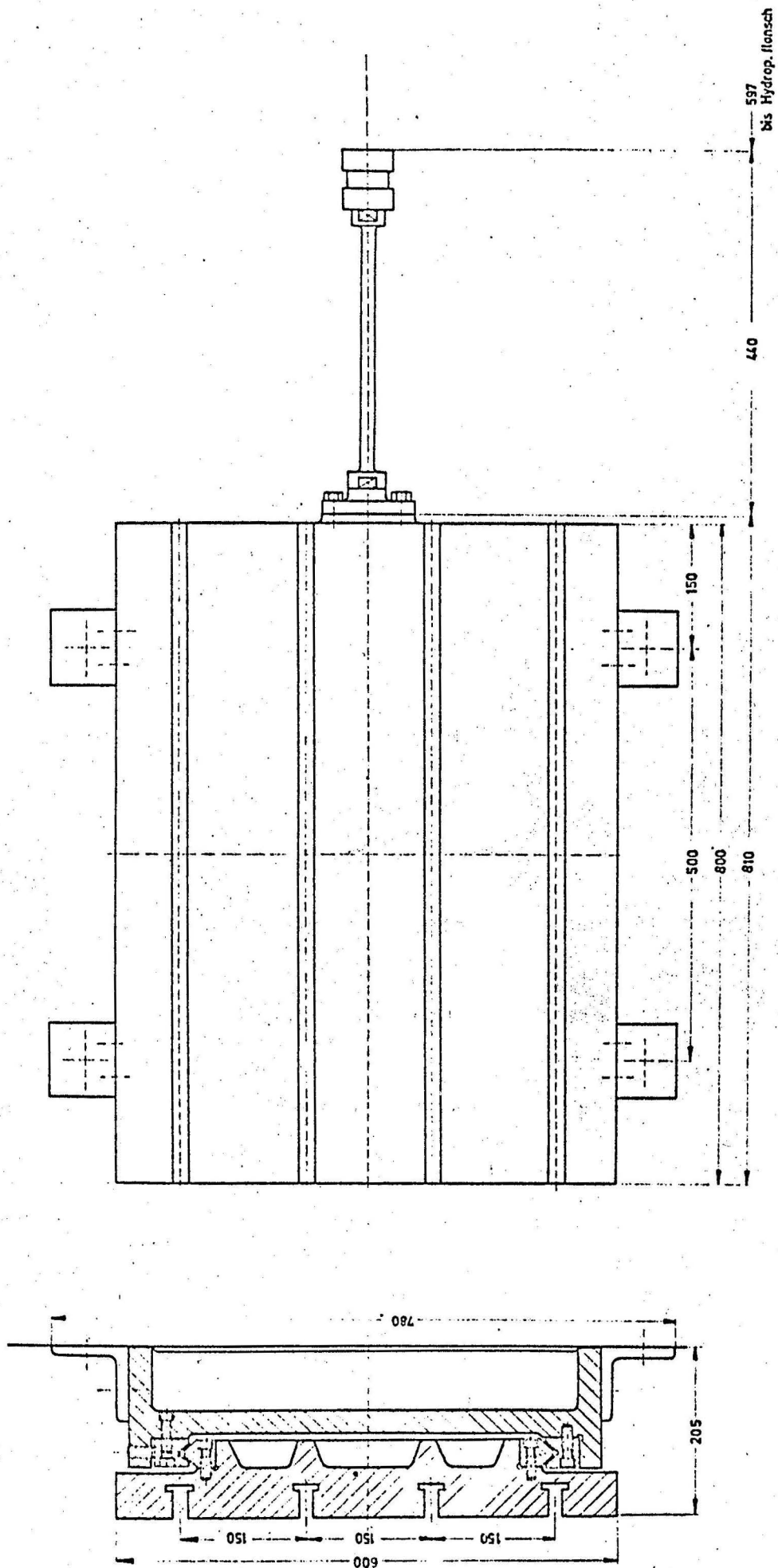


Abb. 7

1:2.5	Waagrechtsschwingfisch
HHI	Abt. Mechanik

4.2 Der mittels Blattfedern gelagerte Schwingtisch

Abb. 8 zeigt eine Prinzipskizze über die Anordnung des Tisches und des Hydropulszylinders.

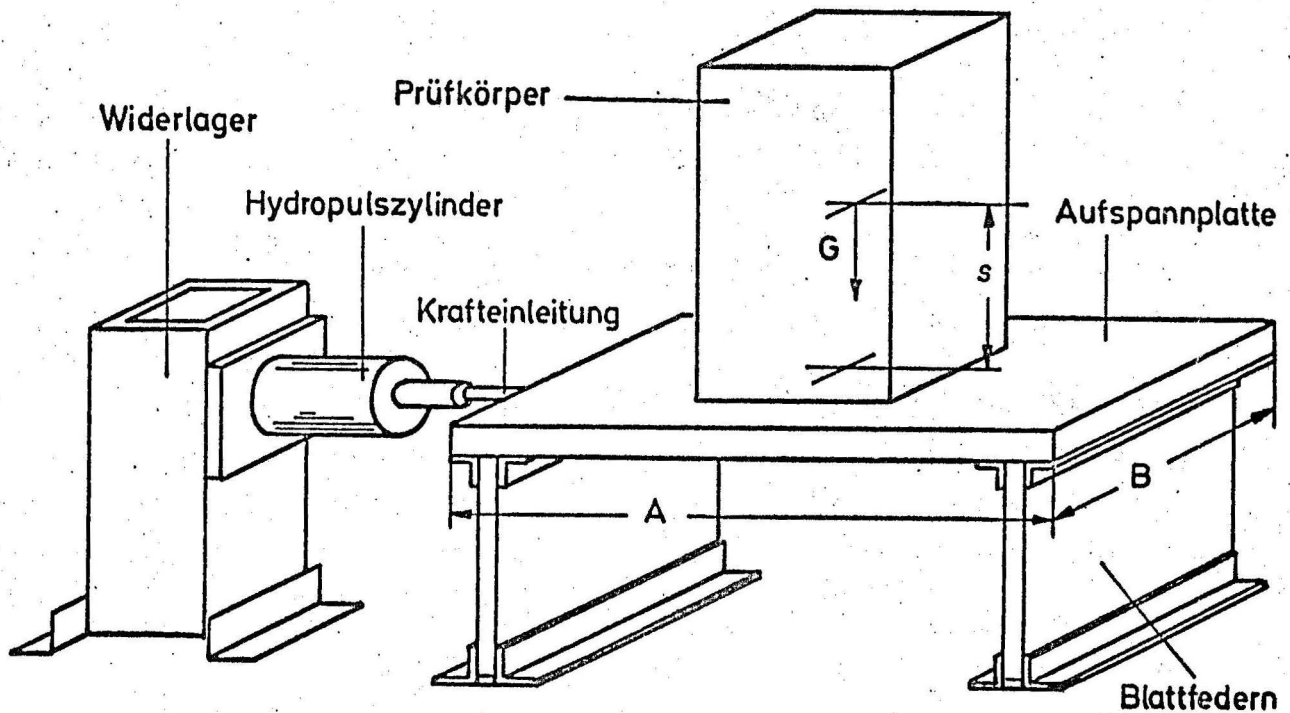


Abb. 8

Um keine zu großen Federn zu erhalten, d.h. die Tischhöhe nicht zu groß werden zu lassen, wird der Hub des Tisches auf 10 mm (Amplitude ± 5 mm) beschränkt. Die erreichbaren Beschleunigungswerte sollen möglichst hoch sein. Die Tischgröße $A \times B$ wird zu 1000 mm x 650 mm gewählt. Die zu untersuchenden Prüfkörper (siehe Abschnitt 1) haben eine Masse $m \leq 1000$ kg mit einer Schwerpunkthöhe $s \leq 1000$ mm. Aus der Betriebsanleitung für den Hydropulszylinder, der hydrostatisch gelagert ist, geht hervor, daß die Querkräfte bestimmte zulässige Werte nicht überschreiten dürfen. Aus diesem Grund wurde zwischen dem Tisch und Hydropulszylinder ein von der Herstellerfirma des Zylinders vorgeschlagener Krafteinleitungsstab eingebaut, der die Aufgabe hat, Querkräfte, die durch die Querbewegung des Tisches entstehen, infolge seiner Biegeelastizität innerhalb zulässiger Grenzen zu halten.

Blattfedern, Tischplatte und ihre Verrippung, sowie das Widerlager werden im folgenden Abschnitt noch eingehend behandelt.

5. Berechnung der einzelnen Bauelemente

Es werden hier nur die Berechnung^{en} der Bauteile, die für das dynamische Verhalten des Tisches wichtig sind, erläutert. Auf einfache Festigkeitsberechnung, wie z.B. für die Schrauben und Einspannungen der Blattfeder, wird nicht eingegangen.

5.1 Die Blattfeder

5.1.1 Anforderungen an die Blattfedern

Um den Tisch möglichst geradlinig zu führen, d.h. zur Vermeidung von Drehschwingungen um die vertikale Achse, werden die verwendeten Blattfedern über der gesamten Breite nicht unterteilt. Hinsichtlich der Anzahl, der Dicke und der Länge der einzelnen Federblätter muß folgendes berücksichtigt werden:

1. Die Sicherheit gegen Knicken (s_k) durch die stat. Last des Prüfkörpers und das auftretende Kippmoment bei der Beschleunigung des Prüfkörpers muß ausreichend sein.
2. Die Querbewegung des Tisches in vertikaler Richtung infolge der Auslenkung der Feder soll klein gegenüber seiner Längsbewegung sein.
3. Die im Federpaket erreichten Spannungen müssen innerhalb der Dauerwechselfestigkeit der Federn liegen.
4. Die Federsteifigkeit c des gesamten Tisches in horizontaler Richtung muß wegen der max. Kolbenkraft P_N des Zylinders $\frac{P_N}{\text{Amplitude}}$ ≤ 3200 kp/cm sein, um eine stat. Auslenkung von 5 mm ($= \frac{1}{2}$ max. Hub) zu gewährleisten.
5. Die Eigenfrequenz der Blattfeder darf nicht störend auf das System einwirken.

Im weiteren werden diese Anforderungen genauer untersucht, um so Kriterien für eine günstige Federwahl zu erhalten.

5.1.2 Einfluß der Federsteifigkeit auf das Schwingungsverhalten des Tisches

Es sei

- M die am Schwingvorgang beteiligte Masse, d.h. Tischmasse, Prüfmasse und Kolbenmasse,
- c die Federsteifigkeit des Tisches,
- c₀ die oben angegebene max. zulässige Federkonstante von 3200 kp/cm = $\frac{P_N}{x_0}$,
- P_N die Kolbennennkraft (max. zul. Kolbenkraft) des Hydropulszylinders (1600 kp),
- x der Weg des Tisches in horizontaler Richtung und
- x₀ die größte Amplitude des Schwingtisches (0,5 cm).

Für einen Schwingtisch, der nicht auf Federn (Federkonstante c=0) gelagert ist (z.B. mittels Gleitführungen arbeitet) ergibt sich bei sinusförmiger Anregung folgender Zusammenhang zwischen Beschleunigung $\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2}$ und Anregungsfrequenz Ω :

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= x_0 \Omega^2 \sin \Omega t \quad \text{für} \quad \Omega \leq \sqrt{\frac{P_N}{M \cdot x_0}} = \Omega_1, & (1) \\ \ddot{x} &= \frac{P_N}{M} \sin \Omega t \\ &= b_0 \sin \Omega t \quad \text{für} \quad \Omega \geq \Omega_1 \end{aligned}$$

und für den Schwingweg erhält man:

$$\begin{aligned} x &= x_0 \sin \Omega t \quad \text{für} \quad \Omega \leq \Omega_1, & (2) \\ x &= \frac{P_N}{M \Omega^2} \sin \Omega t = \frac{b_0}{\Omega^2} \sin \Omega t \quad \text{für} \quad \Omega \geq \Omega_1, \end{aligned}$$

d.h. bei Frequenzen $> \Omega_1$ muß der Hub beschränkt werden, da die Kolbenkraft ihr Maximum erreicht hat. Für einen (auf Federn gelagerten) Schwingtisch mit der Federkonstanten c ergibt sich

bei sinusförmiger Anregung für die Beschleunigung

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= x_0 \Omega^2 \sin \Omega t & \text{für } \Omega \leq \Omega_1 \sqrt{1 + \frac{c}{c_0}}, \\ \ddot{x} &= b_0 \frac{\eta^2}{\eta^2 - 1} \sin \Omega t & \text{mit } \eta = \frac{\Omega}{\omega}, \quad \omega = \sqrt{\frac{c}{M}} \quad (3) \\ & & \text{für } \Omega \geq \Omega_1 \sqrt{1 + \frac{c}{c_0}} \end{aligned}$$

und für den Weg

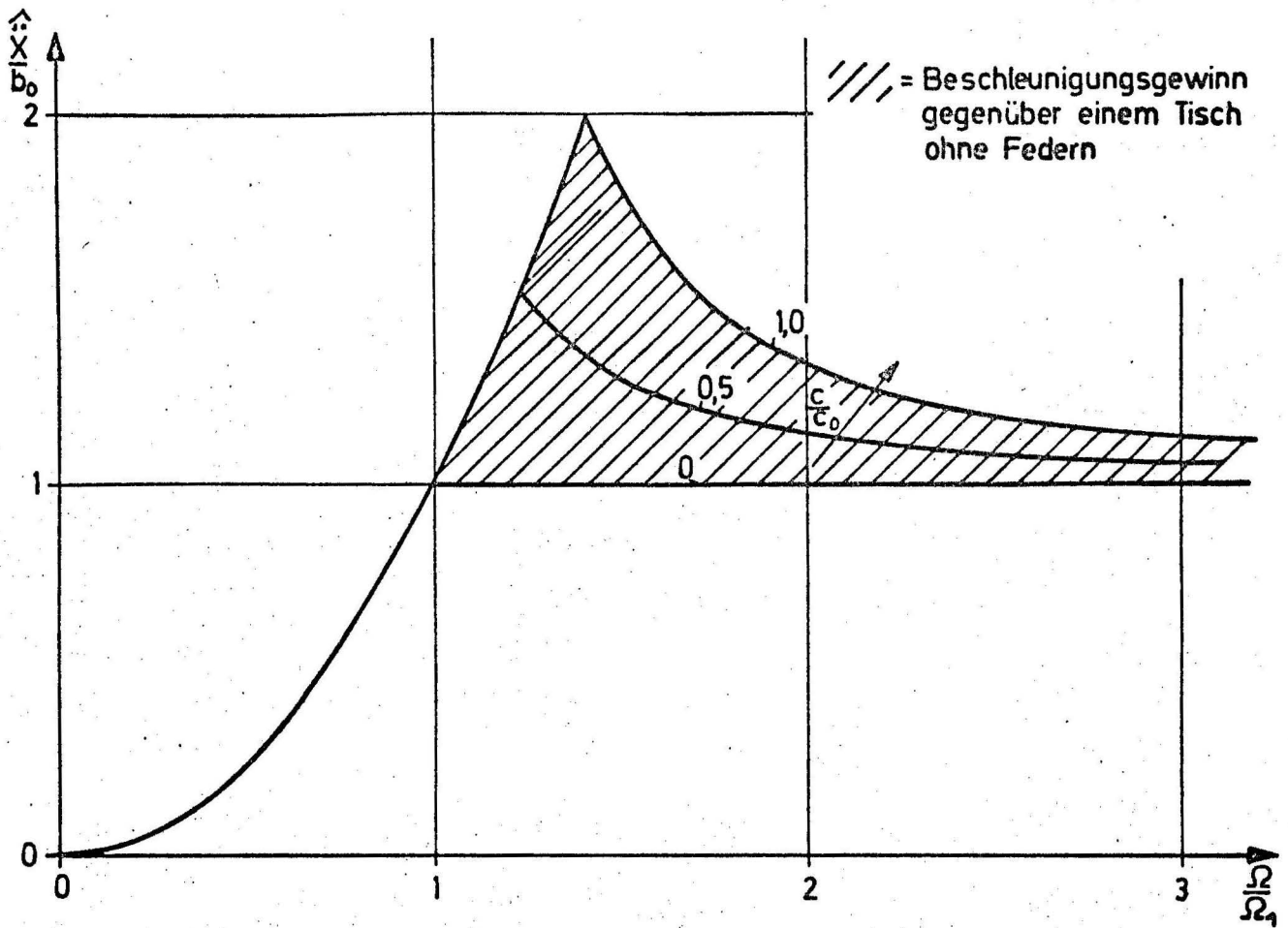
$$\begin{aligned} x &= x_0 \sin \Omega t & \text{für } \Omega \leq \Omega_1 \sqrt{1 + \frac{c}{c_0}}, \\ x &= \frac{b_0}{\Omega^2} \frac{\eta^2}{\eta^2 - 1} \sin \Omega t & \text{für } \Omega \geq \Omega_1 \sqrt{1 + \frac{c}{c_0}}. \quad (4) \end{aligned}$$

Trägt man das Verhältnis $\frac{\hat{x}}{b_0}$ bzw. $\frac{\hat{x}}{x_0}$ über $\frac{\Omega}{\Omega_1}$ auf, so erhält man Kurven nach Abb. 9 mit dem Parameter $\frac{c}{c_0}$, wobei \hat{x} und \hat{x} die jeweiligen Amplituden sind. Das Verhältnis $1 + \frac{c}{c_0}$ gibt an, um wieviel mal höher die maximal erreichbare Beschleunigung gegenüber einem Tisch ohne Federn ist. Die Maximalbeschleunigung nimmt mit wachsendem c zu und kann, da $c \leq c_0$ sein muß, höchstens doppelt so hoch werden, wie bei einem Tisch ohne Federn. Von diesem Gesichtspunkt aus sollte die Steifigkeit des Tisches möglichst groß sein.

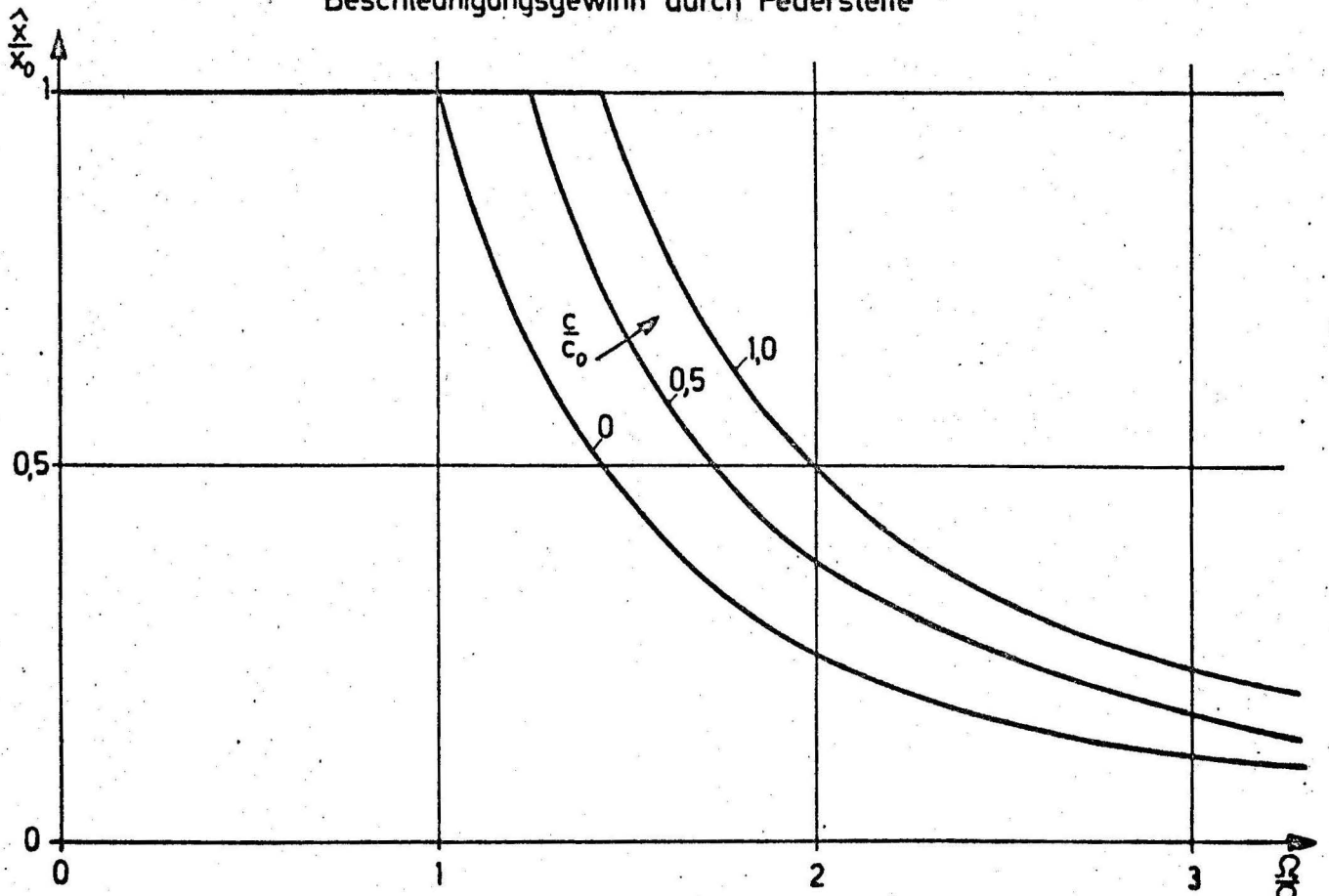
Wählt man für die Steifigkeit des Tisches $0,80 \leq \frac{c}{c_0} \leq 1,0$, so erhält man für die möglichen Federkombinationen $n = 2, 4, 6$ od. 8 Federn, folgende Federkonstante c_E der Einzelfedern ($c_E = \frac{c}{n}$).

Federanzahl n	Federanzahl n			
	2	4	6	8
c_E Federsteife				
c_E max [kp/cm]	1600	800	535	400
c_E min [kp/cm]	1280	640	428	320

Tab. 1



Beschleunigungsgewinn durch Federsteife



Auslenkung-Frequenz-Kurve für verschiedene Federsteifen

Für die Federkonstante einer beidseitig eingespannten Blattfeder gilt

$$c_E = \frac{h^3}{L_f^3} \cdot E \cdot B \quad (5)$$

wobei

E	=	Elastizitätsmodul des Federwerkstoffes,
B	=	Federbreite,
h	=	Federdicke,
L_f	=	freie Federlänge ist .

In Abb. 11 ist die Funktion $c_E = F(L_f, h)$ abgebildet mit h als Parameter.

5.1.3 Die Querbewegung infolge der Federauslenkung

Ein auf stehenden Blattfedern gelagerter Tisch besitzt infolge der Verbiegung der Federn immer eine Querbewegung x_Q (Siehe Abb. 10).

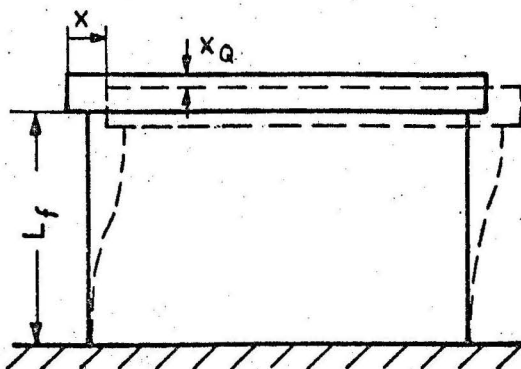


Abb. 10

Zur angenäherten Bestimmung der Bogenlänge wird die Biegelinie der Feder in zwei Parabeln zerlegt, und man kann für $\frac{x}{L_f} \ll 1$ angenähert schreiben

$$L_f \approx (L_f - x_Q) \left[1 + \frac{2}{3} \left(\frac{x}{L_f - x_Q} \right)^2 - \frac{2}{5} \left(\frac{x}{L_f - x_Q} \right)^4 \right] \quad (6) \quad 2.)$$

Vernachlässigt man den Ausdruck $\left(\frac{x}{L_f - x_Q} \right)^4$, da er sehr klein ist, und löst nach x_Q auf, so erhält man

1) Lit /3/ S. 20

2) Lit /1/ S. 84

$$x_Q \approx \frac{2}{3} \frac{x^2}{L_f - x_Q} \approx \frac{2}{3} \frac{x^2}{L_f}, \quad (7)$$

da $L_f \gg x_Q$ ist.

Soll das Verhältnis von Querbewegung zur Auslenkung $\frac{x_Q}{x} \leq \frac{1}{100}$ sein, so erhält man bei einer maximalen Auslenkung von 0,5 cm eine Mindestfederlänge

$$L_f \min = \frac{2}{3} 0,5 \text{ cm} \cdot 100 = 33,3 \text{ cm}.$$

Um die Tischhöhe nicht übermäßig hoch werden zu lassen, soll die Federlänge nach oben bei 50 cm begrenzt werden, so daß für die freie Federlänge gilt:

$$340 \text{ mm} \leq L_f \leq 500 \text{ mm}.$$

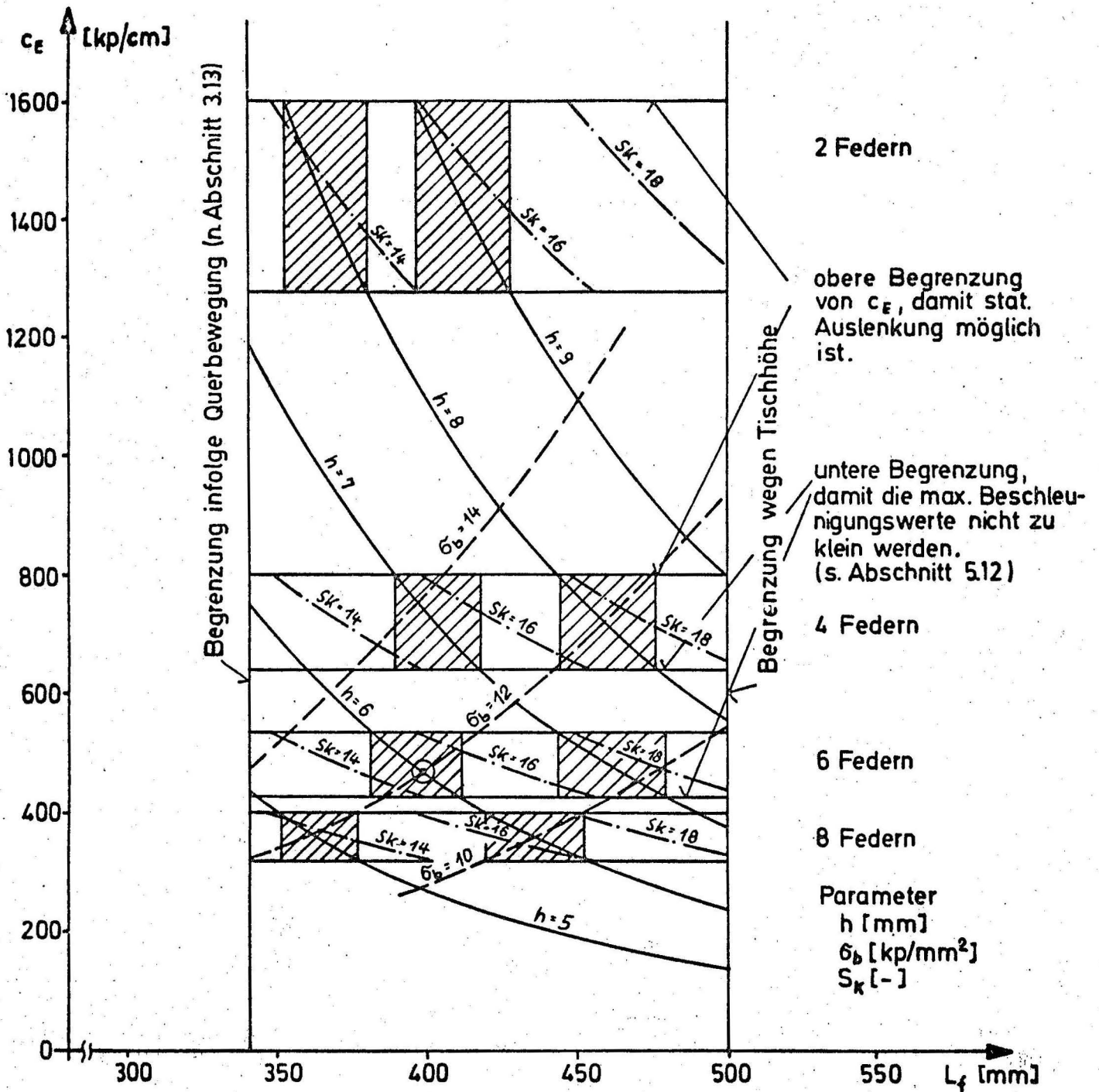
5.1.4 Die in der Feder auftretenden Spannungen

Die Biegespannungen, die durch eine statische Auslenkung auftreten, betragen

$$\sigma_b = \frac{3xhE}{L_f^2} = \frac{3L_f P}{B \cdot h^2}, \quad (8)$$

wobei P die Auslenkkraft bei einer Auslenkung x ist und die übrigen Formelgrößen denen der Gleichung (5) entsprechen.

In Abb. 11 sind Kurven konstanter Biegespannung über L_f aufgetragen, wobei h Parameter ist. Die Kurven sind nach 5.1.3 auf die Werte $340 \text{ mm} \leq L_f \leq 500 \text{ mm}$ beschränkt. Wegen der in Tab. 1 angegebenen Werte für c_E und da die Dicke h der Blattfedern für diese Größe nur in mm gestuft ist, können je nach Federzahl n nur Federlängen innerhalb der schraffierten Felder des Diagramms zur Federwahl benutzt werden.



$$c_E = \frac{h^3}{L_f^3} E \cdot B$$

$$\sigma_b = \frac{3 \cdot x_0 \cdot h \cdot E}{L_f^2}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kp/cm}^2$$

$$B = 650 \text{ mm}$$

$$x_0 = 5 \text{ mm}$$

— $h = \text{konst}$

--- $\sigma_b = \text{"}$

-.- $S_k = \text{"}$ nach Abschnitt 5.15

⊙ gewählte Blattfeder

Abb. 11: Diagramm zur Blattfederwahl

Die Biegewechselfestigkeit wird für die üblichen Blattfederstähle mit $\sigma_{bW} \leq 14 \text{ kp/mm}^2$ angenommen¹⁾. Dadurch stehen nach Abb. 11 nur noch Federzahlen von $n = 4, 6$ oder 8 und Federdicken h von 5 mm bis 8 mm zur Auswahl.

Liegt (s. Abb. 12) der Schwerpunkt des Prüfkörpers über der Tischplatte, so tritt bei Beschleunigung ein Kippmoment auf, wodurch die Feder eine zusätzliche Querbelastung erhält.

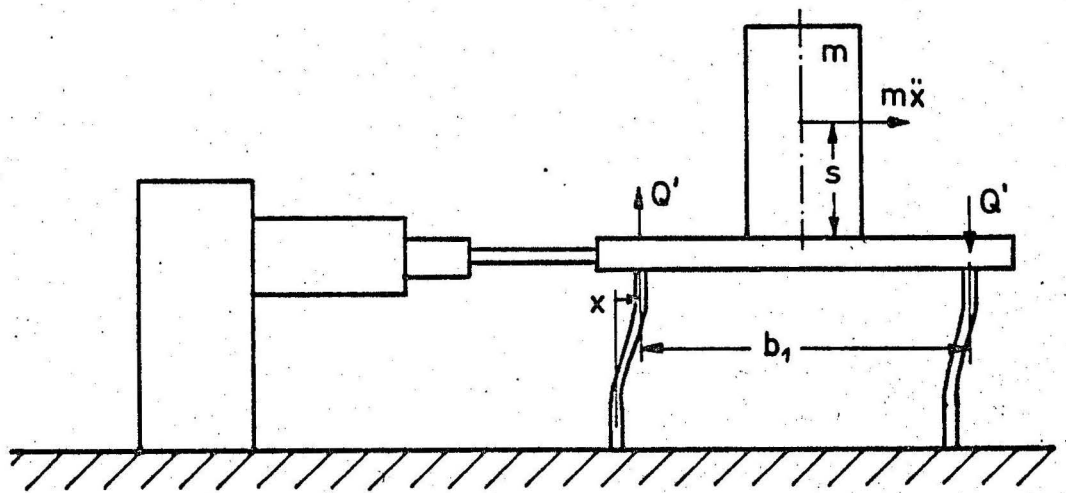


Abb. 12

Die Querbelastung Q' hängt von der Schwerpunkthöhe s , der Prüfmasse m , dem Federabstand b_1 und der auftretenden Beschleunigung \ddot{x} ab. Bei sinusförmiger Anregung ist

$$Q' = \pm \frac{s}{b_1} m \hat{x} \Omega^2 \sin \Omega t - \frac{Mg}{2} \quad (9)$$

wobei der letzte Term die Gewichtsbelastung durch Prüfkörper und Tischmasse darstellt. Die größten Querkräfte treten in den Endlagen der Bewegung auf. Bei einer Gesamtfederzahl n erhält man pro Feder

$$\hat{Q} = \pm \frac{2s}{n b_1} m \hat{x} \Omega^2 - \frac{Mg}{n} \quad (10)$$

1) Lit /3/ S. 9ff.

wobei \hat{Q} die in der Endlage auf eine Feder wirkende Querbelastung ist. Aus Gleichung (3) ergibt sich bei max. Beschleunigung $(\Omega^2 = \Omega_1^2 (1 + \frac{c}{c_0}))$

$$\hat{x} = \frac{P_N}{M} \left(1 + \frac{c_E n}{c_0} \right), \quad (11)$$

wobei $c = c_E \cdot n$ gesetzt wurde.

Damit sind

$$\hat{Q}_{F1/2} = \pm \frac{2s}{n b_1} \frac{m}{M} P_N \left(1 + \frac{c_E n}{c_0} \right) - \frac{M}{n} g \quad (12)$$

die Spitzenwerte der Querbelastung in der jeweiligen Endlage der Feder.

Wird eine Blattfeder neben Biegung gleichzeitig auf Zug oder Druck beansprucht, so ergibt sich mit den Bezeichnungen nach Abb. 13

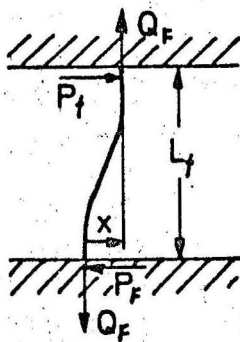


Abb. 13

für die größte Zugbeanspruchung

$$\sigma_1 = \frac{Q_{F1}}{B h} + \frac{6 P_{F1}}{\xi_1 B h^2} \tanh\left(\frac{\xi_1 L_f}{2}\right) \quad (13)$$

mit

$$P_{F1} = \frac{x_0 \cdot Q_{F1}}{L_f} \frac{1}{1 - \frac{\tanh\left(\frac{\xi_1 L_f}{2}\right)}{\frac{\xi_1 L_f}{2}}} \quad (14)$$

und für die größte Druckbeanspruchung

$$\sigma_2 = -\frac{|Q_{F2}|}{B \cdot h} - \frac{6 P_{F2}}{\xi_2 B h^2} \tan\left(\frac{\xi_2 L_f}{2}\right) \quad (15)$$

mit

$$P_{F2} = \frac{x_0 |Q_{F2}|}{L_f} \frac{1}{\frac{\tan\left(\frac{\xi_2 L_f}{2}\right)}{\frac{\xi_2 L_f}{2}} - 1} \quad (16)$$

wobei in den Gleichungen

$$\xi_{2/2} = \sqrt{\frac{12 | Q_{F_{1/2}} |}{B h^3 E}} \quad (17)$$

und $Q_{F_{1/2}}$ nach (12) zu bestimmen ist.

Für die Dauerfestigkeit der Federn ergibt sich damit eine Mittelspannung

$$\sigma_m = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \quad (18)$$

und ein Spannungsausschlag

$$\sigma_a = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad (19)$$

Bei der Federwahl ist darauf zu achten, daß diese beiden Werte innerhalb der Dauerfestigkeit des Werkstoffes liegen. Wie unter 5.1.7 noch gezeigt wird, weichen bei der gewählten Konstruktion die Werte für den Spannungsausschlag σ_a nicht wesentlich von dem Spannungsausschlag σ_b ab, der durch eine stat. Auslenkung berechnet wurde (Abb. 11), so daß diese Spannungen als 1. Näherung benutzt werden können.

5.1.5 Die Knicksicherheit der Blattfedern

Knickung tritt bei Druckbeanspruchung dann ein, wenn in den Formeln (15) bzw. (16)

$$\tan\left(\xi_2 \frac{L_f}{2}\right) \rightarrow \infty \quad (20)$$

geht, d.h.

$$\xi_2 \frac{L_f}{2} = \frac{\pi}{2} \quad (21)$$

wird.

Setzt man den Wert ξ_2 aus Gleichung (17) ein, so ergibt sich als Knickkraft

$$Q_K = \frac{E \pi^2}{L_f^2} \frac{B h^3}{12} \quad (22)$$

und man erhält mit der max. Drucklast aus Gleichung (12) als Wert für die Knicksicherheit s_k

$$S_K = \frac{Q_K}{|Q_{F_2}|} = \frac{\pi^2 E B h^3}{12 L_f^2 \left[\frac{2s}{n b_1} \frac{m}{M} P_N \left(1 + \frac{c_E \cdot n}{c_0} \right) + \frac{M g}{n} \right]} \quad (23)$$

Unter Verwendung von Gleichung (5) erhält man

$$S_K = \frac{\pi^2 L_f n c_E}{12 \left[\frac{2s}{b_1} \frac{m}{M} \left(1 + \frac{c_E n}{c_0} \right) + M g \right]} \quad (24)$$

Zur Abschätzung der kleinsten Knicksicherheit kann man folgende Werte annehmen:

$$\begin{aligned} s &= 1000 \text{ mm,} \\ m &= 1000 \text{ kg,} \\ M &= m + 280 \text{ kg} = 1280 \text{ kg,} \\ b_1 &= 900 \text{ mm,} \end{aligned}$$

wobei 280 kg als zusätzlich zur Prüfmasse mitschwingende Masse des Tisches angenommen und b_1 aufgrund der Tischgröße geschätzt wurde.

Mit diesen Werten kann man in Abhängigkeit von $n \cdot c_E$ und L_f Kurven konstanter Knicksicherheit berechnen. Sie wurden ebenfalls in Abb. 11 eingetragen, und es zeigt sich, daß die Werte im verwendeten Bereich zwischen $12 \leq s_k \leq 20$ liegen und damit ausreichend sind.

5.1.6 Die Eigenfrequenz der Feder

Betrachtet man die Blattfeder als beidseitig fest eingespannten Balken, so ergibt sich als tiefste Eigenfrequenz

$$f = 1,028 \frac{h}{L_f^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad 1) \quad (25)$$

mit ρ als Dichte des Federwerkstoffes.

Für eine Feder, die auf einer Seite fest eingespannt ist und auf der anderen Seite geführt wird (Abb. 14), erhält man als tiefste Eigenfrequenz

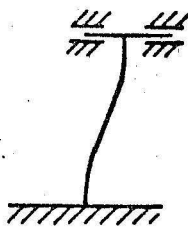


Abb. 14

$$f = 0,257 \frac{h}{L_f^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad 2) \quad (26)$$

Die wirklich auftretende Frequenz wird zwischen diesen beiden Werten liegen, da am verschiebbaren Ende durch Tischmasse und Prüfmassage eine Querkraft auftritt. Somit gilt für die tiefste Eigenfrequenz f_F der Feder

$$0,257 \frac{h}{L_f^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}} < f_F < 1,028 \frac{h}{L_f^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (27)$$

Zur Vermeidung von störenden Einflüssen sollte sie möglichst hoch gewählt werden.

5.1.7 Die Federwahl

Nach Abschnitt 5.1.6 sollte h groß und L_f klein gewählt werden. Dies würde nach Abb. 11 aber die Biegespannungen erhöhen. Damit die Dauerfestigkeit auf jeden Fall gewährleistet ist, wurde aus Abb. 11 folgende Blattfeder für

die Konstruktion gewählt:

Freie Federlänge L_f = 400 mm ,
Federanzahl n = 6 ,
Federdicke h = 6 mm .

Biegespannung bei stat. Auslenkung $\bar{\sigma}_b$ = 12 kp/mm² ,
Federsteifigkeit c_E = 460 kp/cm .

Als Werkstoff wurde X 5 CrNi 18 9 gewählt.

Es ist nun nachzuprüfen, ob infolge der Querbelastrung (n. Abschnitt 5.1.4) der Spannungsauslag $\bar{\sigma}_a < 14$ kp/mm² wird.

Nach Gleichung (12) ist

$$Q_{F12} = \pm \frac{2s}{b_1 n} \frac{m}{M} P_N \left(1 + \frac{c_E n}{c_0} \right) - \frac{Mg}{n} ,$$

wobei folgende Werte eingesetzt werden können, wenn der Maximalwert für Q_F abgeschätzt werden soll:

$$\left. \begin{array}{l} s = 100 \text{ cm} \\ m = 1000 \text{ kg} \\ P_N = 1600 \text{ kp} \end{array} \right\} \text{ n. Abschnitt 1 ,}$$
$$\left. \begin{array}{l} b_1 = 90 \text{ cm} \\ M = 1280 \text{ kg} \end{array} \right\} \text{ n. Abschnitt 5.1.5 ,}$$
$$\frac{n c_E}{c_0} = 0,862 \quad \text{n. Abschnitt 5.1.2 .}$$

Man erhält damit für

$$Q_{F1} = 695,3 \text{ kp} \quad \text{bei Zugbelastung,}$$
$$|Q_{F2}| = 1028,6 \text{ kp} \quad \text{" Druckbelastung.}$$

Setzt man diese Werte in Gleichung (17) ein, so ist

$$\xi_1 = 0,0168,$$
$$\xi_2 = 0,0204$$

und man erhält mit $x_0 = 0,5$ cm aus Gleichung (14) bzw. (16)

$$P_{F_1} = 243,3 \text{ kp},$$

$$P_{F_2} = 218,5 \text{ kp}.$$

Damit wird

$$\sigma_1 = 12,2 \text{ kp/mm}^2,$$

$$\sigma_2 = -12,1 \text{ kp/mm}^2;$$

die Mittelspannung

$$\sigma_m = 0,05 \text{ kp/mm}^2$$

und der Spannungsaus Schlag

$$\sigma_a = 12,15 \text{ kp/mm}^2.$$

Man erkennt, daß der Spannungsaus Schlag nicht wesentlich über der durch die statische Auslenkung erhaltenen Spannung liegt.

Für die Eigenfrequenz der Feder erhält man aus Gleichung (27) mit den gewählten Federabmessungen

$$49,5 \text{ Hz} < f_F < 198 \text{ Hz}.$$

Da durch die Tischmasse die Feder eher als eingespannt betrachtet werden kann, wird die Eigenfrequenz in der Nähe der oberen Grenze liegen.

5.2 Die Aufspannplatte

Für die Aufspannplatte (Abb. 15) wurde nach Abschnitt 3. eine Schweißkonstruktion gewählt. Die Verrippung der Platte muß

dabei so ausgeführt werden, daß bei Beschleunigung des Prüfkörpers dessen Schwerpunkt keine zu großen zusätzlichen Eigenbewegungen infolge des auftretenden Kippmomentes durchführt. Abb. 16 zeigt den gewählten Querschnitt der Tischplatte.

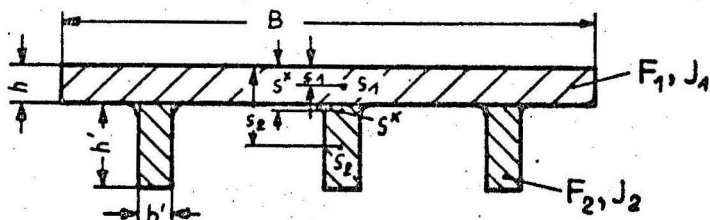


Abb. 16

Dabei ergibt sich als Widerstandsmoment

$$J = \frac{Bh^3}{12} + 3 \frac{b'h'^3}{12} + Bh(s^* - s_1)^2 + 3b'h'(s^* - s_2)^2 \quad (28)$$

mit

$$s^* = \frac{Bhs_1 + 3b'h's_2}{Bh + 3b'h'}$$

Setzt man die Maße nach Abb. 14 ein, so erhält man

$$s = 3,48 \text{ cm}, \quad I = 3169 \text{ cm}^4.$$

Wählt man für den Prüfkörper eine minimale Aufspannfläche von $50 \times 50 \text{ cm}^2$, so ergibt sich ein Kraftschema nach Abb. 17, und

man erhält mit den Maxwell'schen Einflußzahlen α_{ij} , die die Durchbiegung an der Stelle i infolge einer Einheitskraft an der Stelle j festlegen:

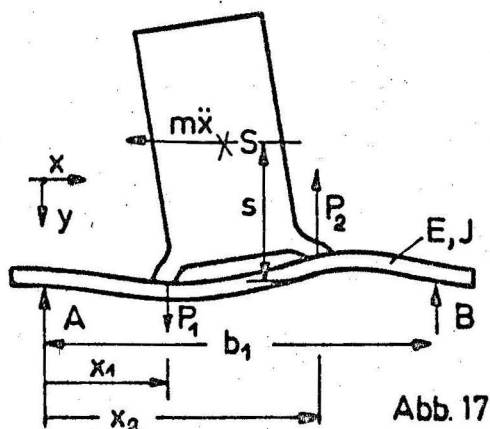


Abb. 17

$$y(x_1) = \alpha_{11} P_1 + \alpha_{12} P_2, \quad (29)$$

$$y(x_2) = \alpha_{21} P_1 + \alpha_{22} P_2.$$

Da der Prüfkörper in der Mitte der Aufspannplatte stehen soll, sind aus Symmetriegründen $\alpha_{11} = \alpha_{22}$ und $\alpha_{12} = \alpha_{21}$. Für die Einflußzahlen erhält man¹⁾:

$$\alpha_{11} = \alpha_{22} = \frac{b_1^3}{3EJ} \frac{x_2^2}{b_1^2} \frac{x_1^2}{b_1^2}, \quad (30)$$

$$\alpha_{12} = \alpha_{21} = \frac{b_1^3}{6EJ} \frac{x_1^2}{b_1^2} \left(\frac{x_2}{b_1^2} + \frac{x_1 x_2}{b_1^2} - \frac{x_1^2}{b_1^2} \right).$$

Die Kräfte P_1, P_2 kann man aus Gleichung (12) nach entsprechender Umformung erhalten:

$$P_1 = \frac{S}{x_2 - x_1} \frac{m}{M} P_N \left(1 + \frac{c}{c_0} \right) + \frac{M \cdot g}{2},$$
$$P_2 = - \frac{S}{x_2 - x_1} \frac{m}{M} P_N \left(1 + \frac{c}{c_0} \right) + \frac{M \cdot g}{2}. \quad (31)$$

Mit $x_2 - x_1 = 50$ cm, den Maßen nach Abb. 14 und den Werten nach Abschnitt 5.1.7 wird

$$\alpha_{11} = \alpha_{22} = 1,24 \cdot 10^{-6} \text{ cm/Kp}, \quad \alpha_{12} = \alpha_{21} = 1,747 \cdot 10^{-6} \text{ cm/Kp},$$

$$P_1 = 5,554 \cdot 10^3 \text{ Kp}, \quad P_2 = -3,755 \cdot 10^3 \text{ Kp}$$

und damit

$$y(x_1) = 0,327 \cdot 10^{-3} \text{ cm},$$

$$y(x_2) = 5,04 \cdot 10^{-3} \text{ cm}.$$

Als Drehwinkel des Prüfkörpers ergibt sich

$$\hat{\alpha} = \frac{y(x_1) - y(x_2)}{x_2 - x_1} = 9,44 \cdot 10^{-5} \quad (32)$$

und damit eine Schwerpunktsverschiebung infolge der

1) Lit /4/ S. 874

Durchbiegung der Tischplatte von

$$x_s = \hat{\alpha} \cdot s = 9,44 \cdot 10^{-3} \text{ cm.} \quad (33)$$

Setzt man diese ins Verhältnis zur Amplitude $x_0 = 5 \text{ mm}$, so ist

$$\frac{x_s}{x_0} \approx 2 \cdot 10^{-2} \triangleq 2 \% ,$$

d.h. die zusätzliche Eigenbewegung des Schwerpunktes hat eine Größe von etwa 2 % der Tischbewegung. Da bei höheren Frequenzen die maximale Beschleunigung bei kleinerem Tischhub erreicht wird (s. Abb. 9), folgt, daß das Verhältnis Schwerpunktsbewegung infolge Kippmoment zu Tischbewegung immer größer wird. Es ist daher besonders bei Körpern mit hochliegendem Schwerpunkt stets zu prüfen, bis zu welchen Frequenzen es sinnvoll ist, bestimmte Prüfkörper auf diesem Tisch zu Schwingungen anzuregen.

5.3 Das Widerlager

Das Widerlager (Abb. 8) wurde als Schweißkonstruktion ausgebildet, wobei zwei U-Träger in Kastenform verschweißt wurden. Bei der Konstruktion war darauf zu achten, diese möglichst steif auszuführen, damit die tiefste Eigenfrequenz des Widerlagers möglichst hoch liegt. Sonst würde ein störender Einfluß auf den Regelvorgang des Zylinders erfolgen. Da der Querschnitt des Widerlagers groß gegenüber seiner Länge ist, darf der Einfluß durch Schubspannungen nicht vernachlässigt werden. Um eine nahezu feste Einspannung gegenüber dem Fundament zu gewährleisten, wurde der Lagerbock auf eine Grundplatte geschweißt, wobei die Verbindung durch Winkel zusätzlich verstärkt wurde (Abb. 18). Zur angenäherten Berechnung der Federkonstante des Widerlagers wurde eine Einzellast

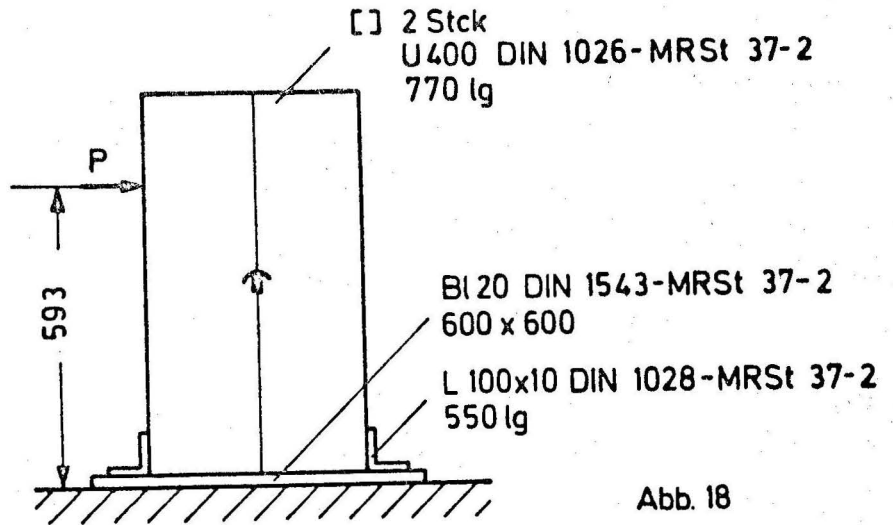


Abb. 18

auf Zylindermitte angenommen und es ergibt sich

$$\frac{1}{C_w} = \frac{f_q}{P} + \frac{f_B}{P} = 0,075 \frac{\text{mm}}{M_p} + 0,0212 \frac{\text{mm}}{M_p} = 0,0937 \frac{\text{mm}}{M_p}$$

wobei f_q die Durchbiegung infolge des Schubeinflusses und f_B die Durchbiegung infolge der Biegefestigkeit ist.

Nimmt man eine geschätzte schwingende Masse (Zylinder und Trägeranteil) von 180 kg an, so ergibt sich als Eigenfrequenz des Widerlagers

$$f_w = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_w}{m_w}} \approx 120 \text{ Hz.}$$

6. Montage des mittels Blattfedern gelagerten Schwingtisch

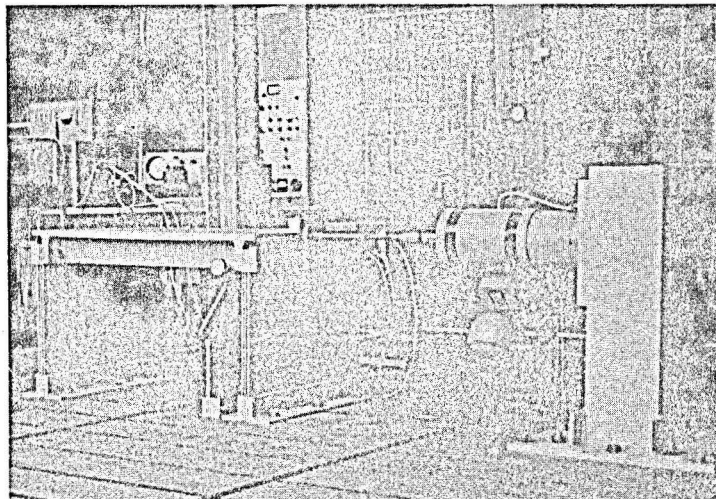


Abb. 19

1) Die Berechnung von f_q und f_B erfolgte nach Lit /1/ S.392,373

Abb. 19 zeigt den auf insgesamt 2x3 Blattfedern montierten Schwingtisch. Rechts ist das Widerlager mit anmontiertem Hydropulszylinder zu erkennen. Zwischen Schwingtisch und Hydropulszylinder befindet sich der Krafteinleitungsstab. Auf ihn wurden Dehnungsmeßstreifen aufgebracht, um die vom Zylinder auf den Schwingtisch übertragene Kraft zu messen.

Der am Widerlager durch die beiden zusammengeschweißten U-Profile entstandene Hohlraum wurde mit Sand aufgefüllt. Dadurch konnten die Schwingungen des Widerlagers abgedämpft und gleichzeitig Sekundärgeräusche bekämpft werden. Bei der Montage war weiterhin besonders darauf zu achten, daß der Krafteinleitungsstab in der Nullage des Schwingtisches gut zum Hydropulszylinder fluchtet. Anfangs waren infolge ungenauen Fluchtens bei kleinen Amplituden starke Oberwellen aufgetreten.

7. Durchgeführte Messungen am mittels Blattfedern gelagerten Schwingtisch

7.1 Die Federsteife des Schwingtisches

Der Schwingtisch wurde durch den Hydropulszylinder statisch ausgelenkt und gleichzeitig wurde am vorher geeichten Krafteinleitungsstab die benötigte Kraft gemessen (Abb. 20). Aus den gemessenen Werten ergibt sich eine Federsteife von 2400 kp/cm. Nach Rechnung (Abschnitt 5.1.7) müßte man $c_E \cdot n = 2760$ kp/cm erhalten. Die Verringerung gegenüber dem errechneten Wert ist auf die Einspannung der Federn am Fundament zurückzuführen. Da die Winkel eine Nachgiebigkeit haben, können die Federn nicht als absolut starr (wie in der Rechnung angenommen wurde) eingespannt betrachtet werden. Dadurch wird die maximal erreichbare Beschleunigung gegenüber den theoretischen Werten etwas geringer. Dies wurde im Abschnitt 8. berücksichtigt.

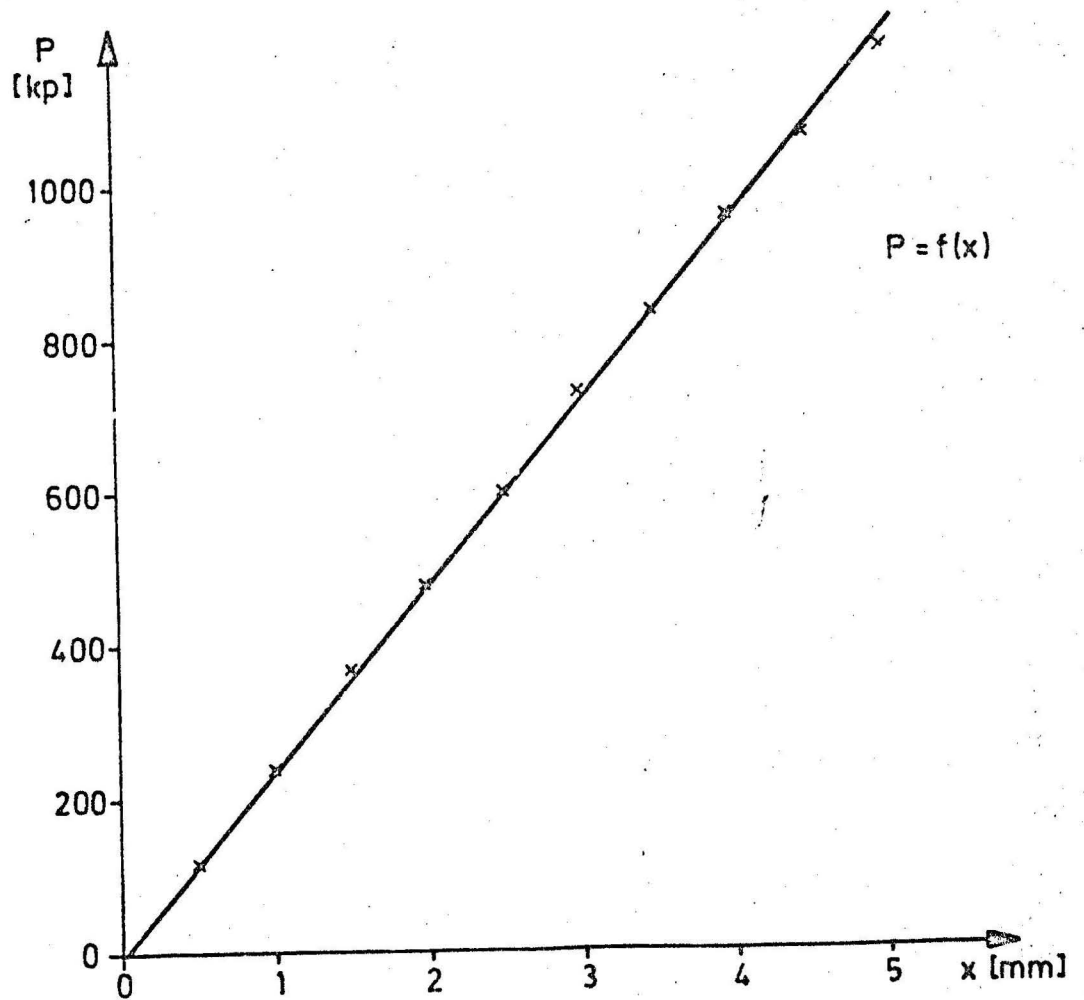


Abb. 20

7.2 Die Querbewegung des Schwingtisches

Zur Feststellung der Querbewegung wurde bei statischer Auslenkung des Tisches die Querbewegung mittels Meßuhr auf 0,001 mm genau gemessen. Abb. 21 zeigt neben den Meßwerten (x) die nach Gleichung (7) ermittelte Kurve. Die gemessenen Werte liegen niedriger infolge der nicht vollkommen starren Einspannung der Federn, so daß die Querbewegung weniger als 0,5 % der maximalen Amplitude ist.

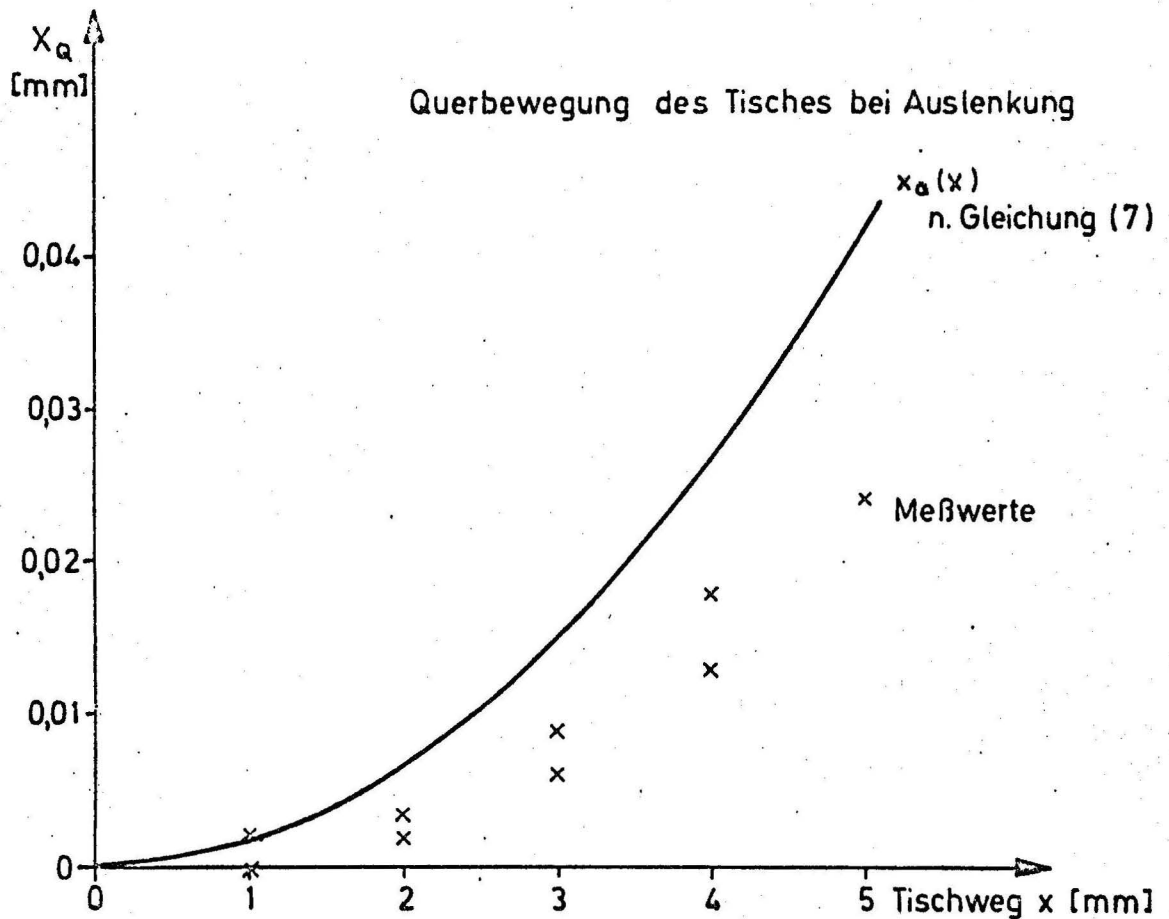


Abb. 21

7.3 Die Eigenfrequenz des Schwingtisches

Zur Bestimmung der schwingenden Masse des Tisches wurden zwei Versuche durchgeführt. Dabei wurde die Kraft am Krafteinleitungsstab in Abhängigkeit von der Frequenz gemessen. Im ersten Versuch wurde der unbelastete Tisch angeregt, und im zweiten Versuch wurde der Tisch mit einer Masse von 193,8 kg belastet. In der Eigenfrequenz war die vom Zylinder aufzuwendende Kraft praktisch Null. Im unbelasteten Zustand ergab sich eine Eigenfrequenz $f_1 = 14.40$ Hz und beim zweiten Versuch $f_2 = 11,15$ Hz.

Mit $\omega = \sqrt{\frac{c}{M}}$ (nach Gleichung (3)) ergibt sich im ersten Versuch

$$\omega_1 = 2\pi f_1 = \sqrt{\frac{c}{M_1}},$$

wobei M_1 die zu bestimmende Masse des Tisches ist.

Im zweiten Versuch ist

$$\omega_2 = 2\pi f_2 = \sqrt{\frac{c}{M_1 + M_2}},$$

wobei M_2 die Zusatzmasse von 193,8 kg ist.

Daraus erhält man

$$\frac{f_1}{f_2} = \sqrt{1 + \frac{M_2}{M_1}},$$

bzw.

$$M_1 = \frac{M_2}{\left(\frac{f_1}{f_2}\right)^2 - 1}.$$

Mit den gemessenen Werten ergibt sich ein M_1 von 287 kg. Gleichzeitig kann man auch nochmals den Wert der Federkonstanten kontrollieren.

Man erhält

$$c = M_1 \cdot \omega_1^2 = M_1 4\pi^2 f_1^2 = 2395 \text{ kp/cm}.$$

Es ist eine gute Übereinstimmung mit dem aus dem statischen Versuch im Abschnitt 7.1 gemessenen Wert vorhanden.

7.4 Die Eigenfrequenz der Blattfeder

In der Mitte der Blattfeder wurde ein Schwingwegmesser angebracht und die Feder durch Anschläge angeregt. Die gemessene Frequenz betrug 184 Hz. Dieser Wert ist in den nach Abschnitt 5.1.7 ermittelten Grenzen enthalten. Die Feder kann als nahezu starr eingespannt betrachtet werden.

7.5 Einsatz des Schwingtisches beim Prüfen eines Spannungswandlers

Die Abb. 22 und Abb. 23 zeigen als Anwendungsbeispiel den Schwingtisch bei der Prüfung eines Spannungswandlers auf Erdbebenfestigkeit. Der Spannungswandler hat eine Masse von etwa 940 kg und eine Höhe von 3625 mm.

Abb. 23

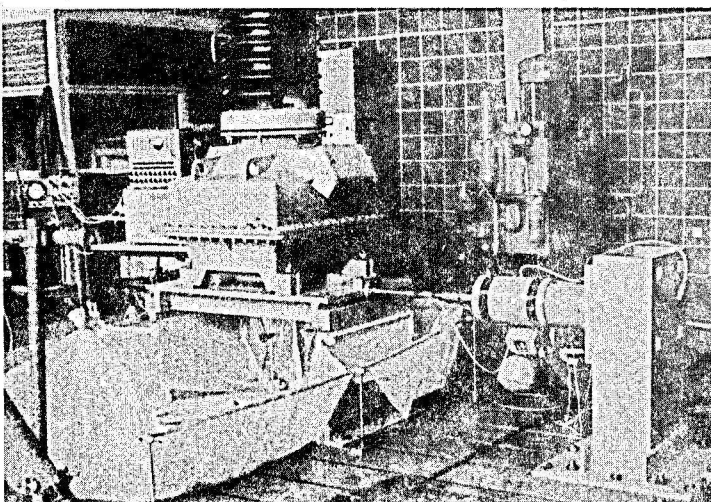
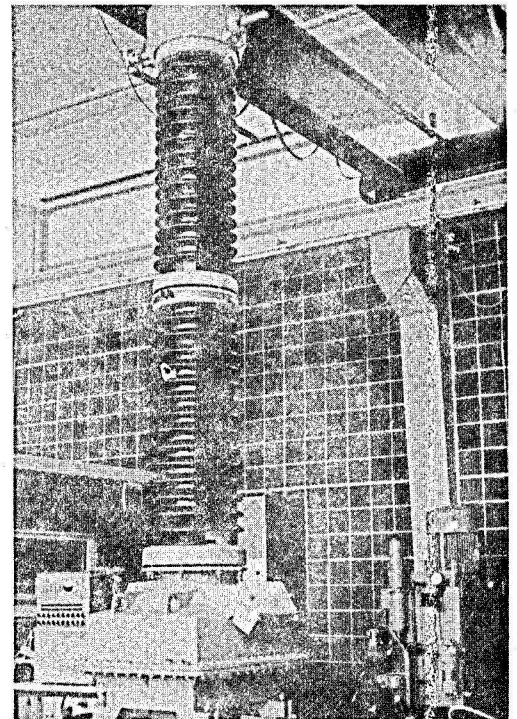


Abb. 24

8. Zulässige Werte für Beschleunigung mit Huben

In Abb. 24 ist der Amplituden-Frequenzbereich für die beiden im Bericht beschriebenen Schwingtische aufgezeigt. Für den Schwingtisch mit Wälzführung wurde als schwingende Tischmasse 250 kg ermittelt, und man erhält in Abhängigkeit von der Prüfkörpermasse als maximale Beschleunigung $b = \frac{P_N}{M}$, wobei M die Summe von Tischmasse und Prüfkörpermasse und P_N die Kolben-nennkraft von 1600 kp ist.

Für den Schwingtisch auf Blattfedern, dessen schwingende Masse (nach Abschnitt 7.3) 287 kg ist und der eine Federkonstante von ca. 2400 kp/cm besitzt, erhält man in Abhängigkeit von der Prüfkörpermasse und Amplitude \hat{x} als max. Beschleunigung

$$b = \frac{P_N}{M} \left(1 + \frac{c \cdot \hat{x}}{P_N} \right).$$

Diese Kurven sind in Abb. 24 gestrichelt eingezeichnet.

Der Anstieg der Kurven zeigt den durch die Blattfedern erreichbaren Beschleunigungsgewinn. Die Begrenzungslinie durch den max. Ölstrom wurde aus den Unterlagen des Hydropulszylinders entnommen.

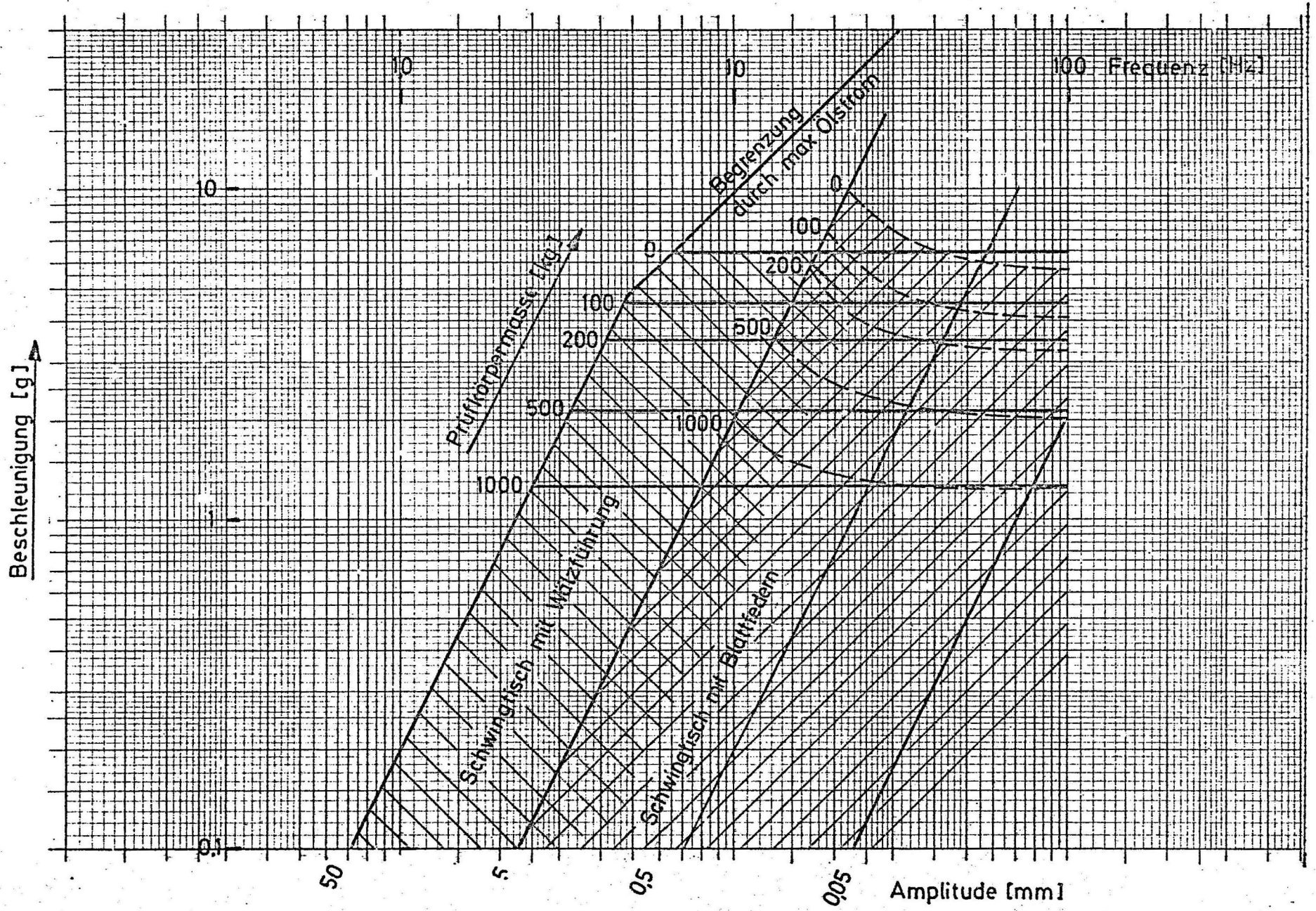


Abb. 24: Beschleunigungsdiagramm für die Schwingtische

9. Literaturverzeichnis

- /1/ DUBBEL Taschenbuch für den Maschinenbau,
11. Auflage 1958.
- /2/ FLÜGGE, W. Handbook of Engineering Mechanics,
1. Aufl. 1962, McGraw-Hill N.Y.
- /3/ GROSS, S. Berechnung und Gestaltung von Metall-
federn, 3. Aufl. 1960, Springer-Verlag.
- /4/ HÜTTE I 28. Aufl. 1955.
- /5/ KAUFMANN, W. Technische Hydro- und Aeromechanik,
1963, Springer-Verlag, S. 223 ff.
- /6/ KOENIGSBERGER Berechnung, Konstruktionsunterlagen und
Bauelemente spanender Werkzeugmaschinen,
1961, Springer-Verlag.

