

Die Dämpfung im Zerspanungsprozess

Citation for published version (APA):

Kals, H. J. J. (1971). Die Dämpfung im Zerspanungsprozess. *Fertigung*, 2(5), 165-172.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1971

Document Version:

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

Please check the document version of this publication:

- A submitted manuscript is the version of the article upon submission and before peer-review. There can be important differences between the submitted version and the official published version of record. People interested in the research are advised to contact the author for the final version of the publication, or visit the DOI to the publisher's website.
- The final author version and the galley proof are versions of the publication after peer review.
- The final published version features the final layout of the paper including the volume, issue and page numbers.

[Link to publication](#)

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal.

If the publication is distributed under the terms of Article 25fa of the Dutch Copyright Act, indicated by the "Taverne" license above, please follow below link for the End User Agreement:

www.tue.nl/taverne

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us at:

openaccess@tue.nl

providing details and we will investigate your claim.

Die Dämpfung im Zerspanungsprozeß

Von H. J. J. Kals*

1. Einleitung

Das dynamische Verhalten eines Schnittprozesses kann durch einen geschlossenen Regelkreis dargestellt werden (Bild 1). Die Werkzeugmaschine wird

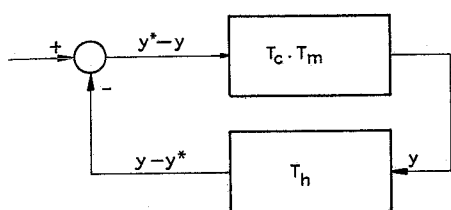


Bild 1. Blockdiagramm des dynamischen Zerspanungsprozesses

durch ihre Übertragungsfunktion T_m beschrieben, die faktisch die dynamische Steifigkeit der Struktur ausmacht, während T_c die Übertragungsfunktion des Schnittprozesses ist. Der Kreis wird durch die Funktion T_h geschlossen, die die Änderung der Spandicke aufgrund der Welligkeit berücksichtigt (Bild 2). Die

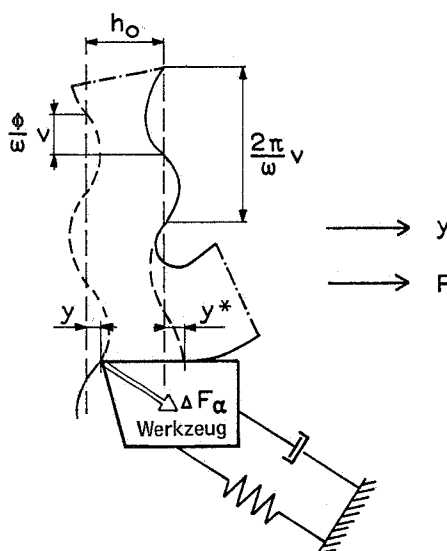


Bild 2. Diagramm der Spandickenvariation

*Technische Hogeschool te Eindhoven

Größe y gibt die Relativbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück an, also die direkte Spandickenvariation. Beim Drehen kann die verzögerte Spandickenvariation y^* , die durch die Rückwirkung des vorhergegangenen Schnitts verursacht wird, wie folgt formuliert werden:

$$y^*(t) = y\left(t - \frac{1}{n}\right) \quad (1)$$

wobei t die Zeit und n die Drehzahl des Werkstückes ist.

Nimmt man zwischen Werkzeug und Werkstück eine harmonische Bewegung an, dann ergibt sich:

$$y = Y \cdot \cos \omega t \quad (2)$$

$$\text{und } y^* = Y^* \cdot \cos \omega t \quad (3)$$

wobei zwischen Y und Y^* eine Phasenverschiebung auftritt. Damit beträgt die gesamte Spandickenvariation:

$$\Delta h = y^* - y \quad (4)$$

Nach Einführung von ΔF_a für den dynamischen Anteil der Schnittkraft gilt:

$$T_c = \frac{\Delta F_a}{\Delta h} \quad (5)$$

$$\text{und } T_m = \frac{\Delta y}{\Delta F_a} \quad (6)$$

Die Stabilitätsgrenze wird durch die Beziehung

$$|Y| = |Y^*| \quad (7)$$

definiert. Aus diesen Beziehungen folgt durch Umformung:

$$T_h = 1 - \frac{y^*}{y} \quad (8)$$

Alle drei Übertragungsfunktionen T_h , T_c und T_m sind komplex. Sie sind in den Ortskurven in den Bildern 3 und 4 dargestellt.

Dabei kann T_m meistens durch eine Kombination mehrerer Systeme mit einem Freiheitsgrad beschrieben werden, während der komplexe Aufbau von T_c kaum bekannt ist. Allgemein nimmt man an, daß T_c eine Phasenverschiebung bewirkt, aber die Bestimmung der Über-

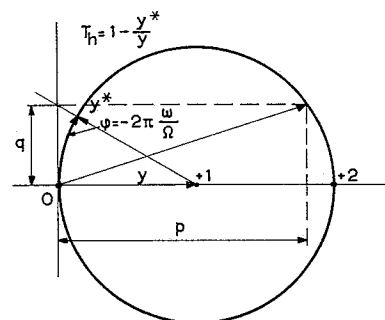


Bild 3. Polardiagramm der Übertragungsfunktion T_h an der Stabilitätsgrenze

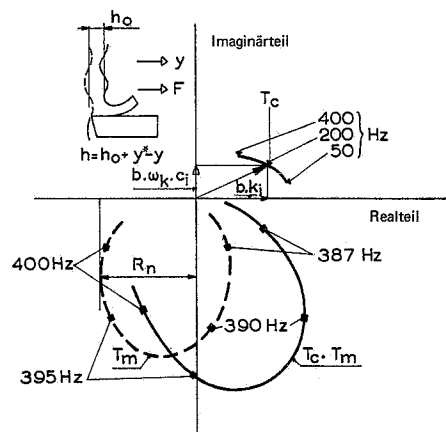


Bild 4. Zusammensetzung der Funktion $(T_c \cdot T_m)$

tragungsfunktion des Zerspanungsprozesses erscheint sehr schwierig.

Diese Phasenverschiebung kann so erklärt werden, daß man eine Wechselwirkung zwischen T_c und T_m , beruhend auf der Relativbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück, annimmt.

Nach der Theorie von Tobias [1] gilt folgende Definition:

$$\Delta F_a = k_1 \cdot \Delta h - k_2 \cdot \Delta \left(\frac{dy}{dt} \right) \quad (9)$$

Die Ortskurve des aufgeschnittenen Regelkreises von $(T_c \cdot T_m \cdot T_h)$ besteht aus einer unendlichen Anzahl von Kreisen (Bild 1), die alle durch Null gehen und mit zunehmender Winkelgeschwindigkeit ω im Uhrzeigersinn um Null wandern (Bild 5). Der Durchmesser der Kreise wird durch den Wert von $(T_c \cdot T_m)$ vollständig bestimmt. Die Nyquistortskurve schneidet die negative reelle Achse in verschiedenen "-1"-Punkten P_j , wobei für die Stabilitätsgrenze folgende Bedingung gilt:

$$-(T_c \cdot T_m \cdot T_h) \omega = \omega_j = 1 \quad (10)$$

Wir definieren folgende Beziehung:

$$T_c \cdot T_m = a + ib \quad (11)$$

$$\text{und } T_h = p + iq \quad (12)$$

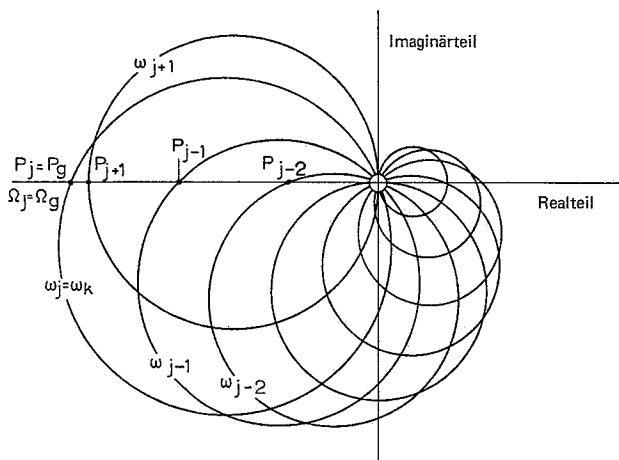


Bild 5. Nyquistortskurve des dynamischen Systems

Gemäß Bild 3 gilt folgende Beziehung:

$$q^2 = p(2 - p) \quad (13)$$

Unter den oben genannten Bedingungen ist die imaginäre Komponente der Funktion $(T_c \cdot T_m \cdot T_h)$ gleich Null, so daß die reelle Komponente folgenden Betrag hat:

$$(T_c \cdot T_m \cdot T_h)\omega = \omega_j = 2a \quad (14)$$

Unter der Annahme, daß die Kraft mit der Spandickenänderung in Phase liegt, gilt die Ableitung:

$$R_n = \frac{a_{\min}}{T_c} \quad (15)$$

Die Größe R_n ist der minimale Betrag des Realteils der Übertragungsfunktion T_m . Die Gleichungen (10), (14) und (15) ergeben jetzt als Sonderlösung die Beziehung von Tlusty [2] für den Grenzwert:

$$T_{cg} = -\frac{1}{2 \cdot R_n} \quad (16)$$

Für komplexe Werte von T_c gilt jedoch die Beziehung $R = R_n$ für den Grenzwert nicht.

Im Gegensatz zur Bestimmung von T_m , für die zuverlässige Methoden vorhanden sind [3, 4], ist die experimentelle Ermittlung von T_c kompliziert.

Beide Größen sind jedoch in der Entwurfsphase grundlegend für die präzise Voraussage der Ratteranfälligkeit beziehungsweise für die Ermittlung der stabilen Arbeitsbedingungen bei numerisch gesteuerten Maschinen, so daß die Kenntnis von T_c unbedingt erforderlich ist.

Umfangreiche Untersuchungen sind auf diesem Gebiet von Smith und Tobias [5], Kegg [6] und Albrecht [7] durchgeführt worden.

2. Bestimmung der Übertragungsfunktion des Zerspanungsprozesses

In einer früheren Veröffentlichung [8] wurde gezeigt, daß, falls die Werkzeugmaschine durch ein System mit einem

Freiheitsgrad mit der Eigenfrequenz ω_0 beschrieben werden kann, folgende Beziehung für Schnittgeschwindigkeiten größer als 1 m/s gilt:

$$\omega_n = \omega_0 \cdot \sqrt{1 + 2\zeta_s} \quad (17)$$

ω_n ist die Ratterfrequenz und ζ_s der Dämpfungsfaktor des gesamten Systems an der Stabilitätsgrenze. Mit Gleichung (17) können Werte für die spezifische Prozeßsteifigkeit k_i sowie für die spezifische Prozeßdämpfung c_i bestimmt werden. Dabei bezieht sich der Begriff „spezifisch“ auf eine Spantiefe von 1 mm.

Im allgemeinen ergibt Gleichung (17) für $\zeta_s^2 \ll 1$ die an der Stabilitätsgrenze praktisch gültige Relation:

$$\zeta_s = \left(\frac{\omega_c}{\omega_{mt}} - 1 \right) \cos \alpha \quad (18)$$

Die Kreisfrequenz ω_c bezieht sich auf die Stoßantwort des gesamten Systems beim Schnitt unter Grenzbedingungen, wobei der regenerative Effekt vermieden wird. Dabei stellt ω_{mt} die Kreisfrequenz der Stoßantwort für die Spanbreite $b=0$ bei bewegtem Schlitten dar. Der Winkel α gibt die Hauptrichtung der Schwingungen bezüglich der Spandickenvariation an. Unter diesen Voraussetzungen kann für

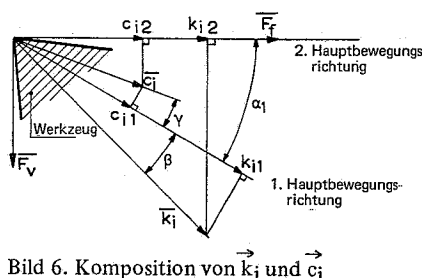


Bild 6. Komposition von k_i und c_i

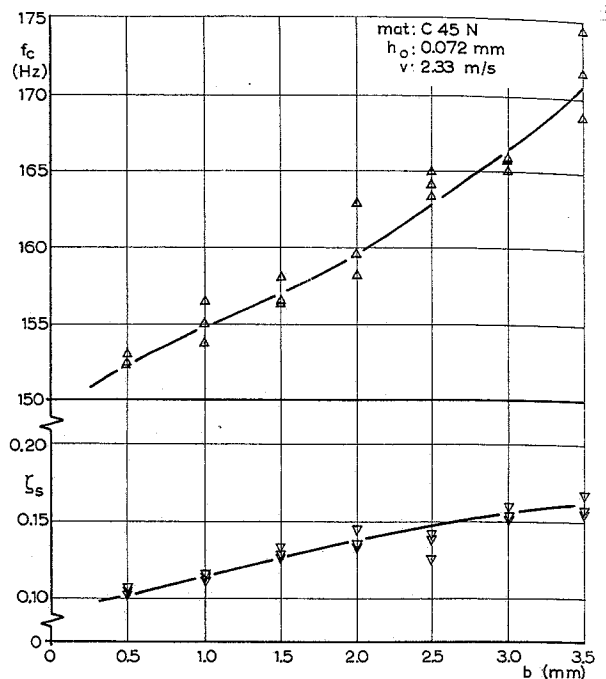


Bild 7. Überprüfung der Linearität der Prozeßdämpfung und Prozeßsteifigkeit bezüglich der Spanbreite.

die spezifische Prozeßsteifigkeit folgende Beziehung formuliert werden [8]:

$$k_i = \frac{2m}{b_g} \omega_c (\omega_c - \omega_{mt}) \quad (19)$$

b_g ist dabei die Grenzspanbreite. Außerdem ist zu bemerken, daß mit c als Dämpfungskonstante, k_m als Federkonstante und m als Masse der Dämpfungsfaktor des ganzen Systems wie folgt lautet:

$$\zeta_s = \frac{(c + b_g \cdot c_i)}{2\sqrt{m(k_m + b_g \cdot k_i)}} \quad (20)$$

Für $b=0$ beträgt der Dämpfungsfaktor:

$$\zeta_{mt} = \frac{c}{2\sqrt{mk_m}} \quad (21)$$

Wie bei der Prozeßsteifigkeit wird auch für die Dämpfung angenommen, daß sie proportional zu b ist, eine realistische Annahme gemäß den Versuchsergebnissen in Bild 7 (Gleichung 28). Aus Gleichung (20) und (21) folgt die spezifische Prozeßdämpfung

$$c_i = \frac{2m}{b_g} \left\{ \cos \alpha \frac{\omega_c}{\omega_{mt}} (\omega_c - \omega_{mt}) - \zeta_{mt} \cdot \omega_{mt} \right\} \quad (22)$$

Für die Experimente wird ein spezieller Werkzeughalter verwendet, der ein System mit einem Freiheitsgrad bildet [9].

Eigentlich sind die Werte von k_i und c_i , die man auf diese Weise erhält, Projektionen der Vektoren k_i und c_i . Beim Orthogonalschnitt wirken k_i und c_i in der aus Schnittkraft F_v und Vorschubkraft F_f gebildeten Ebene.

Damit benötigt man für die Bestimmung von k_i und c_i zwei Werkzeughalter

mit unterschiedlicher Hauptrichtung. Bild 6 zeigt die Zusammensetzung von \vec{k}_i und \vec{c}_i . Es wird jetzt vorausgesetzt, daß diese Größen in einem weiten Bereich unabhängig von der Schwingungsrichtung der Maschine sind. Weiterhin nehmen wir an, daß die nachteilige Spandickenvariation an der Stabilitätsgrenze keinen Einfluß auf die Prozeßdämpfung hat [10].

Die Beziehung zwischen der Hauptkomponente der dynamischen Schnittkraft und den oben abgeleiteten Größen kann mit Hilfe von Gleichung (9) wie folgt ausgedrückt werden:

$$\Delta F_a = b \left[\vec{k}_i \cos \beta \cdot \Delta h - \vec{c}_i \cos \gamma \Delta \left(\frac{dy}{dt} \right) \right] \quad (23)$$

Für einen Winkel β beziehungsweise γ zwischen der Hauptrichtung der gegebenen Struktur und \vec{k}_i beziehungsweise \vec{c}_i folgt:

$$\frac{\Delta F_a}{\Delta k} = b (\vec{k}_i \cos \beta - i \omega_k \cdot \vec{c}_i \cos \gamma \cdot \frac{\Delta y}{\Delta k}) \quad (24)$$

Berücksichtigt man die Beziehung

$$\frac{\Delta y}{\Delta k} = -1 \quad (25)$$

dann erhält man:

$$\vec{T}_c = b (\vec{k}_i \cos \beta + i \omega_k \cdot \vec{c}_i \cos \gamma) \quad (26)$$

Unter anderem ist diese Funktion in Bild 4 dargestellt.

3. Versuche

Für die Messungen wurden spezielle Werkzeughalter verwendet, ausgehend von einem Modell, das dem von CIRP für die Gruppenarbeit MA definierten Typ ähnelt [9]. Zur Bestimmung der für die Zusammensetzung von \vec{k}_i und \vec{c}_i notwendigen Daten wurden Schwingungsmessungen in zwei Richtungen durchgeführt. Für die Größe α wurden die Winkel 0° und $32^\circ 30'$ verwendet (Bild 8). Übereinstimmend mit den Bedingungen, für die Gleichung (18) gültig ist, werden die Messungen für Schnittbedingungen an der Stabilitätsgrenze ausgeführt. Deshalb werden vor Beginn der Messungen experimentelle Stabilitätsdiagramme benötigt. Zur Vermeidung des regenerativen Effekts wurden die Werte nur innerhalb einer Werkstückumdrehung aufgenommen, wobei der Stahlhalter in der Zeit davor blockiert wurde, um jeglichen Einfluß der verzögerten Spandickenvariation zu eliminieren. Trotz der oben erwähnten Vorsichtsmaßnahmen befriedigte diese Methode bei kleinen Schnittgeschwindigkeiten nicht vollständig. Der Grund dafür liegt in den zunehmenden dynamischen Schnittkräften. Dieses Problem kann jedoch durch eine kleine Verringerung der Spanbreite umgangen werden. Die auf diese Weise gemessenen Werte ω_1 müssen auf ω_c extrapoliert werden. Gleichung

(28) zeigt, daß für praktische Zwecke die Kreisfrequenz in einem kleinen Bereich proportional zur Breite b gesetzt werden kann,

$$\text{wenn } 0,08 < \frac{b \cdot k_i}{k_m} < 0,4 \text{ ist.}$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_m + b \cdot k_i}{m}} \quad (27)$$

Daraus folgt:

$$\omega_1 \cong \omega_0 \left[1 + 0,5 \frac{b \cdot k_i}{k_m} - \frac{1}{8} \left(\frac{b \cdot k_i}{k_m} \right)^2 + \dots \right] \quad (28)$$

Zur Vermeidung von Säcken im Stabilitätsdiagramm, wurden die Messungen für

$$\frac{\omega_{mt}}{n} > 30$$

ausgeführt. Das bedingt, daß $b_{cr} = b_g$ ist. Die Stoßantwort des Werkzeughalters wurde mit Dehnmeßstreifen, die auf den Federn befestigt sind, gemessen. Die Daten wurden digitalisiert und in Funktion der Zeit gespeichert. Die Werte für ζ und ω wurden durch Regressionsrechnung bestimmt. Es zeigte sich, daß die berechneten Werte für die Frequenzen wesentlich weniger streuen als die berechneten Werte von ζ . Die hier beschriebenen Resultate der Messungen im Schnitt wurden dreimal wiederholt und bezüglich der Änderung der Dämpfung des Werkzeug-

halters hervorgerufen durch statische Änderung des Ölspalts, korrigiert. Zur Vermeidung des Einflusses des Werkzeugspitzenradius wurden alle Versuche auf röhrenförmigen Werkstücken durchgeführt. Es wurden übliche Hartmetallwendelplättchen (P30) verwendet.

Folgende Werkzeuggeometrie wurde zugrunde gelegt:

$$\kappa = 90^\circ, \alpha = 6^\circ, \gamma = 5^\circ, \lambda = 0^\circ$$

Das Werkstückmaterial war SKF 1550 Stahl. Die Versuche wurden für zwei Vorschubgeschwindigkeiten, 0,072 mm/U und 0,208 mm/U, für einen Schnittgeschwindigkeitsbereich von 0,5 bis 2,3 m/s gefahren. Der Werkzeugverschleiß wurde unterhalb 0,15 mm VB gehalten.

4. Ergebnisse

In Bild 9 sind die Ergebnisse für die Richtung $32^\circ 30'$ von ω_c , ω_{mt} und ζ_{mt} sowie für die berechneten Werte von ζ_s und ω_c (unter Verwendung von k_i und c_i) aufgetragen. Bild 10 zeigt die berechneten Werte der spezifischen Prozeßsteifigkeit gemäß Gleichung (19) für die Vorschubgeschwindigkeiten 0,072 und 0,208 mm/U. In diesem Bild weisen die Kurven für Stahl SKF 1550 den gleichen Verlauf auf wie die Kurven für Stahl C 45 N, die der Autor früher vorgelegt hat [8].

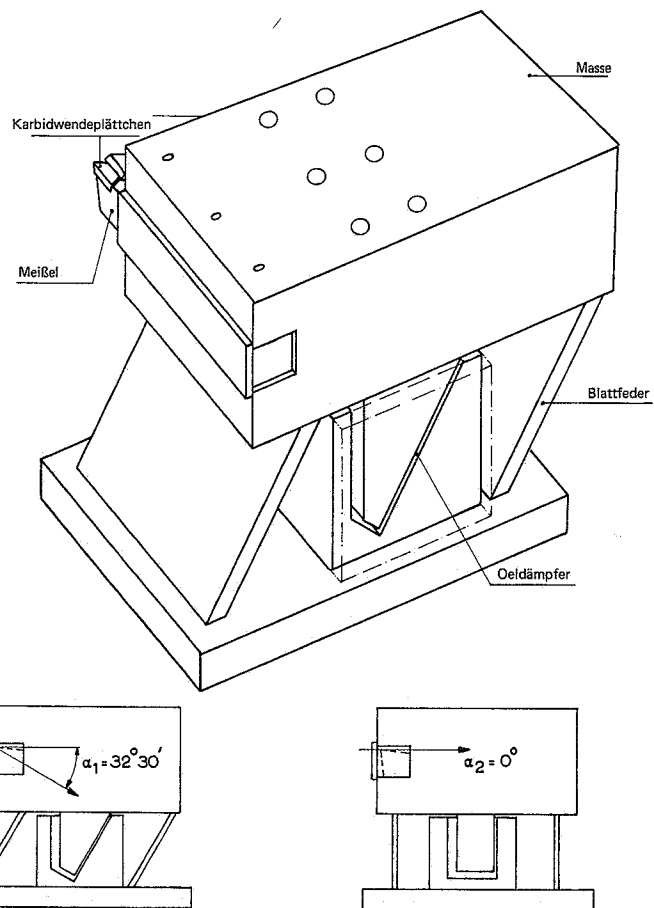


Bild 8. Konstruktion des Werkzeughalters

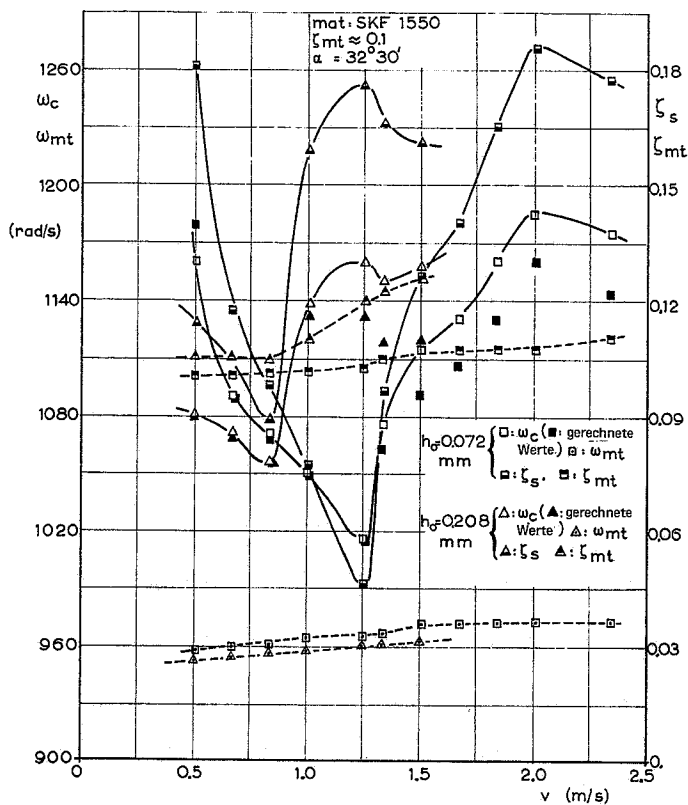


Bild 9. Versuchswerte von ω_c , ζ_{mt} und ω_{mt} , und gerechnete Werte von ζ_s . Die Berechnung von ω_c erfolgt mit Hilfe von k_i und c_i unter Berücksichtigung der dynamischen Größen des Werkzeughalters

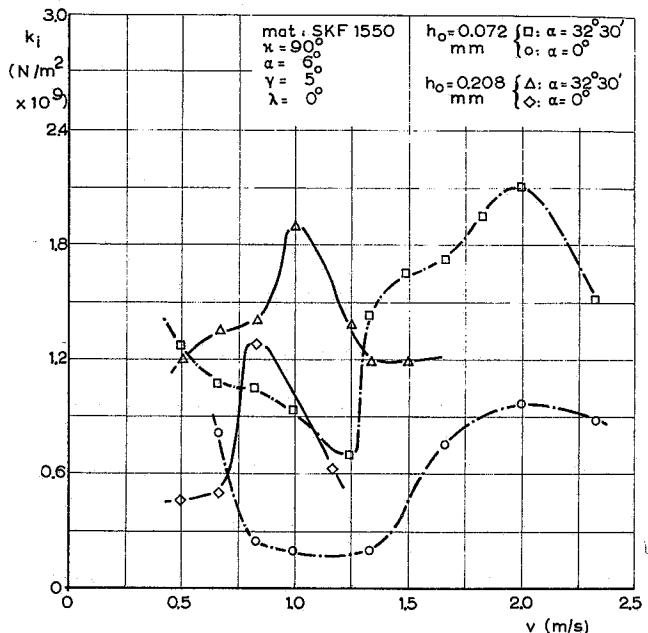


Bild 10. Spezifische Prozeßsteifigkeit in Funktion der Schnittgeschwindigkeit

Die in Bild 11 dargestellten, berechneten Werte (Gleichung 22) der spezifischen Prozeßdämpfung, die über der Schnittgeschwindigkeit aufgetragen sind, variieren sehr stark und ergeben ein Minimum für ungefähr die gleiche Schnittgeschwindigkeit, für die der Minimalwert b_g (Bild 17) erreicht wird.

In der Nähe des Minimums sind die c_i -Werte negativ, während für zunehmende Schnittgeschwindigkeiten die Prozeßdämpfung c_c große positive Werte annimmt, die die strukturelle Dämpfung des Vanherck-Stahlhalters übertreffen, sogar für $\zeta_{mt} = 0,17$.

Wie schon in den Gleichungen 19 und 22 formuliert, zeigen die Ergebnisse in den Bildern 10 und 11 für die Prozeßdämpfung und -steifigkeit einen sehr ähnlichen Verlauf. Offensichtlich entstehen beide Größen aus demselben physikalischen Mechanismus. In Bild 12 ist

$$\frac{c_i}{k_i}$$

über der Schnittgeschwindigkeit aufgetragen. Die Größe ist grundlegend für den Vektor, der in der aus der Gurney-Methode [1] abgeleiteten grafischen Methode

zur Bestimmung des Grenzwertes b_g die Dämpfung repräsentiert. Unter Verwendung der Werte auf Bild 12 wurden die theoretischen Werte für das Stabilitätsdiagramm (Bild 14) so berechnet. Das Bild zeigt auch die sehr gute Übereinstimmung mit den Meßresultaten im gesamten Meßbereich.

Faktisch sind die Versuche vom experimentellen Stabilitätsdiagramm in Bild 14 ausgegangen. Bild 13 zeigt die Vektoren k_i und c_i für verschiedene Schnittgeschwindigkeiten bei einem Vorschub 0,208 mm/U. Aus dem Bild geht hervor, daß die Richtungen beider Größen sehr

Tabelle 1

Stahl SKF 1550

| v [m/s] | s = 0.072 mm/U | | | | s = 0.208 mm/U | | | |
|------------|----------------------|---------------|------------------------|----------------|----------------------|---------------|------------------------|----------------|
| | $ \vec{k}_i $ [N/m²] | β_o [°] | $ \vec{c}_i $ [N.s/m²] | γ_o [°] | $ \vec{k}_i $ [N/m²] | β_o [°] | $ \vec{c}_i $ [N.s/m²] | γ_o [°] |
| 0.500 | — | — | — | — | 1.56×10^9 | 73 | 1.03×10^6 | 112 |
| 0.667 | 1.08×10^9 | 41 | 0.45×10^6 | 334 | 1.80×10^9 | 74 | 1.43×10^6 | 118 |
| 0.833 | 1.59×10^9 | 81 | 1.77×10^6 | 100 | 1.41×10^9 | 26 | 0.19×10^6 | 274 |
| 1.000 | 1.45×10^9 | 82 | 0.66×10^6 | 138 | 2.26×10^9 | 66 | 1.35×10^6 | 91 |
| 1.167 | — | — | — | — | 1.98×10^9 | 72 | 1.26×10^6 | 92 |
| 1.250 | 1.01×10^9 | 79 | 0.69×10^6 | 211 | — | — | — | — |
| 1.333 | 2.36×10^9 | 85 | 1.19×10^6 | 121 | — | — | — | — |
| 1.667 | 2.16×10^9 | 69 | 0.75×10^6 | 78 | — | — | — | — |
| 2.000 | 2.57×10^9 | 67 | 1.25×10^6 | 71 | — | — | — | — |
| 2.333 | 1.69×10^9 | 59 | 0.67×10^6 | 50 | — | — | — | — |

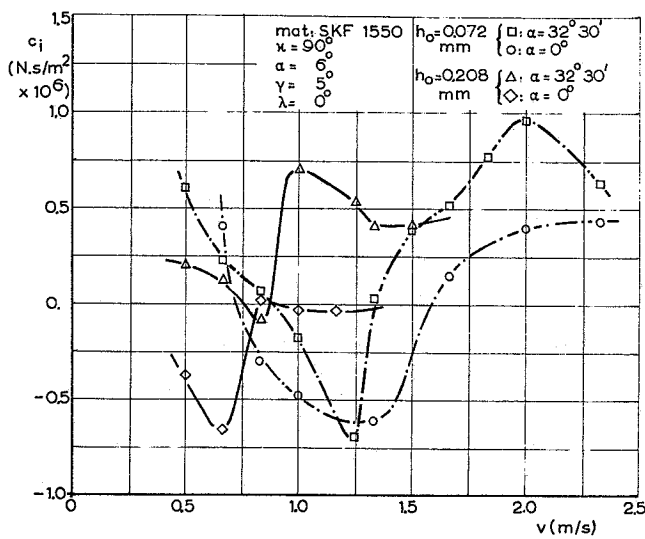
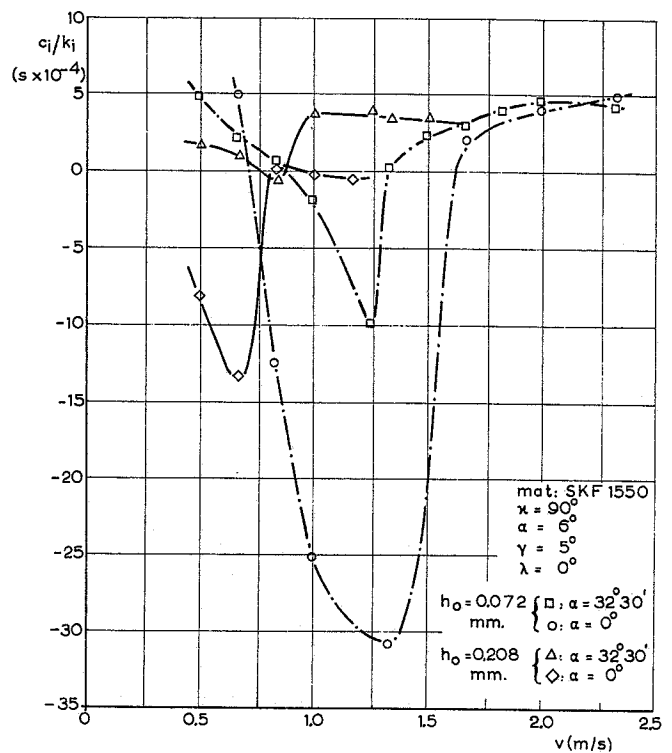


Bild 11. Spezifische Prozeßdämpfung in Funktion der Schnittgeschwindigkeit

Bild 12.

$\frac{c_i}{k_i}$ in Funktion der Schnittgeschwindigkeit



stark von der Schnittgeschwindigkeit abhängen. In Tabelle 1 sind die numerischen Werte für die genannten Vektoren und die Winkel bezogen auf die Normale zur Schnittfläche aufgetragen.

Eine Bemerkung zur Reproduzierbarkeit der Methode ist angebracht. Zum Beispiel blieb für einen Vorschub von 0,072 mm/U und für alle verwendeten Schnittgeschwindigkeiten die Streuung von ω_c , bezogen auf den mittleren Meßwert, in einem Bereich von 1,9 %, was für die Zuverlässigkeit der Methode spricht.

5. Prozeßdämpfung und ihr Einfluß auf die Stabilitätsgrenze

Unter Vernachlässigung der Prozeßdämpfung in Gleichung 16 erhält man:

$$T_{cg} = 2\zeta k \quad (29)$$

Berücksichtigt man die Dämpfung, dann erhält man:

$$T_{cg} = \frac{c + c_c}{\sqrt{mk}} \cdot k = (c + c_c) \omega_0 \quad (30)$$

Dabei ist c_c die Projektion des Vektors der Prozeßdämpfung auf die Hauptrichtung des Schwingensystems.

$$c_c = b \cdot c_i \quad (31)$$

$$k_1 = b \cdot k_i \quad (32)$$

Aus Gleichung 30 folgt:

$$b_g = \frac{2\zeta \cdot k}{k_i} \cdot \frac{1}{(1 - \frac{c_i}{k_i} \omega_0)} \quad (33)$$

Daraus folgt, daß b_g eine Funktion von

$$\frac{2\zeta \cdot k}{k_i}$$

und

$$\frac{c_i \cdot \omega_0}{k_i}$$

ist.

Bild 15 zeigt die Abhängigkeit der Größe b_g von

$$\frac{c_i \cdot \omega_0}{k_i}$$

für verschiedene Werte von

$$\frac{2\zeta \cdot k}{k_i}$$

Es geht daraus deutlich hervor, daß, wenn

$$\frac{c_i \cdot \omega_0}{k_i} > 1$$

geht, der Einfluß der Prozeßdämpfung an der Stabilitätsgrenze sehr stark zunimmt. Für

$$\frac{c_i \cdot \omega_0}{k_i} \geq 1$$

besteht absolute Stabilität für jeden b -Wert, wenn man die Regeneration berücksichtigt.

Aus Bild 15 geht ebenfalls hervor, daß mit zunehmenden

$$\frac{2\zeta \cdot k}{k_i}$$

-Werten der Einfluß von

$$\frac{c_i \cdot \omega_0}{k_i}$$

auf b_g zunimmt.

Aus dem oben Gesagten können einige wichtige Schlüsse über den Verlauf von Stabilitätsdiagrammen von Werkzeugmaschinen gezogen werden:

- Für

$$\frac{c_i \cdot \omega_0}{k_i} \ll 1$$

gibt es keinen wesentlichen Einfluß der Prozeßdämpfung auf die Stabilitätsgrenze.

Für

$$\frac{c_i \cdot \omega_0}{k_i} \geq 1$$

ist absolute Stabilität zu erwarten, wenn man von der Regeneration ausgeht.

- Wenn

$$\frac{c_i \cdot \omega_0}{k_i} \rightarrow 1$$

geht, muß man unterscheiden zwischen

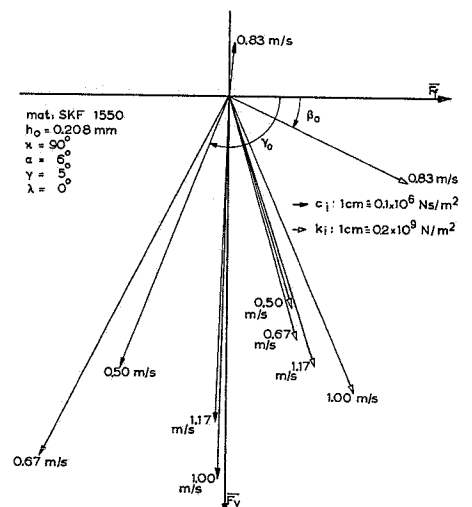


Bild 13. Vektorwerte von \vec{k}_i und \vec{c}_i für einige Schnittgeschwindigkeiten

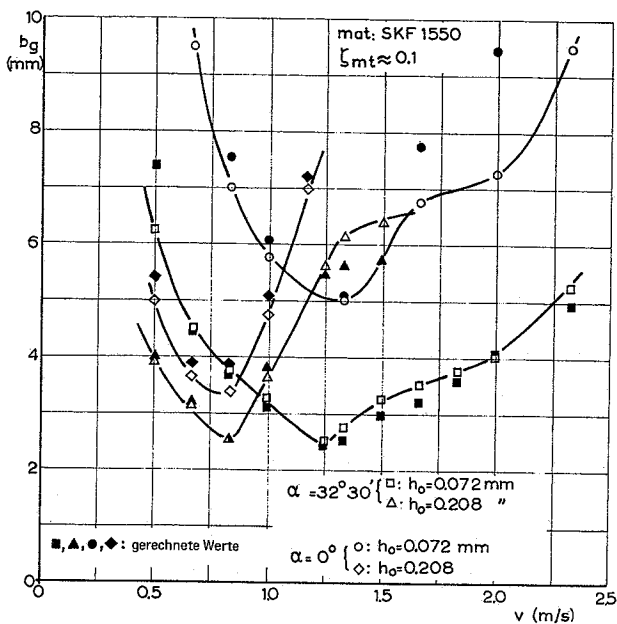


Bild 14. Vergleich der gerechneten b_g -Werte mit experimentell ermittelten Stabilitätsdiagrammen

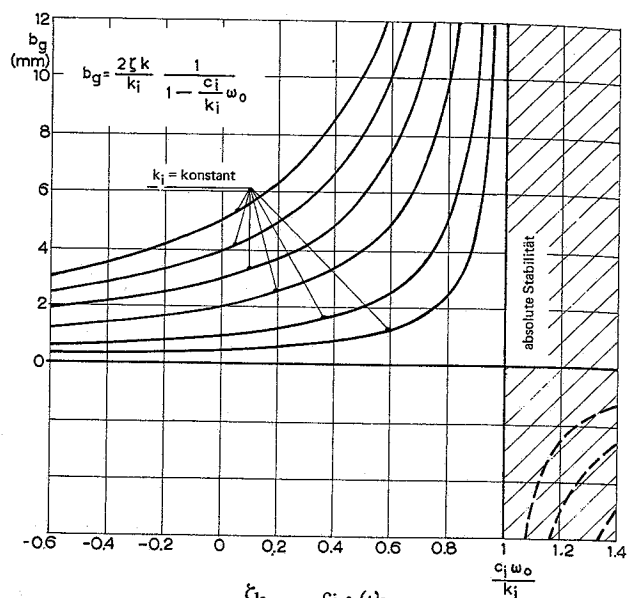


Bild 15. Einfluß von $\frac{\zeta_k}{k_i}$ und $\frac{c_i \cdot \omega_0}{k_i}$ (Hauptkenngrößen des dynamischen Schnittprozesses) auf den Grenzwert b_g

- Werkzeugmaschinen mit einem hohen ζ_k -Wert: die Prozeßdämpfung hat einen großen Einfluß;
- Werkzeugmaschinen mit einem kleinen ζ_k -Wert: die Prozeßdämpfung hat einen kleinen Einfluß.

Damit können nun die an verschiedenen dynamischen Strukturen auftretenden Unterschiede im Verlauf der Kurven der b_g -Werte in Funktion der Schnittgeschwindigkeit erklärt werden. Bis jetzt reichen die Kenntnisse über die Übertragungsfunktion T_c nicht aus, um diese Unterschiede zu erklären.

Zum Beispiel zeigen Stabilitätsdiagramme von Werkzeugmaschinen im Vergleich zu solchen mit dem Vanherck-Stahlhalter gefundenen, besonders bei hohen ζ -Werten des Stahlhalters, für letzteren bei

zunehmender Schnittgeschwindigkeit einen beachtlichen Anstieg des Grenzwertes (Bild 17).

Peters [11] kommt zu der Feststellung, daß die ζ -Werte bei konventionellen Werkzeugmaschinen selten den Wert von 0,03 überschreiten. Deswegen benutzen Experimentatoren bei Ratterversuchen häufig Werkzeughalter mit tiefen ζ -Werten. Ein Beispiel sei hier erwähnt: die Peter'sche Bohrstange [9] mit einem ζ -Wert von 0,008. Es gibt nur wenig Angaben über Steifigkeitswerte von mittelgroßen Werkzeugmaschinen. Bei einer weniger steifen Werkzeugmaschine, wie der Radialbohrmaschine, fand Landberg [12] in den meisten Fällen Federkonstanten von $1,5 \cdot 10^7$ [N/m] für einen Abstand von 1 m von der Säule. Die Eigen-

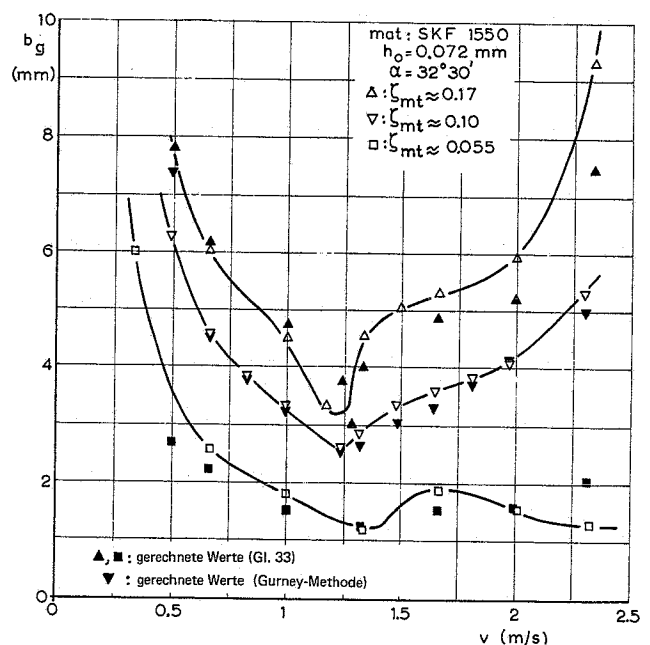
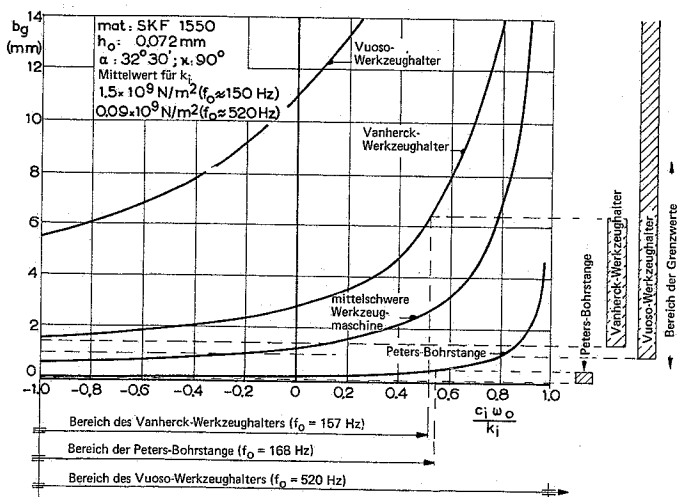
frequenzen von mittelgroßen Werkzeugmaschinen bewegen sich meistens zwischen 100 und 200 Hz [13].

Werte für die Masse überschreiten selten 100 kg. Eine Federkonstante von $50 \cdot (2\pi \cdot 150)^2 = 5 \cdot 10^7$ [N/m] kann deshalb als ein vernünftiger Mittelwert für diese Werkzeugmaschinen betrachtet werden. Für den Vanherck-Werkzeughalter, wie er für die Gemeinschaftsarbeit in der MA-Gruppe von CIRP [14] für Standardbedingungen vorgeschlagen wurde, gilt jedoch $k = 1,5 \cdot 10^7$ [N/m] und $\zeta = 0,15$. Damit ergibt sich also $\zeta k = 0,15 \cdot 1,5 \cdot 10^7 = 2,25 \cdot 10^6$ [N/m].

Für die Bohrstange von Peters findet man auf diese Weise $\zeta k = 0,008 \cdot 1,6 \cdot 10^7 = 1,3 \cdot 10^5$ [N/m] und für einen mittelgroßen Werkzeugmaschinentyp da-

Bild 17. Einfluß der Prozeßdämpfung an der Stabilitätsgrenze für verschiedene Dämpfungswerte der Struktur

Bild 16. Einfluß der Prozeßdämpfung auf den Grenzwert für einige bekannte Experimentalwerkzeughalter



gegen wieder $\zeta k = 0,002 \cdot 5 \cdot 10^7 = 10^6$ [N/m].

Daraus folgt, daß bei Verwendung von Stahl SKF 1550 die Grenzwerte der Peters'schen Bohrstange ($f_0 = 168$ Hz) von der Prozeßdämpfung nach Bild 16 kaum beeinflusst werden, was durch die experimentellen Ergebnisse bestätigt wird [15]. Im Falle des Vanherck-Werkzeughalters ($f_0 = 157$ Hz) ist dagegen nach Bild 16 sogar im Vergleich mit mittelgroßen Maschinen noch ein beträchtlicher Einfluß auf die Stabilitätsgrenze zu erwarten.

Wir kommen also zur wichtigen Feststellung, daß für abnehmende Werte von k_i der Einfluß der Prozeßdämpfung von zwei Seiten her stark zunimmt.

Nach dem oben Gesagten folgt durch die Existenz der Dämpfung im Schnittprozeß für den Vanherck-Werkzeughalter, daß der Verlauf des Grenzwertes in Abhängigkeit von der Schnittgeschwindigkeit desto flacher ist, je kleiner die Dämpfung des Werkzeughalters ist (Bild 17). In diesem Bild fällt auf, daß die Unterschiede auf der linken Kurvenhälfte kleiner sind als auf der rechten. Das ging im wesentlichen schon aus dem Kurvenverlauf in den Bildern 10 und 11 hervor. Trotz der schwächeren Zunahme der Prozeßdämpfung bei kleinen Schnittgeschwindigkeiten ist der Einfluß dieser Dämpfung hier wichtiger, da die Werte von k_i klein sind. Das dürfte auch der Grund dafür sein, daß sogar Werkzeugmaschinen mit niedrigen ζk -Werten eine starke Zunahme der Grenzspanndicke bei niedrigen Schnittgeschwindigkeiten aufweisen. Damit ist nun klar, daß primär die spezifische Prozeßsteifigkeit k_i für die Langsamlaufstabilität verantwortlich ist. In den experimentell bestimmten Stabilitätsdiagrammen in Bild 17 geben die schwarzen Symbole die Voraussagewerte an. Für $\zeta_{mt} = 0,055$ und $0,17$ wurden diese Werte mit Hilfe von Gleichung 33 bestimmt, wobei der Einfluß der Ölspländeränderung des Dämpfers und der Schlittengeschwindigkeit auf ζ_{mt} durch Korrekturfaktoren berücksichtigt wurde. [16]

Bedenkt man, daß Gleichung 33 nur unter der Voraussetzung $\zeta^2 \ll 1$ gültig ist, so dürfen wir auf eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Theorie und Versuch schließen.

6. Schlußfolgerungen

In der spanenden Metallbearbeitung ist die Prozeßdämpfung eine wesentliche Kenngröße für die dynamische Stabilität der Werkzeugmaschine im Schnitt. Der Dämpfungseinfluß nimmt sehr stark zu, wenn

$$\frac{c_i \cdot \omega_0}{k_i} \rightarrow 1$$

geht. Bei einer stark gedämpften, steifen Werkzeugmaschine bringt schon eine kleine Zunahme der Prozeßdämpfung einen beträchtlichen Zuwachs der Stabilität, besonders dann, wenn die spezifische Schnittsteifigkeit gering ist. Eine erheb-

liche Stabilitätssteigerung erreicht man in diesen Fällen durch Verkleinerung des Freiwinkels, denn bekanntlich wird dadurch die Prozeßdämpfung erhöht [6]. Zu bemerken ist, daß der Dämpfungseinfluß bei negativer Dämpfung wesentlich kleiner ist als bei positiver.

Es hat sich herausgestellt, daß die spezifische Prozeßsteifigkeit primär für die Langsamlaufstabilität verantwortlich ist. Unter diesem Gesichtspunkt muß die Theorie von Tobias [1], sofern sie eine Stabilitätszunahme bei niedrigen Schnittgeschwindigkeiten angibt, sowie die Darstellung der Langsamlaufstabilität von Kegg [17] neu betrachtet werden.

Schließlich zwingt uns das neugewonnene Verständnis für die physikalischen Zusammenhänge der Prozeßstabilität leider zur Schlußfolgerung, daß die Möglichkeiten der numerischen Lösung dieser Probleme für die Betriebspraxis bisher stark überschätzt wurden.

Nomenklatur

| | |
|--------------|---|
| a | Winkel zwischen Hauptbewegungsrichtung und Richtung der Spanndickenvariation; Freiwinkel des Werkzeugs. |
| a | Realteil |
| a_{min} | maximaler negativer Realteil |
| β | Winkel zwischen k_i und der Hauptbewegungsrichtung |
| β_0 | β für $a = 0$ |
| b | Spanbreite, Imaginärteil |
| b_g | Grenzspanbreite |
| b_{cr} | Grenzspanbreite bei Berücksichtigung der Phasengleichung |
| c | Dämpfungskoeffizient der Werkzeugmaschinenstruktur |
| c_i | spezifischer Prozeßdämpfungskoeffizient |
| \vec{c}_i | resultierender Prozeßdämpfungsvektor |
| c_c | Dämpfungskoeffizient des Zerspanungsprozesses |
| f_0 | Eigenfrequenz |
| F_f | Vorschubkraft |
| F_v | Hauptschnittkraft |
| ΔF_a | Projektion der dynamischen Komponente der resultierenden Schnittkraft auf die Hauptbewegungsrichtung |
| γ | Winkel zwischen \vec{c}_i und der Hauptbewegungsrichtung; Spanwinkel des Werkzeugs |
| γ_0 | γ für $a = 0$ |
| Δh | Spanndickenvariation |
| h | undeformierte Spanndicke |
| h_0 | nominelle undeformierte Spanndicke, entsprechend dem Vorschub pro Umdrehung |
| κ | Einstellwinkel |
| k | Steifigkeit der Werkzeugmaschinenstruktur |

| | |
|--------------------|---|
| k_m | äquivalente Steifigkeit der Werkzeugmaschine im Schnitt |
| k_1 | Spanndickenkoeffizient |
| k_2 | Dämpfungskoeffizient |
| k_i | spezifische Prozeßsteifigkeit |
| \vec{k}_i | resultierender spezifischer Vektor der Prozeßsteifigkeit |
| λ | Neigungswinkel |
| m | Masse |
| n | Drehgeschwindigkeit des Werkstücks |
| ω, ω_1 | Kreisfrequenz |
| ω_0 | Kennkreisfrequenz |
| ω_c | Kreisfrequenz der Stoßantwort beim Schnitt |
| ω_k | Kreisfrequenz beim Rattern |
| ω_{mt} | Kreisfrequenz der Stoßantwort ohne Schnitt |
| ω_n | Kreisfrequenz beim Schnitt |
| p | Realteil |
| q | Imaginärteil |
| R | Realteil |
| R_n | maximaler negativer Realteil |
| t | Zeit |
| T_c | Übertragungsfunktion des Schnittprozesses, $\Delta F_a / \Delta h$ |
| T_{cg} | Grenzwert von T_c an der Stabilitätsgrenze |
| T_h | Übertragungsfunktion des Regenerativeffekts |
| T_m | Übertragungsfunktion der Werkzeugmaschinenstruktur, $\Delta y / \Delta F$ |
| v | Schnittgeschwindigkeit |
| $V\beta$ | Verschleißmarkenbreite |
| y | momentane Auslenkung des Werkzeugs |
| y^* | verzögerte Spanndickenvariation |
| Y | Maximalwert von y |
| Y^* | Maximalwert von y^* |
| ζ | Dämpfungsfaktor der Struktur |
| ζ_{mt} | Dämpfungsfaktor der Struktur beim Schnitt ($b = 0$) |
| ζ_s | Dämpfungsfaktor des Systems im Schnitt |

Literaturnachweis

- [1] S.A. Tobias
Machine tool vibration. Blackie & Son, Glasgow, 1965
- [2] J. Tlustý, M. Polaček, O. Danek, L. Spaček
Selbsterregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen. V.E.B. Verlag Technik, Berlin, 1962
- [3] F. Koenigsberger, J. Peters, H. Opitz
C.I.R.P. Ann. 14, 96, 1966
- [4] A.C.H. Van der Wolf
The development of a hydraulic exciter for the investigations of machine tools. Doctor's thesis, University of Technology, Eindhoven, 1968
- [5] J.D. Smith, S.A. Tobias
Int. J. Mach. Tool Des. Res. 1, 283, 1961
- [6] R.L. Kegg
A.S.M.E. paper No. 64 – WA/Prod. – 11, 464, 1965
- [7] P. Albrecht
A.S.M.E. paper No. 64 – WA/Prod. – 11, 429, 1965

Die hier besprochenen Versuche wurden im Laboratorium für Fertigungstechnik der TH Eindhoven durchgeführt.