

Diplomarbeit

Ultraschallunterstütztes Schneiden

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieurs

eingereicht an der Technischen Universität Wien, Fakultät für
Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Danijel Djordjevic, BSc

Matr.Nr.: 00825590

unter der Anleitung von

A.o. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. **Manfred Grafinger**

Dipl.-Ing. (FH) **Gerhad Zwanzinger**

Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung
Maschinenbauinformatik und Virtuelle Produktentwicklung (MIVP)

Technische Universität Wien

Getreidemarkt 9/307, 1060 Wien, Österreich

Wien, im Februar 2022

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Diplomarbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt bzw. die wörtlich oder sinngemäß entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Wien, am 18.02.2022

Danijel Djordjevic

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	7
1.1	Ausgangssituation	7
1.2	Zielsetzung	7
1.3	Stand der Technik	9
1.3.1	Apparatus And Method For Ultrasonic Cutting	9
1.3.2	Apparatus And Method for Shaped Cutting And Slitting Of Food Products	10
1.4	Grundlagen der hochfrequenten Schwingungsanregung	11
1.4.1	Aufbau herkömmlicher Ultraschallschneidevorrichtungen	12
1.4.2	Piezoelektrischer Effekt	14
1.5	Prozessparameter	15
1.5.0.1	TWCR	15
1.5.0.2	Anregungsfrequenz	16
1.5.0.3	Anregungsamplitude	17
1.5.0.4	Abhebeeffect	18
2	Schneiddraht	20
2.1	Eigenschwingungsverhalten des Drahtes	20
2.1.1	Unbelasteter Draht	20
2.1.2	Axial vorgespannter Draht	24
2.1.3	Erzwungene Schwingung	30
2.2	Parametervariation der Einflussgrößen	33
2.3	Finite Elemente Modell des Drahtes	35
2.3.1	Setup	35
2.3.2	Modalanalyse	35
2.3.3	Antwortspektrum	36
2.4	Modellvergleich	38
3	Konzepte zur hochfrequenten Anregung	40
3.1	Anforderungen	40
3.2	Eingespannter Rahmen	41
3.2.1	Biegeschwingungen im Rahmen	42
3.2.2	Direkte Drahtanregung	43
3.3	Rahmen drehbar gelagert	44
3.4	Rahmen als linearer Schwinger	44
3.4.1	Rahmen im Rahmen geführt	44
3.4.2	Rahmen mit serieller Anordnung von Piezo und Federn	45
3.5	Evaluierung	47
4	Konzeptausarbeitung	49
4.1	Aktuatorwahl	51
4.1.1	Funktionsweise Sonniks Ultraschallkonverter	52
4.1.2	Finite Elemente Modell des Aktuators	53
4.1.3	Mechanisches Modell des Aktuators	53

4.1.4	Modellvergleich	54
4.2	Schraube	54
4.3	Aufbau	54
4.4	Schneidrahmen	55
4.4.1	FEM- Analyse des Schneidrahmens	56
4.4.1.1	Randbedingungen	56
4.4.1.2	Festigkeitsbetrachtung	57
4.4.1.3	Auswertung der Ergebnisse	57
4.5	Drahhalterung	58
4.5.1	Konstruktion der Drahhalterung	59
4.5.2	Festigkeitsbetrachtung der Drahhalterung	60
5	Simulation des Systemverhaltens	61
5.1	Voreinstellungen der explizit dynamischen Analyse	61
5.2	Randbedingungen	61
5.3	Material	63
5.4	Auswertung	64
5.4.1	Verschiebungen	64
5.4.2	Geschwindigkeiten	68
5.4.3	Phasenschaubilder	72
6	Prüfstand	74
6.1	Prüfstands Aufbau	74
6.2	Messaufbau	75
6.3	Kalibrierung	77
7	Verifikation	79
7.1	Modellvergleich	79
7.2	Auswertung	80
7.3	Erkenntnisse	83
8	Conclusio	84
9	Appendix	85

Kurzfassung

In dieser Arbeit werden Konzepte zur Anregung einer Drahtschneidevorrichtung im Ultraschallbereich entworfen und das vielversprechendste Konzept erprobt. Die Untersuchungen sollen Aufschluss über die Stellgrößen des Systems geben und eine zielorientierte Versuchsreihe aufbauend auf den Erkenntnissen in dieser Arbeit ermöglichen. Dazu wird die Drahtschwingung analytisch behandelt. Die Lösung der Bewegungsgleichung eines axial vorgespannten Stabes zeigt, dass eine Anregung im Resonanzbereich für die Anwendung in einer Schneidvorrichtung sinnvoll ist. Mithilfe der Finite Elemente Methode wird das Gesamtsystemverhalten abgeschätzt und die Erkenntnisse in die Konstruktion einbezogen.

Vorwort

Diese Arbeit ist während meiner Tätigkeit als Praktikant in der R&D Abteilung bei der Firma Bühler entstanden.

Mein ganz besonderer Dank gilt der R&D Abteilung der Business Unit Wafer. Ebenso möchte ich mich bei Herrn Dipl.- Ing. Michael Hameter für die Unterstützung bei der Planung und Umsetzung des Messaufbaus bedanken. Ohne die Unterstützung von Herrn Professor Alois Steindl wäre die kompakte analytische Abhandlung der Drahtschwingung nicht möglich gewesen. Herrn Professor Manfred Grafinger bin ich sowohl für die intensive Betreuung dieser Arbeit dankbar, als auch für die Unterstützung während meines Mitwirkens im TU Wien Racing Team.

1 Einleitung

1.1 Ausgangssituation

Die Division "Consumer Foods" der Bühler Gruppe entwickelt Technologien und Prozesse zur Produktion von Süß- und Backwaren. Der Drahtschneideprozess wird unter anderem zum Schneiden von Waffelblöcken eingesetzt¹. Dabei kommen Drahtdicken zwischen 0.3mm und 1mm zum Einsatz. In den Randbereichen der Waffelblöcke ist der Verschnitt relativ groß, da aufgrund des hohen Kraftaufwandes die Waffelblöcke brechen. Weiters reißen die Drähte unvorhergesehen, was zu einem Produktionsstillstand führt. Die maximale Schnittgeschwindigkeit beläuft sich auf 0.5m s^{-1} . Bei höheren Geschwindigkeiten dehnt sich der Draht so stark, dass er instabil und in weiterer Folge die Schnittführung ungenau wird.

1.2 Zielsetzung

In dieser Arbeit soll ein Konzept entwickelt und an einem Prototypen evaluiert werden ('Proof of Concept'), das den Draht in Schwingung versetzt. Die hochfrequente Schwingung soll die notwendige Schnittkraft reduzieren, wie dies beim ultraschallunterstützten Bohren beobachtet wurde [28]. Die Ultraschallanregung soll so ausgelegt werden, dass folgende Prozessparameter beeinflusst werden können:

- Schnittgeschwindigkeit
- Schnittqualität

Der Fokus liegt auf der Steigerung der Prozessgeschwindigkeit, da die Beurteilung der Schnittqualität mit einfachen Mitteln nur empirisch realisierbar ist.

Zu den Anforderungen an die Schneidvorrichtung gehört eine einfache Reinigbarkeit und Lebensmittelverträglichkeit. Daher sollen vorzugsweise nicht rostende Stähle eingesetzt werden.

¹Ebenso werden Schneidmesser, ähnlich einem Stichsägeblatt, eingesetzt. Allerdings ist deren Länge und somit die maximale Waffelblockdicke durch die Knicklänge des Messers beschränkt. Der Schneiddraht eignet sich demnach vor allem für höher gestapelte Strukturen.

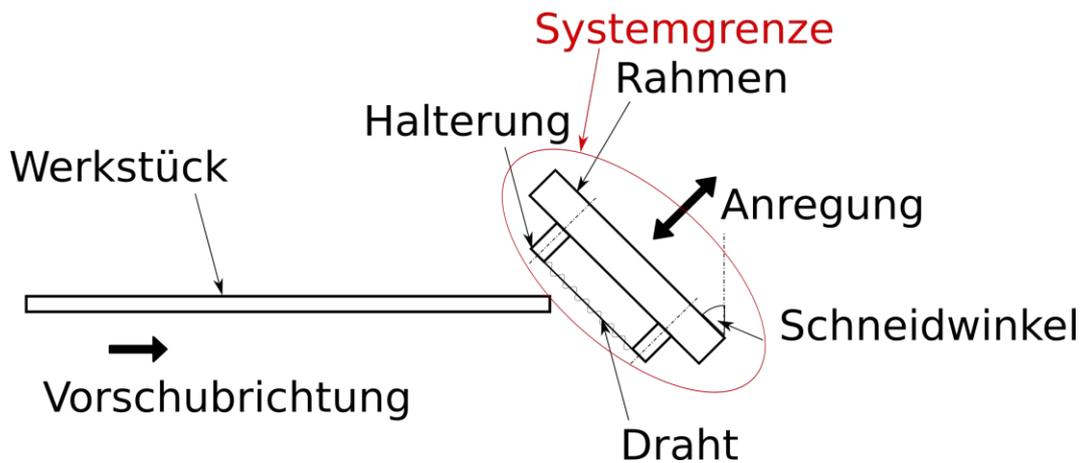


Abbildung 1.1: Aufbau

Der Aufbau in Abbildung 1.1 skizziert die Funktionsweise der Schneidvorrichtung. Der Schneidrahmen ist unter einem Winkel eingespannt, der die Delamination des Waffelblocks verhindert². Der Waffelblock wird in Vorschubrichtung mit einer konstanten Geschwindigkeit durch den Schneidedraht gedrückt. Die Untersuchungen in dieser Arbeit beschränken sich auf die Konzeptfindung zur Drahtanregung. Deshalb wird das abgeschlossene System aus Draht, Halterung und Rahmen betrachtet. Für den Funktionstest wird ein Schneidrahmen mit der Aufnahme von drei Drähten entworfen. Die Konstruktion soll einfach auf bis zu 10 Schneidedrähte erweitert werden können.

²Desch hat in [6], um den Einfluss der Schneidlage auf den Keilwinkel des Schneidmessers ("Schärfe") zu untersuchen, die Kinematik der Schnittbewegung ausführlich beschrieben.

Die bisherige Schneidvorrichtung bestand aus Rahmen, Draalthalterungen und einem Schneidedraht. Dabei konnten mehrere Schneidedrähte am Rahmen angebracht werden. Abbildung 1.2 zeigt den ersten Prototypen zur ultraschallunterstützten Schneidvorrichtung.

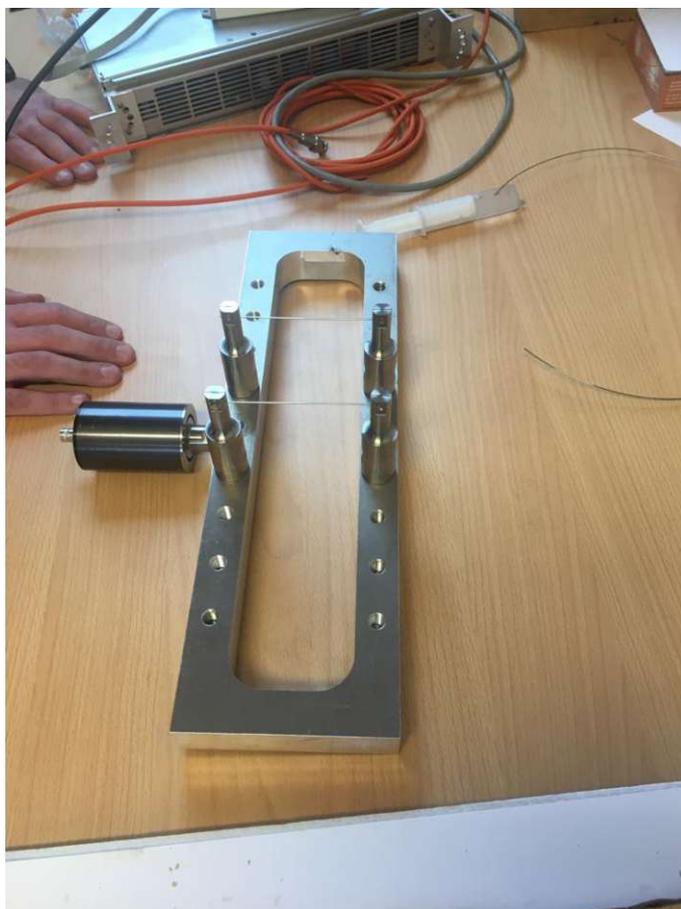


Abbildung 1.2: Konstruktion bisher

In einem Vorversuch wurde ein Erreger am Rahmen befestigt (links im Bild), um den gesamten Rahmen und in weiterer Folge den Draht in Schwingung zu versetzen. Dieser Versuch schlug fehl, da die Richtung der Erregerschwingung keine transversale Auslenkung des Schneidedrahtes ermöglichte. Weiters war die mechanische Impedanz des Rahmens nicht auf die Anregungsfrequenz angepasst.

1.3 Stand der Technik

1.3.1 Apparatus And Method For Ultrasonic Cutting

Das Patent US 2007/0199423 A1 [23] beschreibt Schneidwerkzeuge, deren Schneidelemente eine Resonanz im Ultraschallbereich aufweisen und in dieser angeregt werden. Das zur Längsdehnung angeregte Schneidwerkzeug folgt dabei keinen akustischen Vorgaben (im Gegensatz zu Musikinstrumenten). Die vertikale Anregung der Vorrichtung regt den Draht zur Schwingung in transversaler Richtung an.

1.4 Grundlagen der hochfrequenten Schwingungsanregung

Als Ultraschallbereich wird der Frequenzbereich von 20kHz bis 10GHz beschrieben, der außerhalb des menschlichen Hörbereichs liegt. Aus diesem Grund eignet sich gerade dieser Bereich für hochfrequente Anwendungen. Die Erzeugung von derart hochfrequenten Schwingungen kann auf unterschiedliche Arten realisiert werden. Dabei unterscheidet sich der Wirkungsgrad, die maximale Leistungsfähigkeit und das anzuregende Medium von der Anregungsart.

Tabelle 1.1: Arten der Ultraschallerzeugung [11]

Art	für Medien	max. Frequenz [kHz]	max. Leistung [W]	max. Wirkungsgrad
mechanisch (Pfeife)	gasförmig, flüssig	120	700	10%
mechanisch (Sirene)	gasförmig	200	700	50-70%
elektrodyn.	gasförmig	200	3500	30%
magnetostruktiv	gasförmig flüssig, fest	500	—	55%
piezoelektrisch	gasförmig flüssig, fest	0.7 3000	16000	90%

Aufgrund des hohen Wirkungsgrades und der maximal übertragbaren Leistung eignet sich, für den Anwendungsfall des ultraschallunterstützten Drahtschneidens, die Anregung mittels piezoelektrischem Effekt. Dabei ändert ein piezoelektrisches Material seine Abmessungen, wenn eine Spannung anliegt, bzw. äußert es eine Spannung (bei geeignetem Aufbau) wenn eine Kraft angelegt wird. Piezoaktuatoren sind meistens stapelweise aus Piezokeramiken aufgebaut. Die Längendilatationen summieren sich dementsprechend auf. Für einen dynamischen Betrieb ist eine Vorpannung der Piezostapel notwendig, da die Verbindung zwischen den einzelnen Kristallen den Trägheitskräften nicht stand halten würde [21].

1.4.1 Aufbau herkömmlicher Ultraschallschneidevorrichtungen

Der Vergrößerungsfaktor bei einem Frequenzverhältnis $\eta = \frac{\Omega}{\omega_0} = 1$ wird unendlich groß (wenn die Dämpfung im System vernachlässigt wird). Der Vergrößerungsfaktor $VF = \frac{1}{1-\eta^2}$

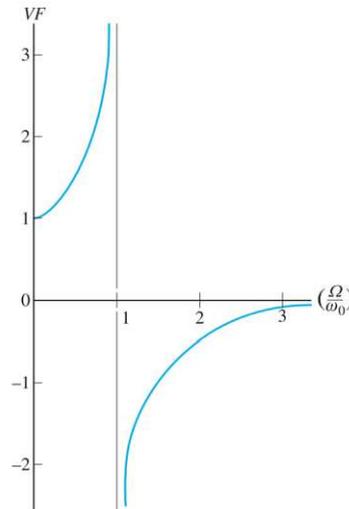


Abbildung 1.5: Vergrößerungsfunktion [24]

ist definiert durch das Verhältnis der stationären Lösung x_p und der statischen Auslenkung x [24]. Werden Strukturen im Resonanzbereich angeregt, so erfahren sie um Potenzen höhere Dehnungen als bei statischer Belastung durch die selbe Kraftamplitude.

Dieses Prinzip wird beim Aufbau von am Markt erhältlichen Schneidmessern ausgenutzt. Der Ultraschallkonverter (auch Shaker genannt) regt die gesamte Struktur, bestehend aus Booster und Schneidmesser, an. Der Konverter besteht aus einem Piezostapel, der zwischen

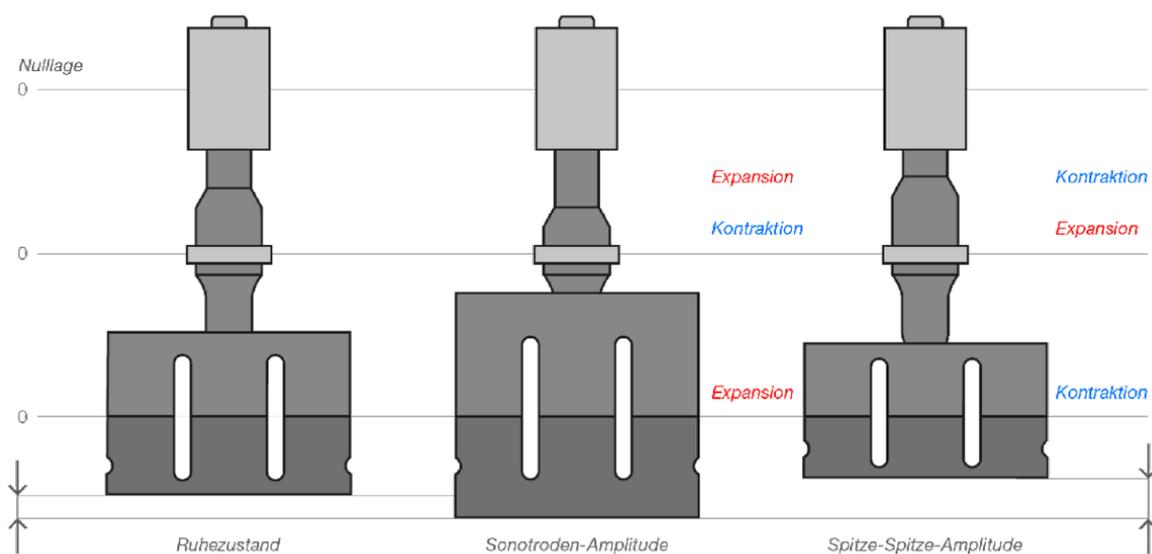


Abbildung 1.6: Funktionsweise herkömmlicher Schneidmesser [10]

zwei ungleich großen Massen vorgespannt ist. Der Aufbau wird in Kapitel 4.1 genauer erklärt. Ein nachgeschalteter "Booster" verändert, aufgrund seiner Geometrie, die Amplitude der mechanischen Schwingungen. Als Schneidwerkzeug ist in der Abbildung 1.6 das Schneidmesser skizziert. Eine Resonanzfrequenz stimmt exakt mit der Anregungsfrequenz überein. Dementsprechend wird die bereits durch den Booster verstärkte Anregungsamplitude noch einmal vergrößert⁴. Befestigt wird die Vorrichtung am Booster, der am Übergang der Durchmesser einen Nullpunkt der Schwingung aufweist.

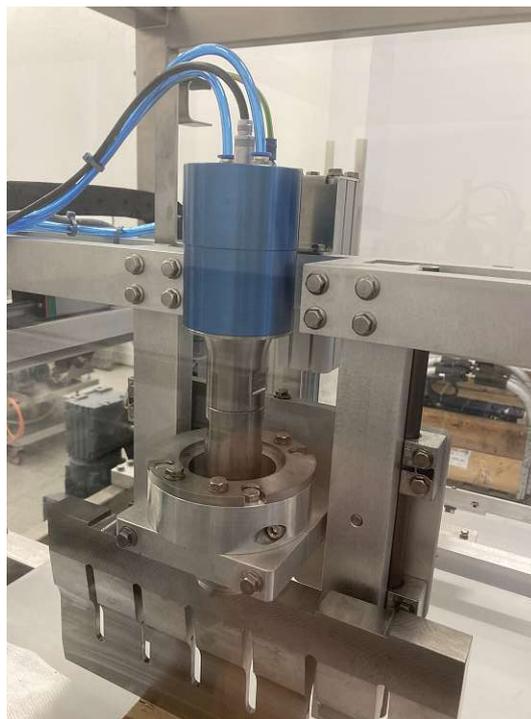


Abbildung 1.7: Bild der kommerziellen Schneidvorrichtung

⁴Für gewisse Anwendungen ist es sinnvoll die Amplitude zu verringern, dafür aber das Intervall der Resonanz zu erhöhen.

1.4.2 Piezoelektrischer Effekt

Piezos bestehen aus Einkristallen. Oft kommen SiO_2 Quarzkristalle zum Einsatz. Durch eine Potentialdifferenz zwischen Grund- und Deckfläche kommt es zur Ladungsverschiebung im Kristall und in weiterer Folge zur örtlichen Verschiebung der Moleküle, siehe Abbildung 1.8. Dieser Effekt kann tangential (Dickenschwinger) oder normal (Längsschwinger) zur

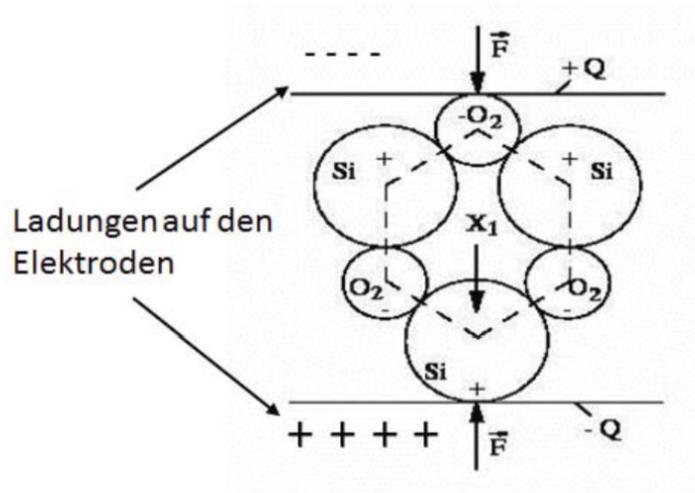


Abbildung 1.8: Kopplung des elektrischen und mechanischen Feldes bei einem SiO_2 Kristall [15]

Potentialdifferenz auftreten.

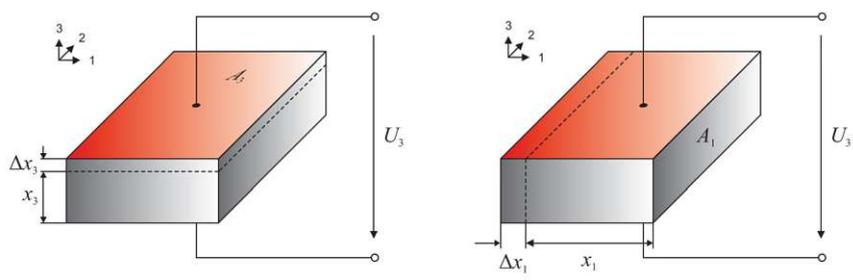


Abbildung 1.9: Dickenschwinger vs Längsschwinger [15]

1.5 Prozessparameter

Für die Anwendung des ultraschallunterstützten Drahtschneidens ist der Draht das Schneidewerkzeug. Im Vergleich zum Aufbau im vorhergehenden Kapitel kann er auch als Sonotrode interpretiert werden⁵. Die Schnittgeschwindigkeit und -qualität hängt, bei quasistatischer Betrachtung, maßgeblich von der Schnittkraft $F = \sigma \frac{O}{2}$ und damit der Oberfläche des Werkzeugs im Werkstück ab [16]. In den folgenden Abschnitten wird qualitativ abgeschätzt, in welche Richtung die Prozessparameter optimiert werden müssen, um die Oberfläche des Werkzeugs im Schnittbereich zu maximieren. Dazu wird ein 2D Modell genutzt. In der Abbildung 1.10 bewegt sich das Werkstück mit einer Geschwindigkeit v_{Block}

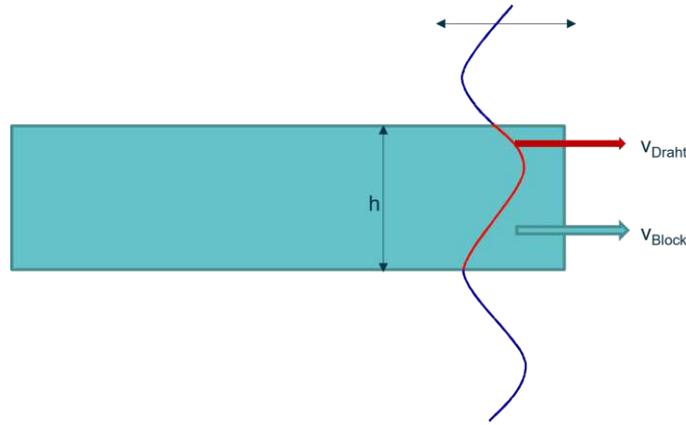


Abbildung 1.10: Kinematische Verhältnisse im Schnitt

nach rechts. Der Draht wird angeregt und schwingt sinusförmig. Ein Teil des Drahtes befindet sich im Werkstück (rot dargestellt). Jener Teil des Drahtes, der sich schneller in die selbe Richtung wie das Werkstück bewegt (v^*), übt keinen Impuls mehr auf das Werkstück aus, da er sich aus dem Eingriff hinaus bewegt, vgl. [2].

1.5.0.1 TWCR Die Oberfläche eines Drahtes, dessen Querschnitt rund ist, wird aus dem Integral des halben Umfangs über die Drahtlänge errechnet.

$$O = \frac{1}{2} \int U \cdot dl$$

Die Schnittkraft ergibt sich aus der notwendigen Normalpannung σ_n , um das Werkstück zu trennen, und der Oberfläche an der die Belastung aufgebracht wird.

$$F = \frac{1}{2} \sigma_n O = \frac{1}{2} \int_0^h \sigma_n U dl = \frac{1}{2} U \sigma_n \int_0^h dl \quad (1.1)$$

Die Eingriffslänge des Drahtes reduziert sich aufgrund der Schwingungsform. So wird der Kraftaufwand zum Schneiden sehr effektiv reduziert[11].

$$l = \int_0^h dl = h - l(v^*) \quad (1.2)$$

⁵In Kapitel 5.4 wird ersichtlich, dass der Draht auch außerhalb des Resonanzbereichs angeregt werden kann, um die erforderlichen Prozessparameter zu erzielen.

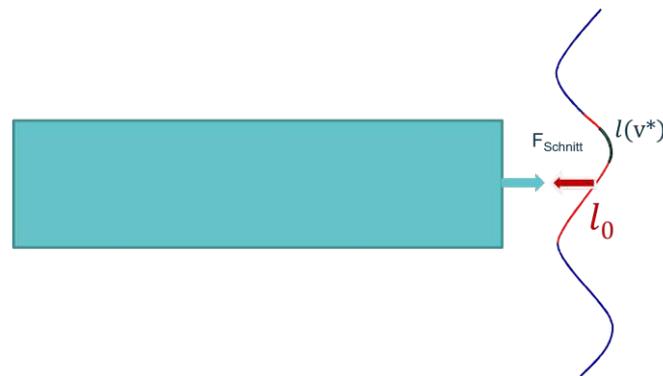


Abbildung 1.11: Schnittkraft

Die Schwingungsform und -geschwindigkeit hängt von der Anregungsfrequenz f , Anregungsamplitude a , dem Drahtabschnitt x und dem betrachteten Zeitpunkt t ab. Die *tool to workpiece cutting ratio*, im weiteren als TWCR Wert bezeichnet, beschreibt das Oberflächenverhältnis des Schneidwerkzeugs zur Oberfläche des Schnittguts, vgl. [16].

$$TWCR = \frac{O_{Tool}}{O_{WP}} = \frac{r \pi \int dl(f, a, x, t)}{A_{WP}}$$

1.5.0.2 Anregungsfrequenz Für die Frequenzoptimierung wird die Amplitude konstant gehalten und die Betrachtung bei einem festen Zeitpunkt t durchgeführt. In der Abbildung 1.12 sind zwei Sinusschwingungen über die Drahtlänge dargestellt, wobei die blaue Linie eine Schwingung bei doppelter Frequenz darstellt. Aus der Abbildung 1.12 ist ersichtlich, dass

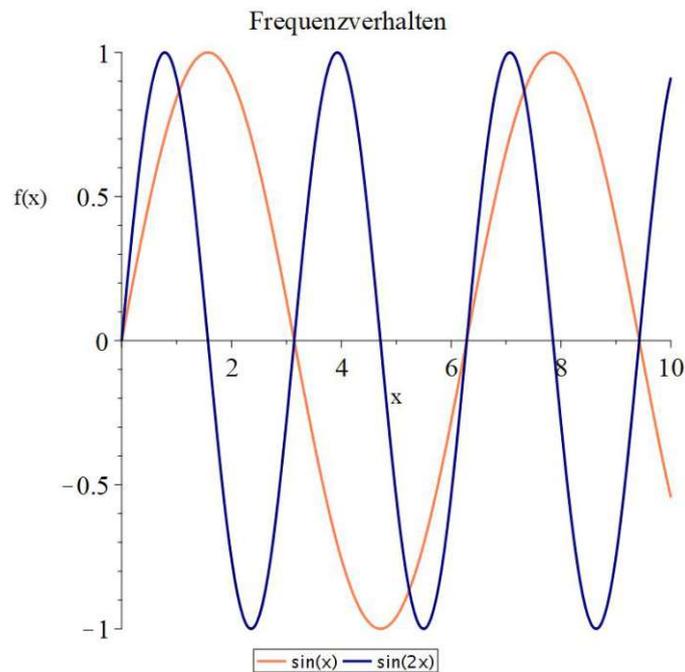


Abbildung 1.12: Frequenzvergleich

eine höhere Anregungsfrequenz auf ein höheres TWCR führt. Eine höhere Schwingfrequenz des Werkzeugs erhöht die Schnittqualität und die Lebensdauer des Werkzeugs [16].

1.5.0.3 Anregungsamplitude Wie im vorhergehenden Abschnitt wird für die Amplitudenoptimierung die Anregungsfrequenz konstant gehalten. Die folgende Abbildung zeigt die Auswirkungen der Amplitudenmodulation. Eine höhere Anregungsamplitude führt auf

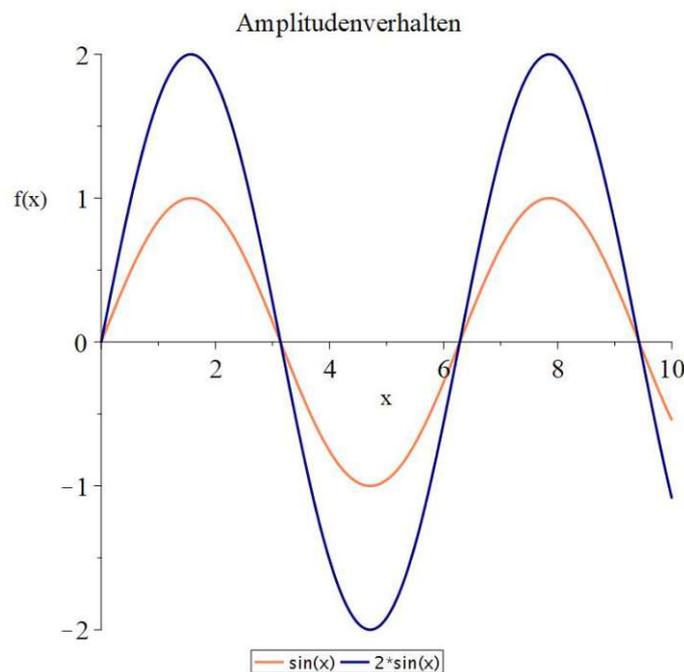


Abbildung 1.13: Amplitudenvergleich [16]

einen höheren TWCR Wert.

Die minimale Amplitude ergibt sich nach [3] aus der maximalen elastischen Verformung des Werkstücks. So kann aus der Fließgrenze eines linear elastischen Materials die Dehngrenze und weiter die maximale Dehnung Δh berechnet werden.

$$\sigma_{max} = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{\Delta h}{h_0} \quad (1.3)$$

Die Wellenlänge des Ultraschalls sollte größer sein als Δh . Je größer die Amplitude der Anregung ist, desto mehr wird die dynamische Fließgrenze des Werkstücks reduziert und desto größer ist die Auswirkung der Ultraschallschwingung[26]. Da die mechanischen Eigenschaften des Waffelblocks nicht quantifiziert wurden, werden möglichst große Amplituden zur Anregung verwendet. Eine einfache Überlegung im Einheitsintervall zeigt, dass eine Verdopplung der Amplitude einer Verdopplung der Frequenz vorzuziehen ist.

$$\int_0^1 \sin(2x) dx = 0.708 \quad (1.4)$$

$$\int_0^1 2 \sin(x) dx = 0.919 \quad (1.5)$$

1.5.0.4 Abhebeeffect In Abbildung 1.14 ist die Schwinggeschwindigkeit des Drahtes (blau) größer als die Vorschubgeschwindigkeit des Werkstücks (orange), tritt der Abhebeeffect auf. Der Abhebeeffect kann einen positiven oder negativen Einfluss auf das

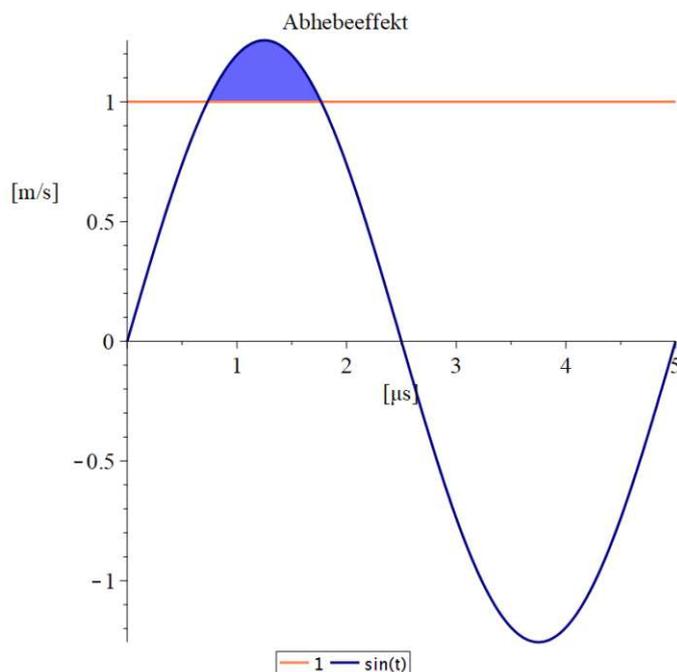


Abbildung 1.14: Abhebeeffect

Schneidverhalten haben. Einerseits reduziert er die Schnittkraft und erhöht die Lebensdauer des Werkzeugs. Auf der anderen Seite kann der Effekt bei spröden Werkstoffen zu Materialausbrüchen führen, wenn beim Wiedereintritt des Drahtes in das Werkstück die harte Randschicht abblättert.

Ein Waffelblock ist wechselweise aus Waffelblättern und Cremeschichten aufgebaut, wobei die Randschichten immer aus Waffelblättern bestehen.



Abbildung 1.15: Aufbau eines Waffelblocks

Die Dichteverteilung im Waffelblatt ist ungleichmäßig und wird je nach Wahl der Prozess-

parameter des Backvorgangs beeinflusst. Die Waffelblätter selbst haben Rippen, die als Versteifung dienen. Die Cremeschichtdicke ist ortsabhängig. Aufgrund des stark inhomogenen Materialverhaltens kann keine Aussage über die Auswirkung des Abhebeeffektes auf die Schnittqualität getroffen werden. Um den Effekt in Versuchen untersuchen zu können, werden die Anregungsparameter so ausgelegt, dass die Schwinggeschwindigkeit des Drahtes ungefähr der gewünschten Vorschubgeschwindigkeit des Waffelblocks entspricht. So kann bei leichter Variation der Anregungsfrequenz oder -amplitude der Abhebeeffect provoziert werden. Wie in Abbildung 1.1 gezeigt, soll mit dem hier entwickelten Aufbau eine Schallschnelle in der Größenordnung der Vorschubgeschwindigkeit des Waffelblocks erreicht werden. Aus $v_s = 1\text{ m s}^{-1} = u \cdot 2\pi f$ folgt

$$u = \begin{cases} 7.96\mu\text{m} & \text{bei } f = 20000\text{Hz} \\ 3.98\mu\text{m} & \text{bei } f = 40000\text{Hz} \end{cases} \quad (1.6)$$

2 Schneiddraht

Das Ziel dieses Abschnittes ist das Schwingungsverhalten in Abhängigkeit der Drahtgeometrie und der Vorspannkraft abzuschätzen zu können.

2.1 Eigenschwingungsverhalten des Drahtes

Da die Drahtdicke im Verhältnis zu Drahtlänge sehr klein ist, $\frac{r}{l} \approx 0,6\%$, kann der Draht vereinfacht als Stab betrachtet werden.

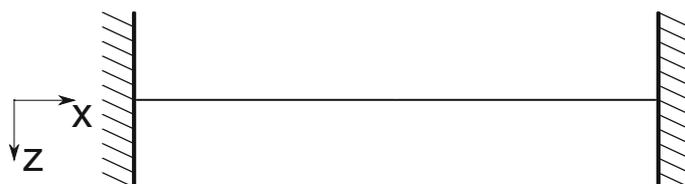


Abbildung 2.1: Balken unbelastet

2.1.1 Unbelasteter Draht

Die Biegeschwingung eines beidseitig eingespannten, unbelasteten, gleichförmigen Balkens kann, unter der Annahme eines konservativen Feldes, sehr einfach mithilfe des Hamiltonschen Prinzips und dem Hookschen Gesetz für linear elastische Werkstoffe hergeleitet werden [30]. Die Krümmung eines Balkens unter konstanter Momentenbelastung berechnet sich nach der Euler- Bernoulli Theorie zu

$$w''(x) = -\frac{M_B(x)}{EJ_y} \quad (2.1)$$

$$\sigma_B = \frac{M_y(x)}{W} = -Ew''z \quad (2.2)$$

Die potentielle Energiedichte errechnet sich mit der Substitution $c = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$ folgendermaßen:

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} z \dots \text{Verzerrung} \quad (2.3)$$

$$\sigma_{xx} = -E \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} z \dots \text{Biegespannung} \quad (2.4)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} \sigma_{xx} \varepsilon_{xx} = -E \frac{c^2}{2} z^2 \dots \text{potentielle Energiedichte} \quad (2.5)$$

Die potentielle Energie eines Balkenelementes dx folgt aus dem Integral über y und z .

$$dE_{pot} = dx \int \int \Phi dy dz = -E \frac{c^2}{2} dx \int \int z^2 dy dz = -EJ \frac{c^2}{2} dx$$

Mit dem axialen Flächenträgheitsmoment $J = \int \int z^2 dy dz$

$$E_{pot} = \frac{EJ}{2} \int_0^l \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad (2.6)$$

$$E_{kin} = \frac{\rho A}{2} \int_0^l \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx \quad (2.7)$$

Nach dem HAMILTONSCHEN PRINZIP der kleinsten Wirkung folgt die Bewegung eines Systems zwischen zwei Zeitpunkten der Extremalen des Variationsproblems⁶

$$\delta \int_0^l \int_0^t \left[\frac{\rho A}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 + \frac{EJ}{2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 \right] dt dx = 0 \quad (2.8)$$

Unter Beachtung der Variationsvorschrift $\delta q = \frac{\partial q}{\partial \alpha} d\alpha$ folgt die Variation der einzelnen Terme zu:

$$\delta w = W \delta \varepsilon, \quad \delta \frac{\partial W}{\partial t} = \frac{\partial W}{\partial t} \delta \varepsilon, \quad \delta \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \delta \varepsilon$$

Durch partielle Integration⁷ und dem Herausheben von W

$$\int_0^l \int_0^t W \cdot \left[\rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + EJ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} \right] dt dx = 0 \quad (2.9)$$

Da W eine frei wählbare Funktion ist, muss der Klammerausdruck 0 werden

$$\rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + EJ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = 0 \quad (2.10)$$

Die Balkenlänge L wird auf das Einheitsintervall $[-1, 1]$ abgebildet, indem die dimensionslose Bogenlänge eingeführt wird:

$$x = L(s + 1)/2 \quad (2.11)$$

Die transformierte Bewegungsgleichung ergibt sich mit $\frac{d}{dx} = \frac{d}{ds} \frac{ds}{dx} = \frac{2}{L} \frac{d}{ds}$ zu

$$\rho A \ddot{w} + \frac{16EJ}{L^4} w'''' = 0 \quad (2.12)$$

wobei w' die Ableitung nach der Bogenlänge bezeichnet. Zur Lösung der Gleichung 2.12 bietet sich der Separationsansatz

$$w(s, t) = W(s) \cdot \sin(\omega t) \quad (2.13)$$

an und führt auf

$$\mu W = W'''' \quad (2.14)$$

⁶siehe Vorlesungsskriptum Prof. Steindl Hamilton'sche Systeme

⁷Alle Rechenschritte sind in Anhang 9 angeführt

mit der Vereinfachung für den Koeffizienten α in Gleichung 2.15.

$$\alpha^4 = \frac{\rho A \omega^2 L^4}{16 E J} \quad (2.15)$$

Die allgemeine Lösung der Gleichung

$$W(s) = C_1 \sin(\alpha s) + C_2 \cos(\alpha s) + C_3 \sinh(\alpha s) + C_4 \cosh(\alpha s)$$

führt mit den Randbedingungen für den beidseitig eingespannten Stab

$$w(-1, t) = 0, w'(-1, t) = 0, w(1, t) = 0, w'(1, t) = 0 \quad (2.16)$$

auf jeweils eine charakteristische Gleichung für den symmetrischen $\tilde{\Delta}$ und den antimetrischen Anteil Δ .

$$\tilde{\Delta} = \frac{\sinh(\alpha) \cdot \cos(\alpha) + \cosh(\alpha) \cdot \sin(\alpha)}{\cosh(\alpha)}, \Delta = \frac{\cosh(\alpha) \cdot \sin(\alpha) - \sinh(\alpha) \cdot \cos(\alpha)}{\cosh(\alpha)} \quad (2.17)$$

Die Nullstellen liegen nicht genau bei den Vielfachen von $\frac{\pi}{4}$. Die triviale Lösung der

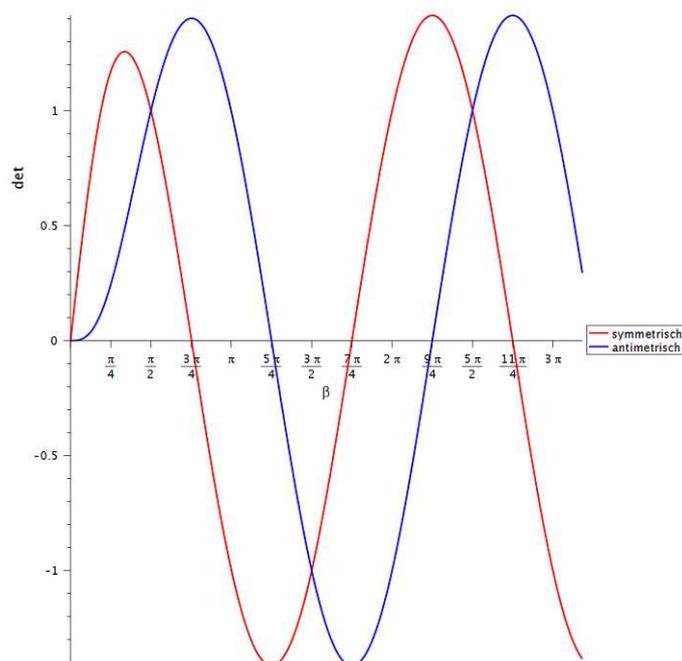


Abbildung 2.2: Die Eigenwerte lassen sich an den Nullstellen der Koeffizientendeterminante ablesen

Eigenwertgleichungen bei $\alpha = 0$ entspricht keiner Eigenfunktion. Die ersten antimetrischen Eigenwerte liegen bei 3.927, 7.069 und die symmetrischen bei 2.365, 5.498, 8.639. Für den Anwendungsfall der Ultraschallanregung sind nur Frequenzen im Ultraschallbereich, nämlich $f \in [20000, 40000]$ Hz interessant. Unter Beachtung von Gleichung 2.15 und den

Eigenwerten ergibt sich für die Resonanzfrequenzen ⁸

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \frac{4}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{\rho A}} \alpha_n^2 \quad (2.19)$$

Unter Bezugnahme der Werkstoffkennwerte $E = 206000 \text{ N mm}^{-2}$, $\rho = 7850 \text{ kg mm}^{-3}$ sowie einer kreisrunden Querschnittsgeometrie mit $r = 0.3 \text{ mm}$ lassen sich die Resonanzfrequenzen als Funktion der Drahtlänge l und der Oberschwingung n anschreiben.

$$f_n(l) = \frac{1}{2\pi} \frac{0.0003}{l^2} \sqrt{\frac{206000}{7850}} \alpha_n^2 \quad (2.20)$$

In der Abbildung 2.3 wurden Drahtlängen im Intervall von $l \in [70 \text{ mm}, 90 \text{ mm}]$ ausgewertet.

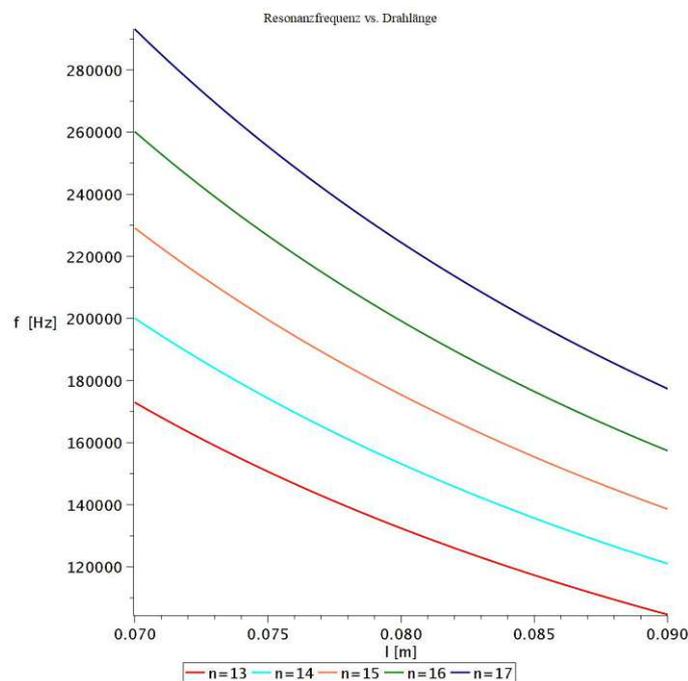


Abbildung 2.3: Resonanzfrequenz eines Stabes in Abhängigkeit der Stablänge

Die Kraft, die vom Draht auf das Werkstück wirkt, geht nach $p = \frac{dv}{dt}$ mit $m\ddot{w} = -\omega^2 W(x) \sin \omega t$ indirekt proportional zum Schwingungsausgang ein⁹. Wie aus der Gleichung 2.14 ersichtlich, hängt die Eigenfunktion nicht mehr von der Zeit ab. Es treten daher stehende Wellen auf. Um einheitenkonform zu rechnen, wird $\sin \omega t = \sin \omega 1s$ gesetzt. Physikalisch interpretiert wird das Systemverhalten bei $t = 1s$ betrachtet. Dies erfolgt ohne Beschränkung der Allgemeinheit, da stehende Wellen auftreten.

⁸Quellen kommen auf das selbe Ergebnis [9] [17]

$$f_{Resonanz} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{EJ}{\rho A}} k^2 \quad (2.18)$$

⁹Nur der im Eingriff befindliche Massenanteil m wird berücksichtigt

2.1.2 Axial vorgespannter Draht

Die Wechselwirkung zwischen der Axialkraft und der transversalen Biegeschwingung eines Balkens wird anhand der Bewegungsgleichung analysiert. Hierzu wird die Bewegungsgleichung an einem infinitesimal kleinem Balkenelement ds hergeleitet¹⁰. Die Schnittgrößen nach der Euler- Bernoulli Balkentheorie sind in Abbildung 2.4 dargestellt. Die Betrachtung des Drahtes als schlanker Balken ist erlaubt, da die Schubkräfte kaum eine Rolle spielen. Ein Vergleich beider Theorien wurde von J. Wauer in [29, p.191] durchgeführt.

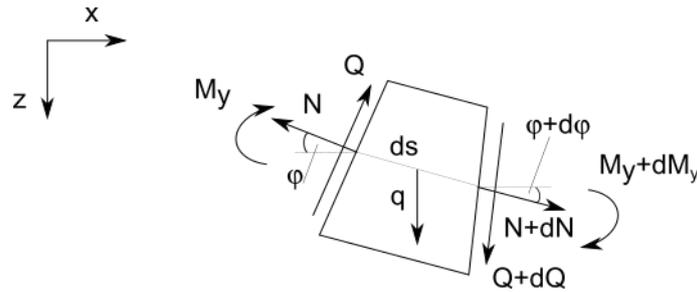


Abbildung 2.4: Schnittgrößen am vorgespannten Balken im deformierten Zustand

Aus dem Schwerpunktsatz in z - Richtung folgt

$$dm \cdot \ddot{w} = -Q \cos \varphi + q dz + (Q + dQ) \cos \varphi + d\varphi - N \sin \varphi + (N + dN)(\sin \varphi + d\varphi)$$

Unter der Annahme kleiner Verschiebungen und Verdrehungen $ds \approx dx$, $\sin \varphi \approx d\varphi$, $\cos d\varphi \approx 1$

$$-Q d\varphi \sin \varphi + dQ \cos \varphi + N \cos \varphi d\varphi + q dz + dN \sin \varphi$$

mit $d\varphi = \frac{\partial \varphi}{\partial z} dx$, $dQ = \frac{\partial Q}{\partial z} dx$, $dN = \frac{\partial N}{\partial z} dx$ lässt sich nun dx herauskürzen. Die Berücksichtigung der Kettenregel erlaubt es Terme zusammenzufassen.

$$\rho A \ddot{w} = \frac{\partial}{\partial z} (Q \cos \varphi) + \frac{\partial}{\partial z} (N \sin \varphi) + q$$

Mit $\sin \varphi = \varphi = w'$, $\cos \varphi = 1$

$$\rho A \ddot{w} = Q' + (Nw)' + q$$

Aus dem Drallsatz folgt

$$d\Theta \ddot{\varphi} = -M + M + dM - Q \frac{dx}{2} - (Q + dQ) \frac{dx}{2}$$

mit $ds = dx$, $dM = \frac{\partial M}{\partial z} dx$, $d\Theta = \rho I_y dx$ lässt sich dx aus der Gleichung herauskürzen.

$$\rho I_y \ddot{\varphi} = \frac{\partial M}{\partial z} - Q$$

mit $\varphi = w'$

$$\rho I_y \ddot{w}' = M' - Q$$

¹⁰J. Wauer zeigt in [29, p.283] eine Herleitung mittels HAMILTONSCHEN PRINZIPS.

Nun kann Q aus den beiden Gleichungen eliminiert werden, indem die obige Gleichung noch einmal abgeleitet wird.

$$\rho A \ddot{w} = (Nw)' + q + M'' - \rho I_y \ddot{w}''$$

Wie in Abbildung 2.4 dargestellt, greifen Normalkräfte in der neutralen Faser an. Daher ist das statische Moment aufgrund der Normalkraft an jeder Schnittfläche 0. Weiters gelten für einen Balken unter konstanter Zugbelastung und gleichbleibendem Querschnitt folgende Vereinfachungen

$$\rho I_y = 0, N' = 0, M = -EJw'', (EJ)' = 0$$

$$\rho A \ddot{w} = Fw'' + q - EJw'''' \quad (2.21)$$

Die Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen des Systems ergeben sich aus dem unbelasteten Zustand. Daher ist die Querlast $q = 0$.

$$\rho A \ddot{w} + EJw'''' - Fw'' = 0 \quad (2.22)$$

Die Balkenlänge L wird auf das Einheitsintervall $[-1, 1]$ abgebildet, indem die dimensionslose Bogenlänge eingeführt wird.

$$x = L(s + 1)/2 \quad (2.23)$$

Die transformierte Bewegungsgleichung ergibt sich mit $\frac{d}{dx} = \frac{d}{ds} \frac{ds}{dx} = \frac{2}{L} \frac{d}{ds}$ zu:

$$\rho A \ddot{w} + \frac{16EJ}{L^4} w'''' - \frac{4F_V}{L^2} w'' = 0 \quad (2.24)$$

Dabei bezeichnet w' die Ableitung nach der Bogenlänge. Der Separationsansatz aus Gleichung 2.13 und Division durch $16EJ/L^4$ führt auf

$$\mu W = W'''' - fW'' \quad (2.25)$$

mit der Vereinfachung für die Koeffizienten μ und f in Gleichung 2.26.

$$\mu = \frac{\rho A \omega^2 L^4}{16EJ} \quad \text{und} \quad f = \frac{F_V L^2}{4EJ} \quad (2.26)$$

Die Gleichung 2.25 wird durch den Ansatz $W = e^{\alpha s} W_0$ zu:

$$\mu = \alpha^4 - f\alpha^2 \quad (2.27)$$

Die quadratische Gleichung für α^2 besitzt für $\mu > 0$ die beiden Lösungen

$$: \alpha_{1,2}^2 = -\beta^2, \quad \alpha_{3,4}^2 = f + \beta^2$$

Die allgemeine Lösung von 2.25 lautet daher

$$W(s) = c_1 \cos \beta s + c_2 \sin \beta s + c_3 \cosh \gamma s + c_4 \sinh \gamma s \quad (2.28)$$

mit $\gamma^2 = f + \beta^2$. Für symmetrische Lösungen ($W(-x) = W(x)$) treten nur die cos- und cosh- Anteile auf, für schief-symmetrische ($W(-x) = -W(x)$) nur die anderen beiden. Die Randbedingungen für die symmetrischen Lösungen lauten

$$\begin{aligned} W(1) = 0 &\Rightarrow c_1 \cos \beta + c_3 \cosh \gamma = 0, \\ W'(1) = 0 &\Rightarrow -c_1 \beta \sin \beta + c_3 \gamma \sinh \gamma = 0 \end{aligned}$$

Für nichttriviale Lösungen muss die Koeffizientendeterminante

$$\tilde{\Delta} = \gamma \cos \beta \sinh \gamma + \beta \sin \beta \cosh \gamma \text{ bzw. } s\Delta = \frac{\beta}{\gamma} \sin \beta + \cos \beta \tanh \gamma \quad (2.29)$$

verschwinden. Für größere Werte von $\gamma = \sqrt{f + \beta^2}$ lässt sich $\tanh \gamma$ durch 1 approximieren und es ergibt sich die einfacher zu behandelnde Gleichung

$$\tan \beta = -\frac{\sqrt{f + \beta^2}}{\beta} \quad (2.30)$$

Nachdem die Nullstellen β_i von Δ und $\tilde{\Delta}$ numerisch bestimmt wurden, können die Eigenfrequenzen aus

$$\frac{\rho AL^4 \omega_i^2}{16EJ} = \mu = \beta_i^4 + f\beta_i^2 \quad (2.31)$$

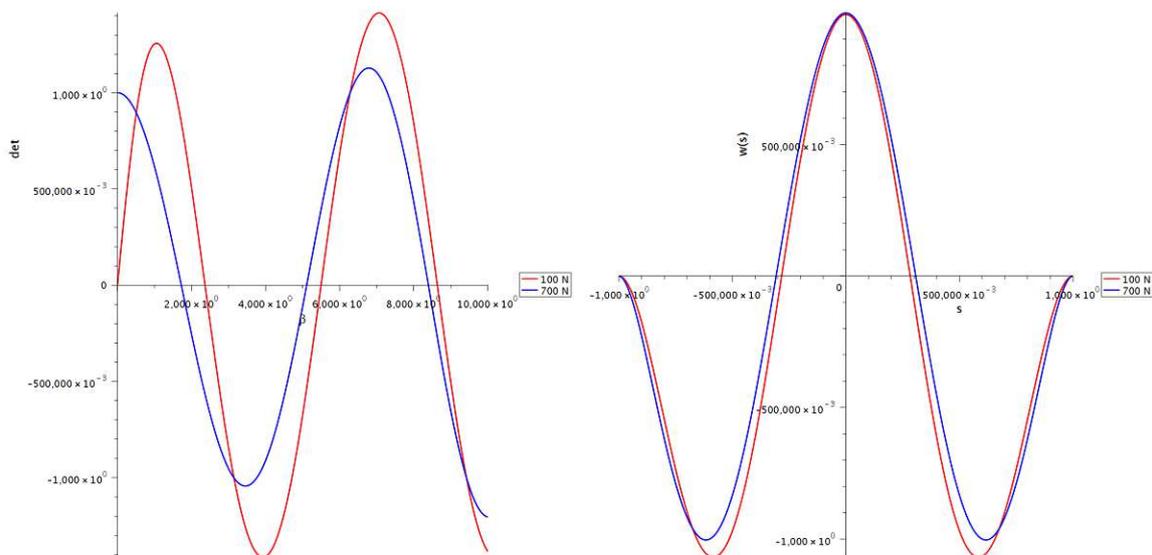
ermittelt werden. Für die Bestimmung der Eigenschwingungsformen muss ein Nulleigenvektor der Gleichungsmatrix für die Koeffizienten c_i bestimmt werden. Es bietet sich der Vektor

$$c_1 = 1, \quad c_3 = -\frac{\cos \beta_i}{\cosh \sqrt{f + \beta_i^2}} \quad (2.32)$$

an. Für die schiefsymmetrischen Lösungen bietet sich der Nulleigenvektor

$$c_2 = 1, \quad c_4 = -\frac{\sin \beta_i}{\sinh \sqrt{f + \beta_i^2}} \quad (2.33)$$

an. Die Lösungen für die Koeffizienten c_i können nun in 2.28 eingesetzt werden, um die Eigenschwingungsformen zu ermitteln. So wird in Abbildung 2.5a deutlich sichtbar, dass

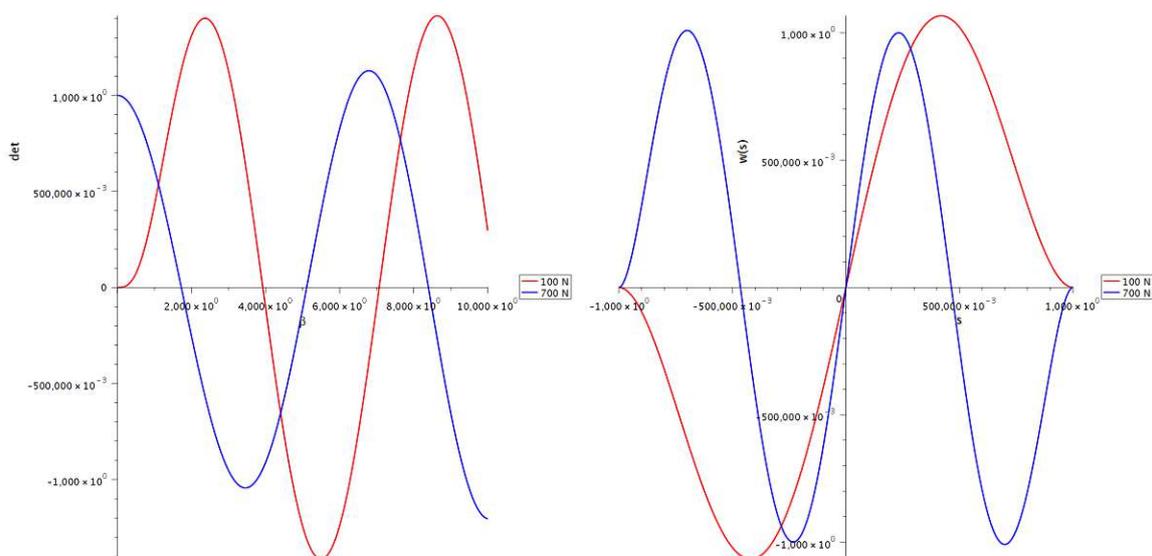


(a) Verschiebung der Eigenwerte

(b) Symmetrischer Anteil der Eigenfunktion

Abbildung 2.5: Symmetrische Eigenwerte und Eigenfunktionen des axial vorgespannten Drahtes

sich die Eigenwerte bei höheren Vorspannkraften zu höheren Werten verschieben. Dabei wird auch die Schwingungsamplitude mit steigender Vorspannkraft kleiner, Abb. 2.5.



(a) Verschiebung der Eigenwerte

(b) Antimetrischer Anteil der Eigenfunktion

Abbildung 2.6: Antimetrische Eigenwerte und Eigenfunktionen des axial vorgespannten Drahtes

Die Eigenwerte der symmetrischen und antisymmetrischen Anteile verschieben sich zu höheren Werten bei steigender Vorspannkraft. Die Amplitude der Schwingung sinkt beim symmetrischen Anteil stärker mit steigender Vorspannkraft, als beim antisymmetrischen Anteil. Die vollständige Lösung zur Beschreibung der homogenen Biegeschwingungen lässt sich nun mit $\gamma = \sqrt{f + \beta^2}$ anschreiben.

$$W(s, t) = \cos \omega t \left[\cos \beta s + \sin \beta s + \frac{\cos \beta}{\cosh \gamma} \cosh \gamma s + \frac{\sin \beta}{\sinh \gamma} \sinh \gamma s \right] \quad (2.34)$$

So kann durch die Wahl der Vorspannkraft F_V (unter Beachtung der Gleichung 2.26 und des Eigenwertes β die Eigenfunktion abgeschätzt werden. Folgende Werte ergeben sich laut Gleichung 2.26 für den Wert f :

Tabelle 2.1: Vorspannkraften und zugehörige Werte f

Vorspannkraft [N]	f
0	0
10	12,21
100	122,09
250	305,22
700	854,63

Mit Gleichung 2.25 und 2.28 können die vollständigen Eigenschwingungsformen dargestellt werden. In Abbildung 2.7 sind die Zeitpunkte $t = 0$ zur Darstellung der Schwingung

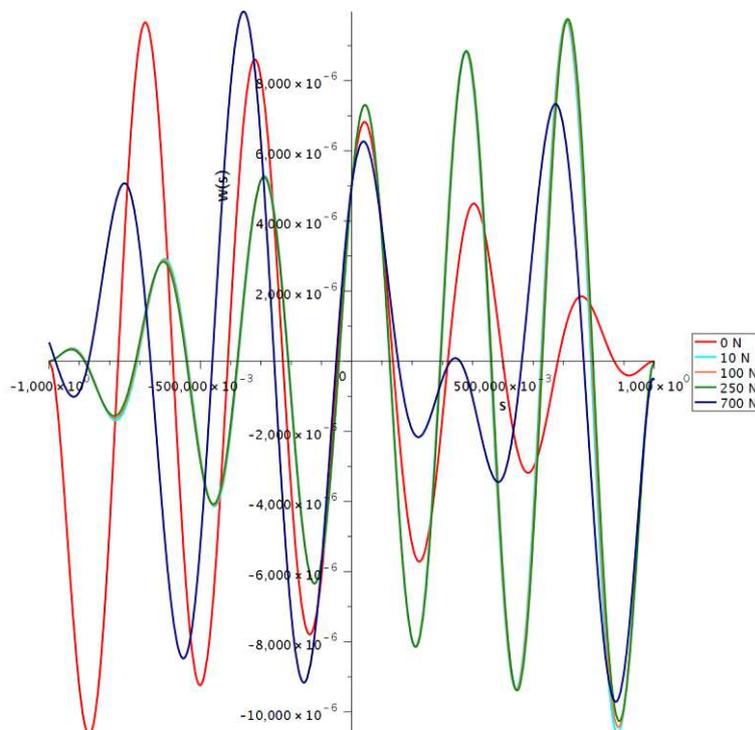


Abbildung 2.7: Achter Eigenmode

gewählt worden, da hier für alle Kombinationen aus Vorspannkraften und Eigenfrequenzen ein Maximum vorherrscht (2.13). Zum Vergleich wurde der achte Eigenwert herangezogen, da dessen Eigenfrequenz am nächsten zur Anregungsfrequenz von 20kHz liegt. Für eine Saite sollte der Wert f deutlich größer als 1 gewählt werden, sodass die Wellengleichung 2.22 das Schwingungsverhalten in guter Näherung beschreibt. Die Biegeterme vergrößern die Eigenfrequenzen und sorgen für die richtige Geometrie am Rand (Einspannung). Die Näherung in Gleichung 2.30 ist für die betrachteten Werte in Tabelle 2.1 erlaubt¹¹. Die maximale Auslenkung der ersten Grundschwingung ist nicht in der Drahtmitte.

¹¹Die Funktion $\tanh(x)$ nähert sich für größere Werte von x ihrem Grenzwert 1. Für die Genauigkeitsanforderungen in dieser Arbeit sollte $x > 5$ sein. So bleibt der Fehler durch die Näherung $\epsilon < 0,01\%$.

2.1.3 Erzwungene Schwingung

Mithilfe der analytischen Lösung für die Biegelinie eines axial vorgespannten Balkens in Gleichung 2.12 lässt sich sehr einfach durch die Vorgabe einer harmonischen Anregung eine Lösung für die Auslenkung und deren zeitlicher Ableitung anschreiben. Die



Abbildung 2.8: Balken angeregt

Differentialgleichung aus 2.22 sieht bei erzwungener Anregung folgendermaßen aus

$$\rho A \ddot{w} + EJ w'''' - F w'' = -\Omega^2 u_0 \rho A \sin \Omega t \quad (2.35)$$

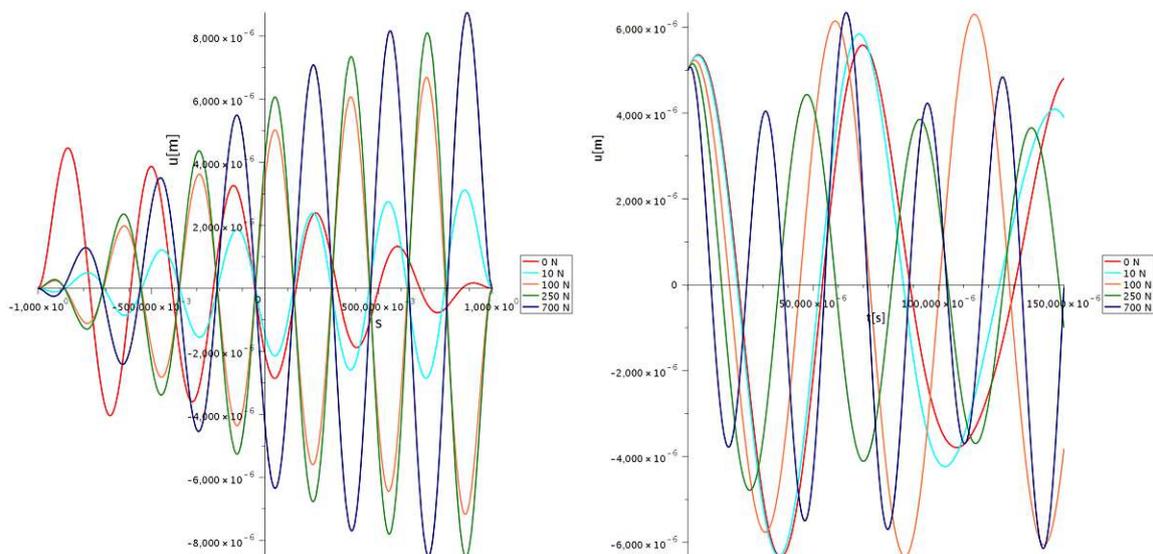
Der Ansatz für die inhomogene Differentialgleichung wird ähnlich der homogenen in Glg. 2.13 gemacht $w_p(x, t) = c_p \cdot (1 - e^{1+x}) [B \sin(\Omega t) + C \cos(\Omega t)]$. Folgende Randbedingungen sollen befriedigt werden:

$$\dot{w}_p(-1, t) = 0 \quad (2.36)$$

$$\dot{w}_p(1, t) = \Omega u_0 \cos \Omega t \quad (2.37)$$

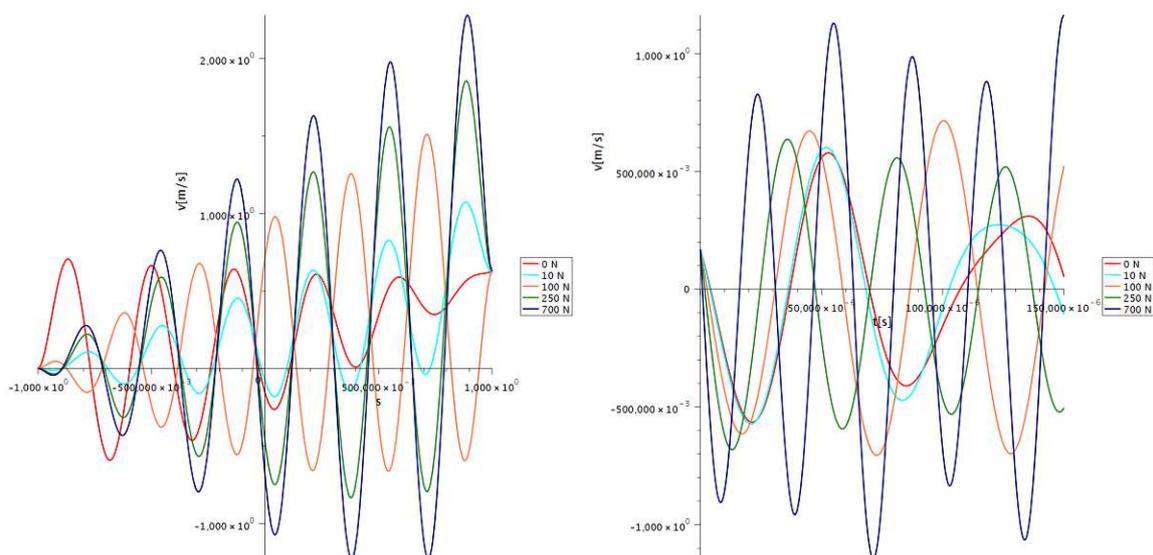
Eingesetzt in die Bewegungsgleichung 2.35 folgt aus dem Koeffizientenvergleich $B = 1$, $C = 0$ und $c_p = -0.1565176428$. Für den Versuchsaufbau in dieser Arbeit wird eine Erregerfrequenz von 20000 Hz verwendet. Die Gesamtlösung ergibt sich aus der homogenen und der partikulären Lösung $w(x, t) = w_h(x, t) + w_p(x, t)$. Die Lösung ist in Abb. 2.9 dargestellt. Analog der homogenen Lösung verhalten sich die Schwingungsausschläge nicht linear mit den Vorspannkraften. Kein Draht weist ein merkliches Resonanzverhalten (Anm.: $w \rightarrow \infty$) auf. Weiters ist erkennbar, dass bei der selben Anregungsfrequenz höhere Moden angeregt werden können, indem die Vorspannkraft erhöht wird.

Um den örtlichen und zeitlichen Verlauf der Schwingungen zu analysieren wurden diese einerseits nach zwei Perioden der Anregungsschwingung und andererseits in der Drahtmitte ausgewertet. Die Auslenkung über die Drahtlänge Abb. 2.9a zeigt den Beitrag der jeweils 8. Eigenschwingungsform zur Biegelinie. Für den Draht mit 250 N Vorspannkraft entspricht das einer Anregung nahe der Resonanzfrequenz von 21880 Hz. Der 8. Mode wird demnach den größten Beitrag zur tatsächlichen Schwingungsform leisten, falls die Systemdämpfung vernachlässigt wird. Um den Vergleich zu vereinfachen, wurden für Drähte mit anderen Vorspannkraften auch nur die 8. Eigenmoden dargestellt. Da alle Drähte eine unterschiedliche Phasenverschiebungen aufweisen, sind zu dem gewählten Zeitpunkt nicht die Maxima aller Schwingungsausschläge sichtbar.



(a) Biegelinie bei erzwungener Anregung zum Zeitpunkt $t = 20000^{-1} s$ (b) Auslenkung in der Balkenmitte als Funktion der Zeit

Abbildung 2.9: Auslenkungen des vorgespannten Drahtes bei einer Anregungsfrequenz von 20kHz



(a) Geschwindigkeit bei erzwungener Anregung zum Zeitpunkt $t = 20000^{-1} s$ (b) Schwinggeschwindigkeit in der Balkenmitte als Funktion der Zeit

Abbildung 2.10: transversale Schwinggeschwindigkeiten des vorgespannten Drahtes bei einer Anregungsfrequenz von 20kHz

Die Schwinggeschwindigkeiten über die Drahtlänge verhalten sich ähnlich den Schwingungsausschlägen in Abbildung 2.9a. Der zeitliche Verlauf in Abb 2.9b zeigt die starke Phasenverschiebung aufgrund verschiedener Vorspannkraften. Im Gegensatz zu den schwä-

Tabelle 2.2: Eigenfrequenzen in der Nähe der Anregungsfrequenz

Vorspannkraft [N]	Mode	Frequenz [Hz]
100	9	20923
250	8	21880
700	6	22916

cher vorgespannten Drähten ($< 100\text{N}$), deren Eigenfrequenzen bis zum 9. Mode deutlich unter der Anregungsfrequenz liegen, ist eine Verstärkung der Anregungsgeschwindigkeit festzustellen. Demnach ist die geeignete Wahl der Vorspannkraft essentiell für ein gelungenes Systemverhalten. Allerdings erlaubt die Einstellung auch einen gewissen Spielraum, da beispielsweise der auf 100N vorgespannte Draht ähnlich hohe Schwinggeschwindigkeiten erreicht, wie jener auf 250N vorgespannte.

2.2 Parametervariation der Einflussgrößen

In diesem Abschnitt soll das Schwingungsverhalten des Drahtes in Abhängigkeit der Parameter

- Drahtdicke
- Drahtlänge
- Anregungsfrequenz
- Anregungsamplitude

aufgezeigt werden. Dies soll dabei helfen, die Drahtgeometrie sowie den Piezoaktuator auszulegen. Untersuchungen von [20], [25], [19] zeigen, dass die Schnittkraft ([13] [31]) das Schnittbild, zusätzlich zur Bedingung einer ausreichend hohen Schallschnelle siehe 1.5, wesentlich beeinflusst. Die Kraft, vom schwingenden Draht auf das Werkstück lässt sich nach dem 2. NEWTONSCHEN AXIOM berechnen.

$$F_{Schneiden} = \int_m \ddot{w}(x, t) dm \quad (2.38)$$

$$F_{Schnitt} = \int_{\cos(\lambda)\frac{l}{4}}^{\cos(\lambda)\frac{3l}{4}} \ddot{w}(x, t) \rho A dx \quad (2.39)$$

$$F_{Schnitt} = \int_{\frac{l}{4}}^{\frac{3l}{4}} \ddot{w}(x, t) \rho A dx \quad (2.40)$$

$$F_{Schnitt} = -a\omega^2 \sin(\omega t) W(x) \rightarrow F_{Schnitt_{max}} = | -a\omega^2 W(x) | = 4a\pi^2 f^2 W(\alpha_n, \chi) \quad (2.41)$$

Da f keine frei wählbare Frequenz, sondern eine Resonanzfrequenz sein muss, ergibt sich nach Einsetzen von Gleichung 2.19

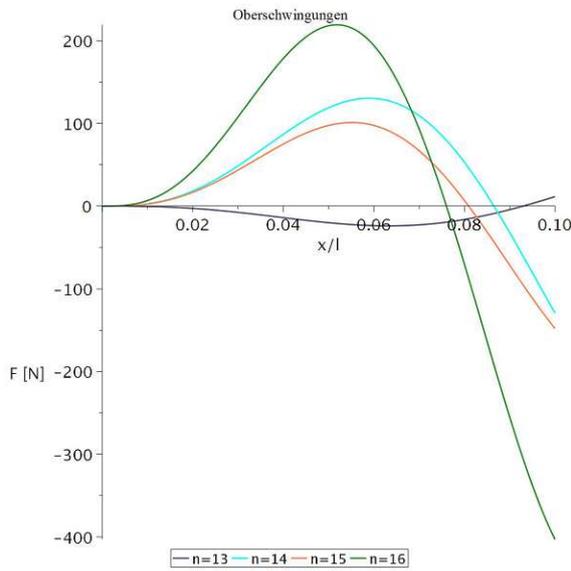
$$F_{Schnitt_{max}} = 4a\pi^2 \left(\frac{1}{4\pi} \frac{r}{l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}} (\pi\alpha_n)^2 \right)^2 W(\alpha_n, \chi) \quad (2.42)$$

Da die maximale Amplitude nicht immer im selben Balkenabschnitt auftritt, wird die Schnittkraft über die relative Balkenlänge, für verschiedene Parametervariationen, aufgetragen.

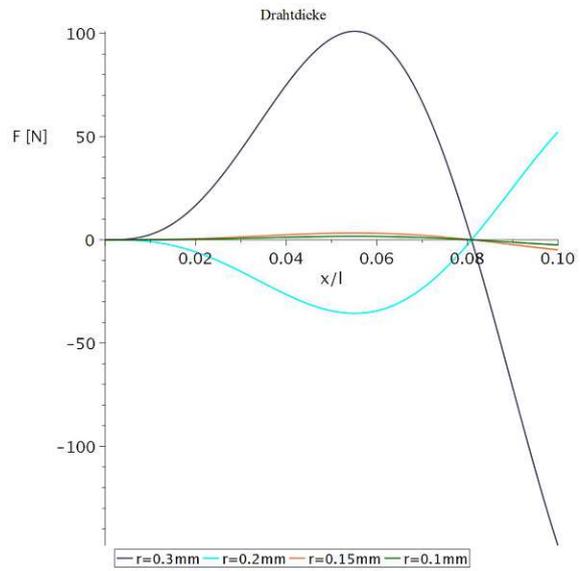
Dabei wurde die Kraft auf ein 20mm dickes Werkstück ausgewertet ¹². Die Parametervariation liefert folgende Erkenntnisse:

- Ein dickerer, Abb. 2.11b und kürzerer Draht, Abb. 2.12a, übt eine höhere Schnittkraft aus
- Eine Amplitudenerhöhung geht linear in eine Schnittkraftsteigerung ein, Abbildung 2.12b
- Die Schnittkraft erhöht sich drastisch, wenn statt der 13. Oberschwingung mit der 14. Oberschwingung angeregt wird

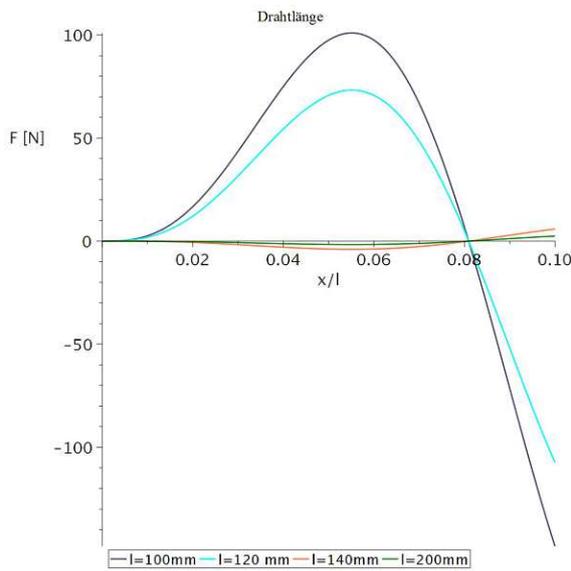
¹²Die minimale Waffelblockdicke beträgt 20mm.



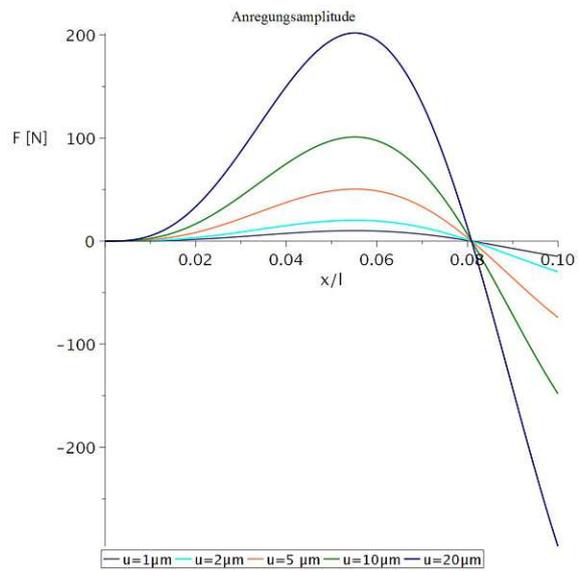
(a) F vs. Anregungsfrequenz



(b) F vs. Drahtradius



(a) F vs. Drahtlänge



(b) F vs. Anregungsamplitude

Abbildung 2.12: Parametervariation

2.3 Finite Elemente Modell des Drahtes

2.3.1 Setup

Wie bei den vorhergehenden analytischen Betrachtungen, wird der Draht als Balken modelliert. In einer statischen Analyse wird ein Drahtende fest eingespannt, indem alle Freiheitsgrade am äußersten Knotenpunkt gesperrt werden, siehe Punkt C in Abbildung 2.13. Am gegenüberliegenden Balkenende, Punkt B, werden alle Verschiebungen und Rotationen am letzten Knotenpunkt einzeln gesperrt. Dies ist notwendig um in späterer Folge eine Anregung zur Ermittlung des Antwortspektrums in einer Richtung vorgeben zu können. Der Balken wird vorgespannt, wie in Punkt A angedeutet. Aus dem analytischen Betrachtungen ist eine Vorspannkraft von ca. 213N notwendig, um die Eigenfrequenz in die Anregungsfrequenz zu verschieben. Deshalb wird die Vorspannkraft parametrisiert und die Analyse für die Vorspannkraften 0, 10, 100, 250, 700 [N] durchgeführt.

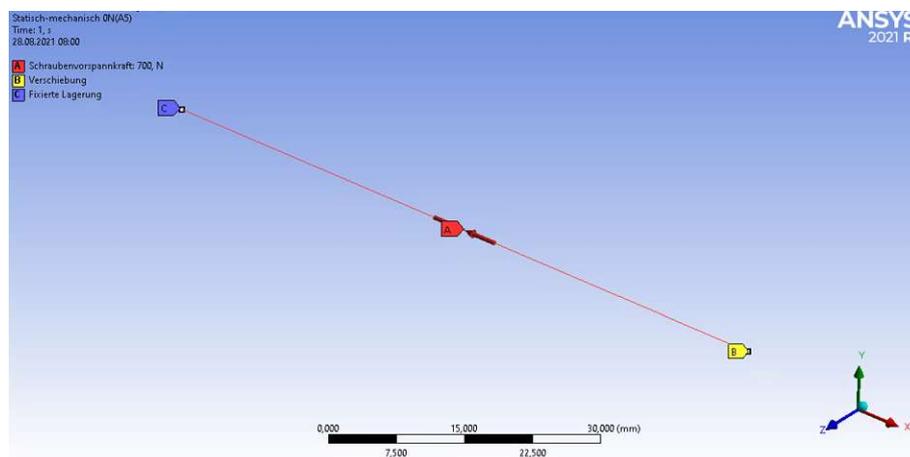


Abbildung 2.13: Randbedingungen der Finite Elemente Methode des Drahtes

2.3.2 Modalanalyse

In der Modalanalyse werden die Randbedingungen der statischen Analyse berücksichtigt. Das Ergebnis der Modalanalyse entspricht der Lösung der Bewegungsgleichung in 2.12. Da keine dissipativen Einflüsse berücksichtigt werden, ist die Lösung stationär und zeitunabhängig. In der Realität sind Verluste durch Reibung unvermeidbar. Daher klingt die hier ermittelte Schwingungsantwort ab und ist nur noch transient. Die beiden Methoden weisen im Schnitt eine Abweichung von 4.1% auf. Es wurde keine Konvergenzstudie durchgeführt, da die vorhandene Diskretisierung ausreichend genau für das Gesamtmodell ist.

Tabelle 2.3: Ergebnisse für die 16. Grundschiwingung

Vorspannkraft [N]	Frequenz Analysis [Hz]	Frequenz Simulation [Hz]	Error
0	12632	13307	0,050
10	13080	13739	0,048
100	16575	17136	0,033
250	21145	21631	0,023
700	29816	31429	0,051

2.3.3 Antwortspektrum

Das Antwortspektrum erlaubt die Berechnung der Strukturantwort auf eine harmonische Erregung. So soll das stationäre Strukturverhalten analysiert werden. Als Anregung werden $5\mu\text{m}$ Amplitude bei 20kHz normal zur Balkenachse angesetzt. So wird eine transversale Schwingung im Balken induziert. Das Verhalten der Balkenschwingung bei Parametervariation der Vorspannkraft soll untersucht werden. Dabei wird der maximale Wert der y- Koordinate (parallel zu Anregungsrichtung) über den gesamten Balken ausgewertet. Die vollständigen Simulationsergebnisse können im Anhang 9 eingesehen werden. Bei

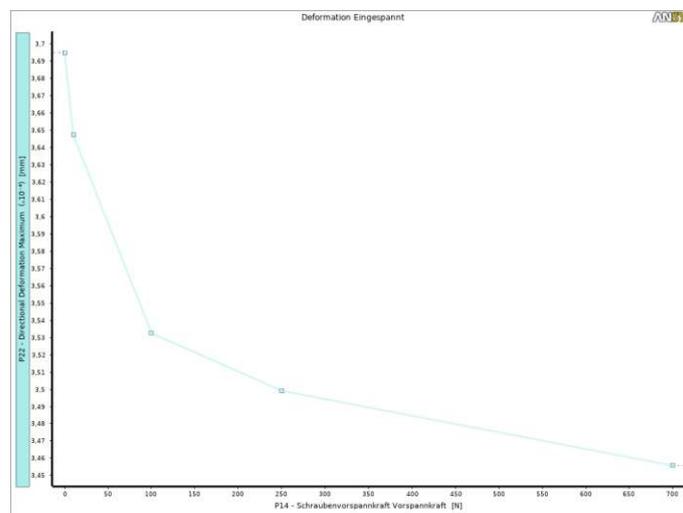


Abbildung 2.14: Maximale Auslenkung des Drahtes in Abhängigkeit der Vorspannung
steigender Vorspannkraft wird die Auslenkung immer geringer.

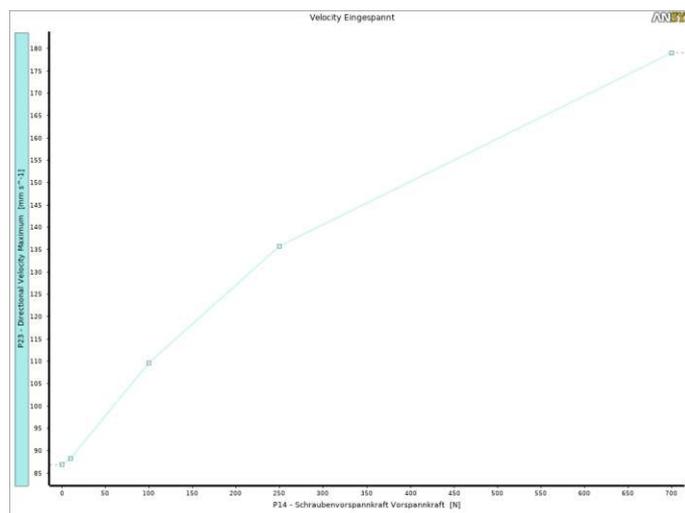


Abbildung 2.15: Maximale Geschwindigkeit in y-Richtung des Drahtes in Abhängigkeit der Vorspannung

Trotzdem wird die Geschwindigkeit der transversalen Auslenkung immer größer. Der

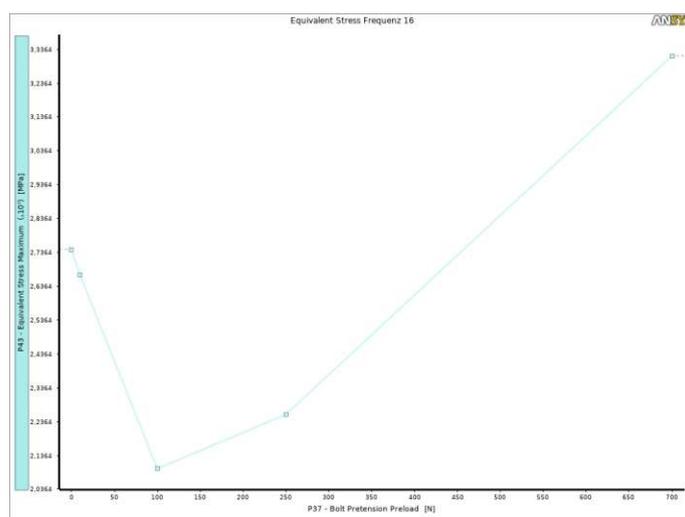


Abbildung 2.16: Spannungszustand bei 16. Oberschwingung

bisher eingesetzte Draht des Werkstoffs DIN/EN-1.0615 hält eine maximale Zugspannung von $\sigma_{zul} = 2840\text{N/mm}^2$ aus. Zugversuche mit einem 0.6mm dicken Draht haben eine maximale Zugspannung von 1040N ergeben, wobei sich die theoretische maximale Zugkraft zu $F_{zug} = A\sigma_{zul} = 0.6^2\pi\sigma_{zul}\frac{1}{4} = 802\text{N}$ errechnet.

2.4 Modellvergleich

Die Auswertung findet in der Drahtmitte statt. Dies ist nicht optimal um die beiden Methoden untereinander zu vergleichen, da nicht jeder Draht in der Mitte den maximalen Ausschlag, bzw. die maximale Geschwindigkeit erreicht. Die Absolutwerte in der Tabelle 2.4

Tabelle 2.4: Ergebnisse

Vorsp. [N]	Verschiebung Simulation [mm]	Verschiebung Analysis [mm]	Geschw. Simulation [mm/s]	Geschw. Analysis [mm/s]
0	0,005	0,010	301,11	0,994E3
10	0,005	0,009	58,606	0,687E3
100	0,0317	0,010	1140,9	0,546E3
250	0,005	0,007	371,62	0,440E3
700	0,0067932	0,009	441,46	0,427E3

können nicht verglichen werden, da die Verschiebungen und Geschwindigkeiten aufgrund der Ergebnisse in der Modalanalyse ermittelt wurden. Besonders im Resonanzfall sind die theoretisch ermittelten Werte, aufgrund der vernachlässigten Dämpfung, unrealistisch. Dennoch kann ein qualitativer Vergleich angestellt werden. Sowohl die FEA als auch die analytische Berechnung zeigen, dass bei steigender Vorspannkraft die transversale Auslenkung abnimmt. Umgekehrt verhält es sich bei der Geschwindigkeit in transversaler Richtung. Der nicht vorgespannte Draht hat die maximale Auslenkung. Der auf 100N vorgespannte Draht weist in der Simulation die höchste Geschwindigkeit auf. Die analytische Lösung liefert hier den zweithöchsten Wert.

Die Differenz zwischen den Rechenmethoden ergeben sich aufgrund der Kombination der einzelnen Moden. Daher wurde die Auslenkung und die Geschwindigkeit bei der analytischen Berechnung auch für die nächsthöheren Moden ermittelt. Die Anteile der einzelnen Moden zur Gesamtschwingung können im Anhang 9 in der Spalte "Ratio eff. Mass to total Mass" nachgelesen werden. Ansys kombiniert die Ergebnisse mehrerer Moden je nach gewählter Methode. Einige sollen hier aufgezeigt werden:

- *SRSS* Die Summe der Wurzel aller Quadrate errechnet sich zu

$$R_a = \sqrt{\sum_{i=1}^n R_i^2}$$

- *CQC* Die vollständige Kombination aller Quadrate

$$R_a = \sqrt{\left| \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \varepsilon_i \varepsilon_j R_i R_j \right|}$$

- *Rosenblueth Method* Diese Methode erhält das Vorzeichen der einzelnen Moden im Vergleich zur CQC- Methode:

$$R_a = \sqrt{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \varepsilon_i \varepsilon_j R_i R_j}$$

Aus der analytischen Berechnung lassen sich auch die Phasenverschiebungen zwischen den einzelnen Moden herauslesen. Diese werden jedoch nicht in den SRSS der Moden berücksichtigt, da nicht bekannt ist, wie Ansys die Moden überlagert (siehe Ansys Tutorial: Earthquake Analysis). Die Absolutwerte im Resonanzbereich zu vergleichen ist sehr unseriös. Ein Vergleich der beiden Methoden findet in Abbildung 7.1 statt.

3 Konzepte zur hochfrequenten Anregung

3.1 Anforderungen

Der Schneidrahmen führt die Schneiddrähte. Bisher waren die Drahhalterungen im Rahmen verschraubt, die ihrerseits eine Aufnahme für die Schneiddrähte boten, wie in Abbildung 3.1 ersichtlich. Der Schneidrahmen für das ultraschallunterstützte Schneiden ist

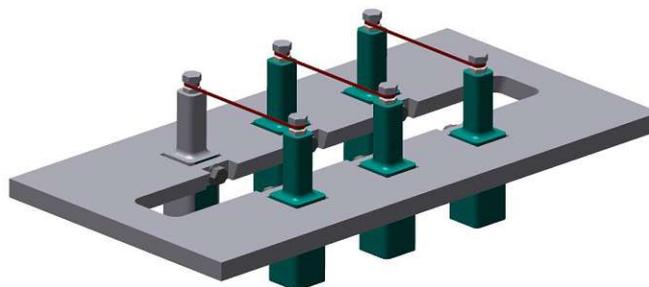


Abbildung 3.1: Schneidrahmen bisher

einer hochdynamischen Belastung ausgesetzt und muss zusätzlich folgende Anforderungen erfüllen:

- Aufnahme der Halterungen ohne große Reibverluste beim Schwingen (möglichst keine Gewinde)
- Steifigkeit ausreichend um Längenänderung des Drahtes unter Vorspannung gering zu halten, sodass die Resonanzfrequenz des Drahtes sich nicht sonderlich ändert, siehe Abbildung 2.3

Zusätzlich soll die Entwicklung des Schneidrahmens unter folgendem Aspekt durchgeführt werden:

- Lasteinleitungsstellen möglichst nahe der mittleren Plattenebene (Torsion vermeiden)

Die geometrischen Abmaße der Einspannstellen sowie die Öffnung für die Durchführung des Waffelblocks soll beibehalten werden. Im Folgenden werden die Konzepte für Schneidrahmen vorgestellt und aufgrund der Lagerung unterschieden.

Eine Skizze des Rahmens, Abbildung 3.2, zeigt den qualitativen Rahmenaufbau. Dieser besteht aus Schneiddrähten, deren Kopplung mit dem Rahmen einer festen Einspannung in diesem entspricht. Weiters üben Piezoaktuatoren eine Kraft auf den Rahmen aus (blaue Pfeile). Die Anzahl n an Schneiddrähten soll skalierbar zwischen $n \in [2..10]$ sein. Die erforderliche Anzahl an Piezoaktuatoren sowie deren Anordnung soll in dieser Arbeit bestimmt werden.

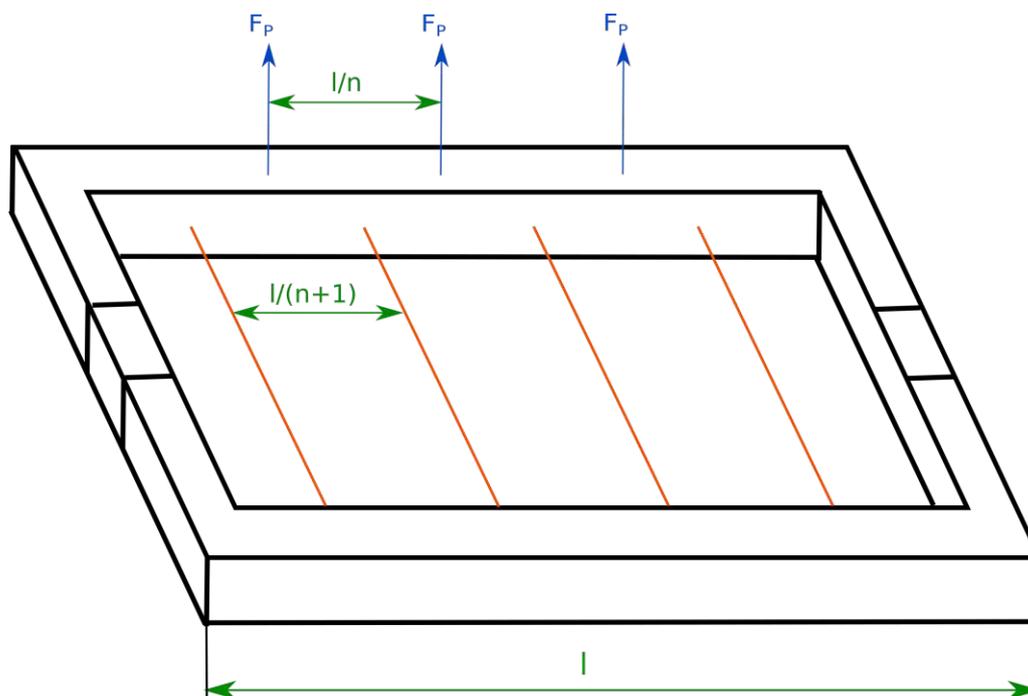


Abbildung 3.2: rot: Schneiddrähte, blau: Kraft von den Piezos auf den Rahmen, grün: Maßangaben, n ... Anzahl der Schneiddrähte

3.2 Eingespannter Rahmen

Bei genauer Betrachtung der Auslenkung des Rahmens in der x - z -Ebene, erfahren die Drahtachsen nicht nur eine transversale, sondern auch eine longitudinale Verschiebung, siehe Abbildung 3.3. Demnach wird der Draht sowohl in z (Schneidrichtung), als auch in

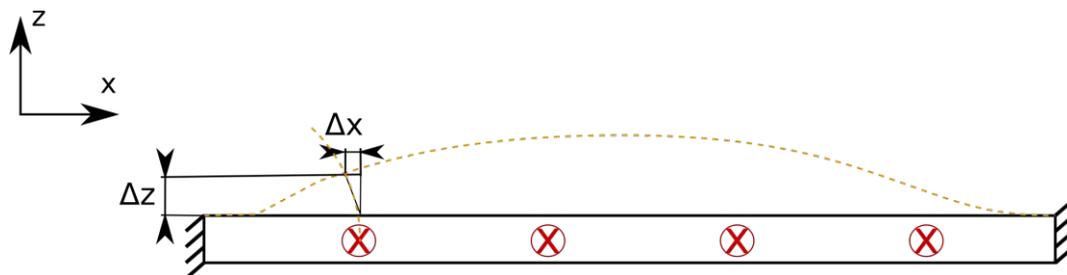


Abbildung 3.3: Durchbiegung eines eingespannten Rahmens und die Verschiebung des Drahteinspannpunktes

x- Richtung angeregt. Dies wirkt sich auf die Schnittgenauigkeit aus, da die Schnittbahn breiter wird, als der Draht selbst. Weiters kann der Draht bei Querbelastung durch das Schnittgut instabil werden und normal zur Schnittrichtung ausknicken.

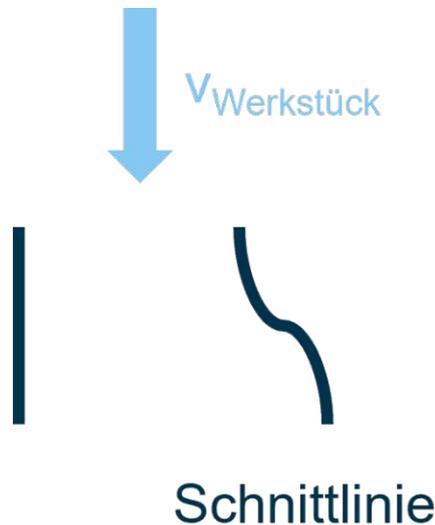


Abbildung 3.4: Schnittführung eines ausgelenkten Drahtes im Vergleich zum stabilen Draht

3.2.1 Biegeschwingungen im Rahmen

Charakteristisch für eine Platte ist ihre geringe Höhe in Relation zu den anderen Abmessungen. Wird sie durch normal zur Grundfläche stehende Kräfte erregt, so treten ausschließlich Biegeschwingungen auf [14]. Die Durchbiegung einer Rechteckplatte bei einer Flächenlast $q(x)$ lässt sich nach [27, p.186] folgendermaßen anschreiben:

$$\frac{d^4 w}{dx^4} = \frac{12(1 - \nu^2)}{Ebh^3} q(x) \quad (3.1)$$

Dabei kann die Querlast als Trägheitskraft $q = \rho b \ddot{w}$ je Längeneinheit interpretiert werden. Die Bewegungsgleichung zur Beschreibung der Biegewellen in einer Platte wurde in [27, p.193 ff.] anhand der Kirchoffschen Plattentheorie hergeleitet. Die Eigenkreisfrequenz einer frei gestützten Rechteckplatte¹³ mit den Seitenlängen "a,b" und der Biegesteifigkeit $B = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ [27, p.193ff.] lautet

$$\omega_{mn} = \pi^2 \left[\left(\frac{m}{a} \right)^2 + \left(\frac{n}{b} \right)^2 \right] \frac{B}{\rho h} \quad (3.2)$$

¹³Bei geeigneten geometrischen Abmaßen lässt sich die Platte als Membran betrachten. Die Herleitung der Eigenkreisfrequenz einer rechteckigen Membran kann in [5, p.64] nachgelesen werden.

Die Eigenfrequenzen von Rechteckplatten bei verschiedenen Randbedingungen sind in [4, Tab. 5.3] einsehbar. Der Betrag der Eingangsadmittanz ¹⁴, einer harmonisch angeregten, gedämpften Rechteckplatte, an den Koordinatenpunkten x_{10}, x_{20} , wurde von F. Kollmann in [14, p.77] formuliert.

$$\frac{v}{F} = |h_E| = \frac{4\Omega}{\rho abh} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin^2\left(\frac{m\pi x_{10}}{a}\right) \sin^2\left(\frac{n\pi x_{20}}{b}\right)}{\sqrt{(\omega_{mn}^2 - \Omega^2) + \Omega^2 \omega_{mn}^4}} \quad (3.3)$$

Aus der Analyse der Plattenschwingung 3.2 geht hervor, dass die Masse reduziert werden muss, um höhere Eigenkreisfrequenzen zu erreichen. Eine Annäherung der Eigenkreisfrequenz an die Anregungsfrequenz Ω führt zur Reduktion der inneren Dämpfung und einer höheren Eingangsadmittanz, wie aus Gleichung 3.3 ersichtlich. So kann die Anregungsamplitude an den Stellen der Drahthalterungen konstruktiv beeinflusst werden. Dinkler schließt aus experimentellen Untersuchungen, dass der Dämpfungsgrad, bei harmonischer Anregung, näherungsweise unabhängig von der Anregungsfrequenz ist [7].

3.2.2 Direkte Drahtanregung

Ist der Rahmen eingespannt, bleibt als Alternative zur Anregung über die Biegeschwingungen im Rahmen noch die direkte Anregung der Schneiddrähte. Von der Anregung mittels Schalldruck wird abgesehen, da die Umgebungsbedingungen je nach Einsatzgebiet unterschiedlich sind und die Schneideinheit nicht von der restlichen Anlage schalldicht abgekoppelt werden kann.

- Berührung mit einer Rolle

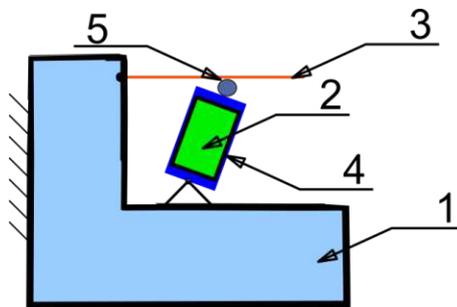


Abbildung 3.5: Draht durch Rolle angeregt; 1: Rahmen, 2: Piezo, 3: Draht, 4: Piezohalterung, 5: Spannrolle

Der Piezo wird in einer Hülse untergebracht, auf der eine Rolle befestigt ist. Die Hülse folgt der Längsdehnung des Piezos und drückt so die Rolle gegen den Draht.

- Berührung mit dem Piezo
Der Piezo ist in Abb. 3.6 im unbelasteten Zustand eingezeichnet. Durch eine ausreichend große Zugkraft im Draht geht dieser vom Zustand 4 (unbelastet) in 3

¹⁴Die mechanische Admittanz setzt die komplexen Koeffizienten der Kraft F und der Geschwindigkeit v in Beziehung, um die dynamische Reaktionsfreudigkeit technischer Systeme zu quantifizieren. Eine niedrige Admittanz deutet auf ein träges System hin, wohingegen eine hohe Admittanz auf ein schnell reagierendes System schließen lässt [12].

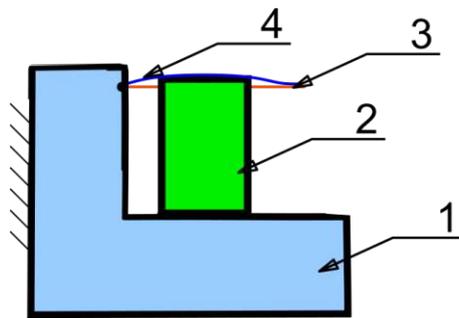


Abbildung 3.6: Draht durch Piezo angeregt und vorgespannt; 1: Rahmen, 2: Piezo, 3: Draht ungedehnt, 4: Draht nach Piezoeinbau

(vorgespannt) über. So wird der Piezo gestaucht und einer Vorspannkraft ausgesetzt, die abhängig von der Zugspannung im Draht ist. So können beide Vorspannkraften in einem Arbeitsschritt aufgebracht werden.

Der Nachteil dieser Anregungsarten ist die zusätzliche Querbelastung des Drahtes, die in einer proportional höheren Zugbelastung in den Einspannstellen resultiert.

3.3 Rahmen drehbar gelagert

Der Schneidrahmen führt eine Wippbewegung aus. Der Drehwinkel wird durch ein Feder-Dämpfer System begrenzt. Die Anregung erfolgt durch einen Piezo, dessen Hubbewegung durch einen Kurbeltrieb in eine Drehbewegung umgewandelt wird. Der Aufbau wird

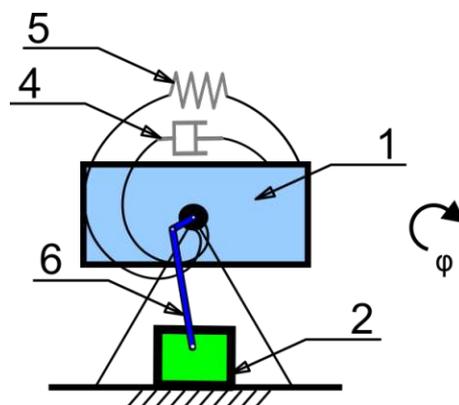


Abbildung 3.7: Rahmen als Wippe gelagert; 1: Rahmen, 2: Piezo, 4: Dämpfer, 5: Feder, 6: Kurbeltrieb

kompliziert, wenn die Antriebseinheit auch in der Drehachse untergebracht werden muss.

3.4 Rahmen als linearer Schwinger

3.4.1 Rahmen im Rahmen geführt

Wird der Rahmen, der die Schneiddrähte führt mittels linearer Feder auf einem Führungsrahmen gelagert, entsteht ein schwingungsfähiges System. Mithilfe der Feder kann die

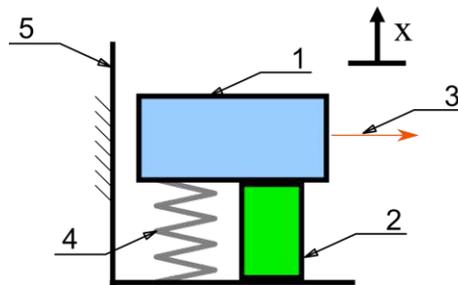


Abbildung 3.8: Rahmen im Rahmen gelagert; 1: drahtführender Rahmen, 2: Piezo, 3: Draht, 4: Feder, 5: äußerer Rahmen

notwendige Vorspannkraft für den dynamischen Betrieb des Piezos sehr genau eingestellt werden, da Federkennlinien flacher sind als Schraubenkennlinien. Die seitliche Führung des Rahmens übernimmt der äußere, eingespannte Rahmen. Allerdings ist die Anordnung so eingebaut (Abbildung 1.1), dass die Erdanziehungskraft in die positive x -Richtung wirkt. Somit muss die Feder, zusätzlich zur effektiven Piezokraft auch die statische und dynamische Auslenkung des Rahmens kompensieren. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, dass der innere Rahmen im äußeren verkantet.

3.4.2 Rahmen mit serieller Anordnung von Piezo und Federn

Wird die Feder in Serie mit dem Piezoaktuator angeordnet, Abbildung 3.9, arbeiten Feder und Piezo gegeneinander. Somit muss die Feder nicht alle Kräfte auf Zug aushalten. Der Rahmen wird durch Passschulerschrauben nach ISO 7379 (7) geführt, auf denen Gleitlagerhülsen (5) aufgedrückt sind. Der Rahmen (1) ist fest eingespannt, wie der Rah-

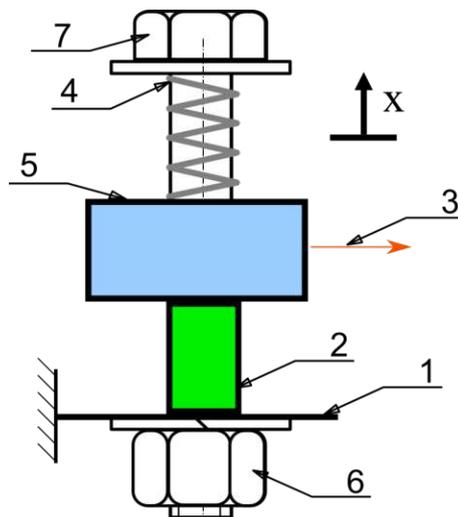


Abbildung 3.9: Rahmen mit serieller Anordnung von Feder und Piezo; 1: eingespannter Rahmen, 2: Piezo, 3: Draht, 4: Feder, 5: Schneidrahmen, 6: Mutter, 7: Passschraube

men in Abbildung 3.2. Der Schneidrahmen (5) führt die Schneiddrähte (3) und hat den Freiheitsgrad x . Der Piezo (2) befindet sich zwischen den Rahmen. Eine in Serie zum Piezo

angeordnete Feder sorgt für die notwendige Vorpannung des Piezos. Eine Schraube mit Flansch (6) bietet der Feder eine Auflagefläche. Die gesamte Anordnung wird durch eine Passschultererschraube zusammengehalten.

3.5 Evaluierung

Ein Vergleich der Rahmenkonzepte aus dem Kapitel 3 soll die Konzeptauswahl erleichtern. Die Auswahl erfolgt anhand einer Nutzwertanalyse, da alle vorgestellten Konzepte die Anforderungen aus 3.1 erfüllen und jedes Konzept seine Vor-/ Nachteile bedingt. Diese werden in Tabelle 3.1 quantifiziert.

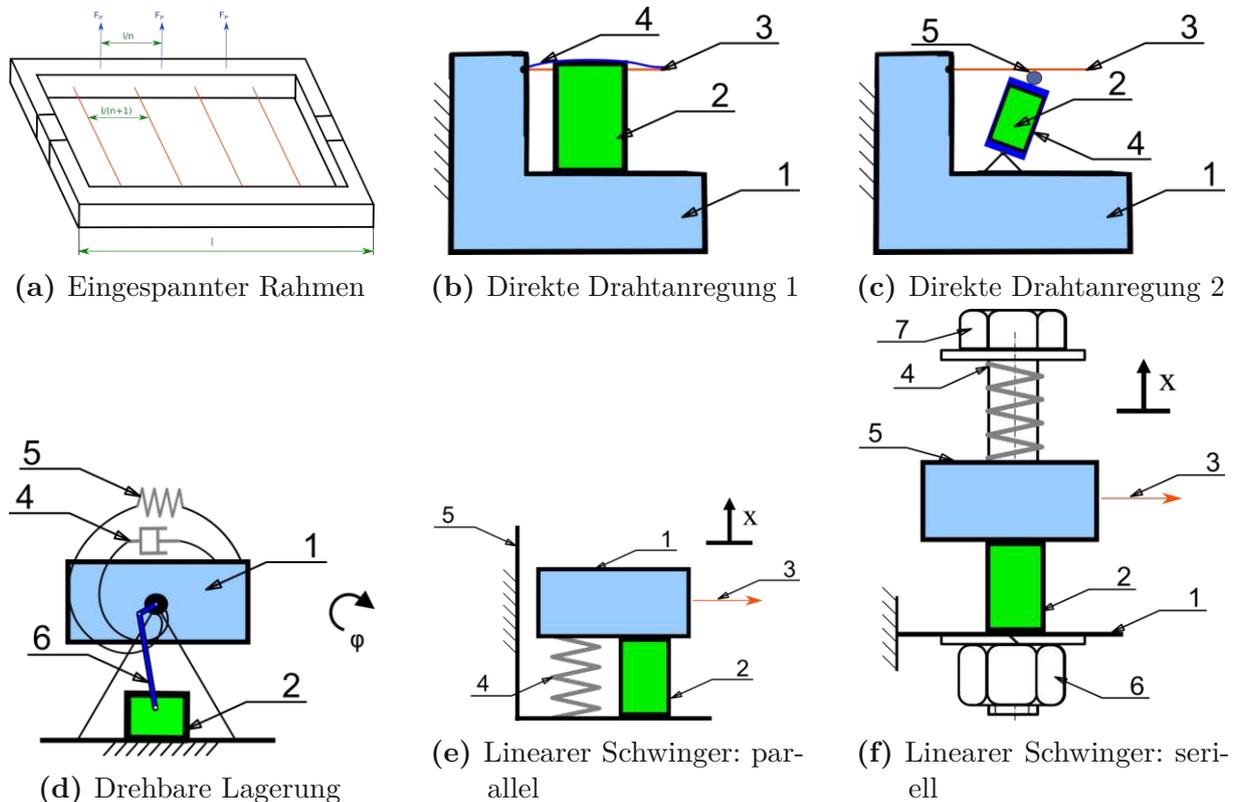


Abbildung 3.10: Vergleich der Rahmenkonzepte

Zur Entscheidungsfindung werden folgende Merkmale bewertet:

- *Funktion*: Wie wahrscheinlich funktioniert das Prinzip?
- *Kosten*: Rohteil-, Fertigungs- und Montagekosten
- *Komplexität*: theoretische und praktische Abstimmung (Resonanzfrequenz, Impedanz, Federweg)
- *Robustheit*: FMEA, Skalierbarkeit

Wie bereits bei der Vorstellung der 0-FG Konzepte erwähnt, eignet sich der fest eingespannte Rahmen aufgrund der Anregung des Drahtes in Plattenebene, was in weiterer Folge zu einem instabilen Drahtverhalten unter Last führt, nicht für diese Anwendung. Die Anregung des Drahtes über Berührung geht mit einer punktuell höheren Querlast und einer erhöhten Zuglast des Drahtes einher. Wie in Abbildung 3.10b ersichtlich, ist die Vorspannung des Drahtes mit der Vorspannung des Piezos gekoppelt. Diese Kopplung

Tabelle 3.1: Nutzwertanalyse der Rahmenkonzepte

Konzept (Gewichtung)	Komplexität (0,1)	Funktion (0,4)	Robustheit (0,1)	Kosten (0,2)	Summe
eingespannt	1	0,1	0,5	1	0,39
Draht direkt 1	0,9	0,2	1	1	0,47
Draht direkt 2	0,3	1	0,8	0,5	0,61
Wippe	0,3	1	0,3	0	0,46
lin. Schwinger parallel	0,8	0,6	0,9	0,7	0,55
lin. Schwinger seriell	0,8	1	1	0,8	0,74

erhöht die Komplexität des Konzeptes merklich, da sich die thermische Ausdehnung von Quartz und Stahl unterscheidet. Die Anregung über eine Rolle, unter der ein im Zylinder vorgespannter Piezo sitzt, hebt diese Kopplung auf. Allerdings wird die Vorspannung des Drahtes über den Winkel des Zylinders eingestellt. Da keine Verdrehsicherung vorgesehen wird, ist das Konzept fragil. Die Anregung des drehbar gelagerten Rahmens ist schwer umzusetzen. Der Kurbeltrieb ist einer hochfrequenten oszillierenden Bewegung ausgesetzt. Die Drehbewegung muss durch eine Feder- Dämpfer Kombination begrenzt werden. Weiters ist die Platzierung des Piezos problematisch: Dieser müsste nach derzeitigem Kenntnisstand außerhalb des Rahmens platziert werden.

Der lineare Schwinger mit paralleler Anordnung von Piezo und Feder ist ebenfalls schwer umzusetzen, da die Anbindungspunkte beider Elemente hohen Zugbelastungen ausgesetzt sind.

Der lineare Schwinger in serieller Anordnung kann am einfachsten gefertigt und montiert werden. Die Anordnung kann nach Bedarf mehrfach am Rahmen angebracht werden, falls bei höherer Belastung aus mehreren Schneiddrähten andere Randbedingungen nicht mehr erfüllt würden.

Aus der Nutzwertanalyse in Tabelle 3.1, die in Zusammenarbeit mit dem Research& Development Team der Business Unit Wafer in Leobendorf durchgeführt wurde, geht hervor, dass das Konzept des linearen Schwingers am besten für die Prototypenentwicklung geeignet ist.

4 Konzeptausarbeitung

Unter der Annahme *alle Körper seien starr* lässt sich, mithilfe des Schwerpunktsatzes, eine Funktion für die Masse des Schneidrahmens in Abhängigkeit der Federkonstante herleiten.

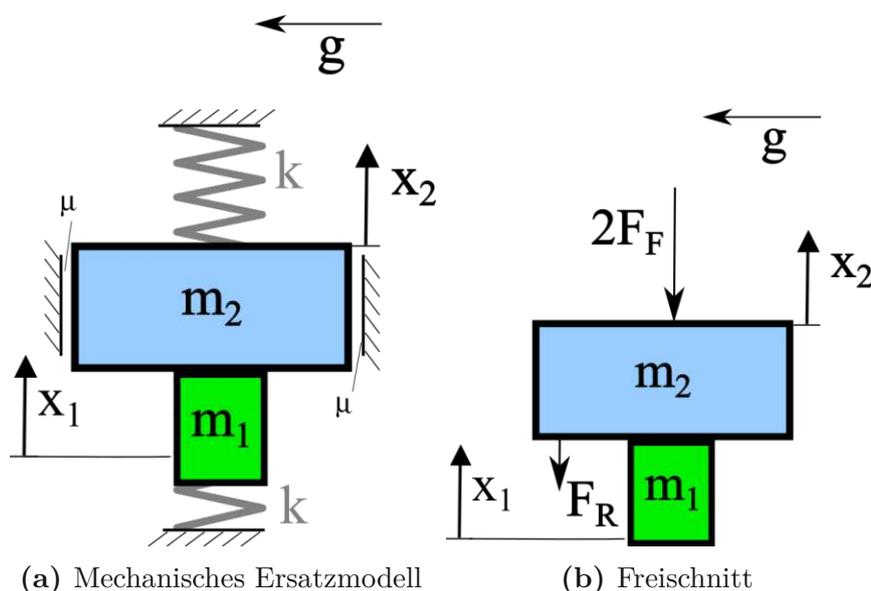


Abbildung 4.1: Versuchsaufbau

Das Konzept aus Abbildung 3.10f ist so eingebaut, dass der Rahmen in die Vorschubrichtung des Werkzeugs schwingt¹⁵, siehe Abbildung 1.1. Das Koordinatensystem wird derart platziert, dass die x -Richtung in die Vorschubrichtung schaut. Dementsprechend wirkt die Erdbeschleunigung g in der Abbildung 4.1 nach links. Als Gleitreibungskoeffizient wird ein mittlerer Wert für eine Stahl/Bronze Paarung angenommen, $\mu = 0,18$. Der Aktuator wiegt laut Datenblatt (Kapitel 9) $m_1 = 1,4\text{kg}$ und wirkt mit seiner Trägheitskraft von außen auf das System. Die Schwingungsamplitude des Aktuators, x , wird ebenfalls aus dem Datenblatt entnommen.

Aus dem Schwerpunktsatz in x -Richtung folgt:

$$(m_1 + m_2) \ddot{x} = -2kx - \mu m_2 g \text{sign}(\dot{x})$$

Die Ansatzfunktion für die Auslenkung wird wie in Gleichung 2.13 gewählt. Dabei wurde berücksichtigt, dass im eingeschwungenen Zustand die angeregte Masse m_2 mit der Erregerfrequenz schwingt. Die maximale Amplitude der Beschleunigung tritt bei $\hat{\dot{x}} = -x\omega^2$ auf. Somit ergibt sich die auf x beschleunigbare Masse des Schneidrahmens

$$m_2 = -2k \frac{x}{\hat{\dot{x}}} - \mu m_2 \frac{g}{\hat{\dot{x}}} \text{sign}(\dot{x}) - m_1$$

als Funktion der Federkonstanten k . So kann abhängig vom Aktuator die Feder ausgewählt werden. In der Abbildung 4.2 ist die Federkonstante in der Einheit $[\text{N m}^{-1}]$ aufgetragen,

¹⁵ Anders als in Abb. 1.1 dargestellt, wird die Drahtschneidevorrichtung im rechten Winkel zur Vorschubrichtung des Werkzeugs eingebaut. Dies soll die Kompatibilität zum bestehenden Prüfstands Aufbau

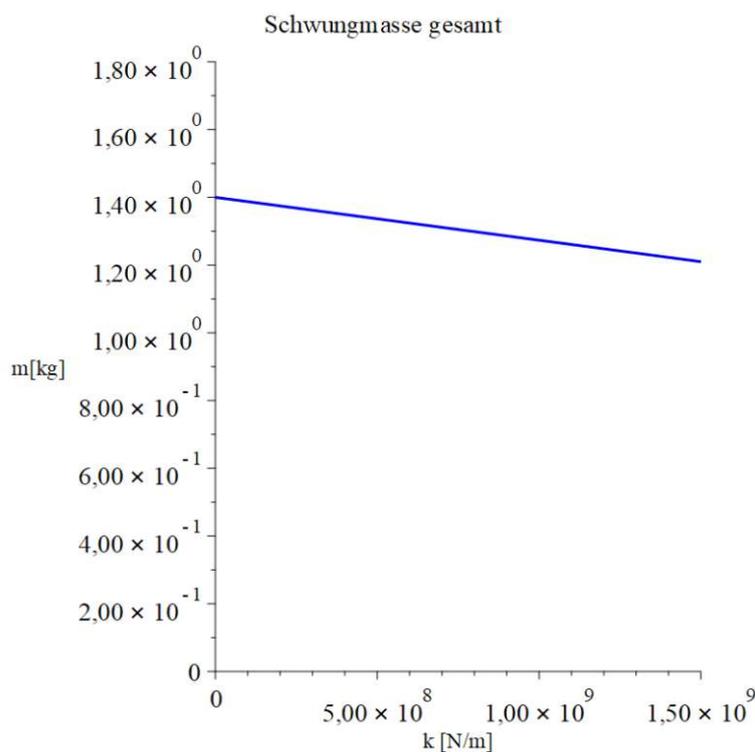


Abbildung 4.2: Masse des Schneidrahmens in Abhängigkeit der Federkonstante

da der funktionale Zusammenhang sonst nicht sichtbar wäre. Bei einer Auslenkung um $\pm 5 \mu\text{m}$ ist die Änderung der Federkraft demnach vernachlässigbar klein.

erhöhen.

4.1 Aktuatorwahl

Wie in Gleichung 1.6 aufgezeigt, soll der Piezoaktor eine Amplitude von $8\mu\text{m}$ bei 20000Hz schaffen. Da der Schneidrahmen entlang mehrerer Zylinderflächen gleiten kann, ist die optimale Anregung mit Ringaktoren zu bewerkstelligen. Diese können auf die Zylinderflächen gezogen werden und regen den Rahmen gleichmäßig an, sodass kein Verkippen auftritt. Aufgrund der Verfügbarkeit wird für den Funktionstest ein Ultraschallkonverter der Fir-



Abbildung 4.3: Ringaktor HPStVS Piezosystems Jena [21]

ma Sonikks GmbH mit der Bezeichnung "MPPH-LA-AL-20-4000-BNC" eingesetzt. Das Datenblatt ist im Anhang 9 einsehbar. Zu den wichtigsten Angaben zählen

- Frequenz 20kHz
- Amplitude $\pm 5\mu\text{m}$ (im unbelasteten Zustand)

Leider steht für den Ultraschallkonverter kein Kraft- Verschiebungsdiagramm (wie in Abb. 4.4) zur Verfügung. Somit ist auch das Verhalten im Belastungsfall nicht bekannt und

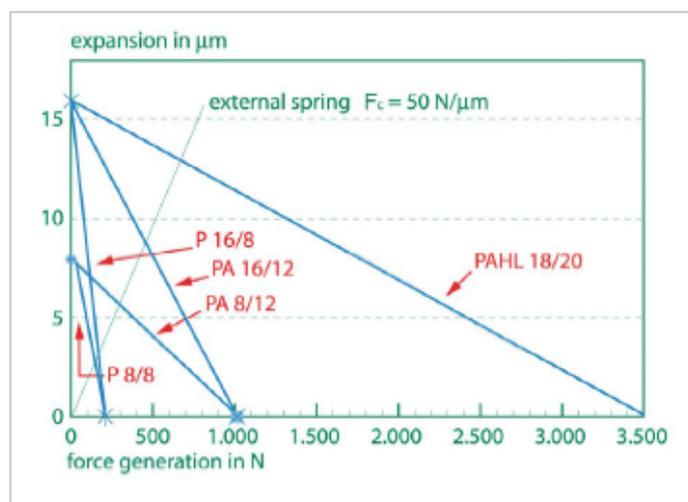


Figure 4.5.1: Stress strain diagram of piezoelectric actuators.

Abbildung 4.4: Kraft Verschiebungsdiagramm [21]

muss aus Simulationsergebnissen ermittelt werden. Die Funktionsweise des Konverters lässt sich bei Betrachtung des Innenaufbaus, Abb. 4.4, erklären.

4.1.1 Funktionsweise Sonniks Ultraschallkonverter

Piezoelemente (PZT elements) sind jeweils von Elektroden umgeben. Diese dehnen sich proportional zur Spannungsänderung aus. Die Metallblöcke verschieben sich aus der Ursprungslage, je nach Masseverteilung. Da ein Ende des Konverters an der zu erregenden Struktur befestigt ist, ist die Trägheit an den Konverterenden nicht gleich. Somit wird das freie Ende weiter ausgelenkt. Aus einer Anfrage an den Hersteller Sonniks geht hervor,

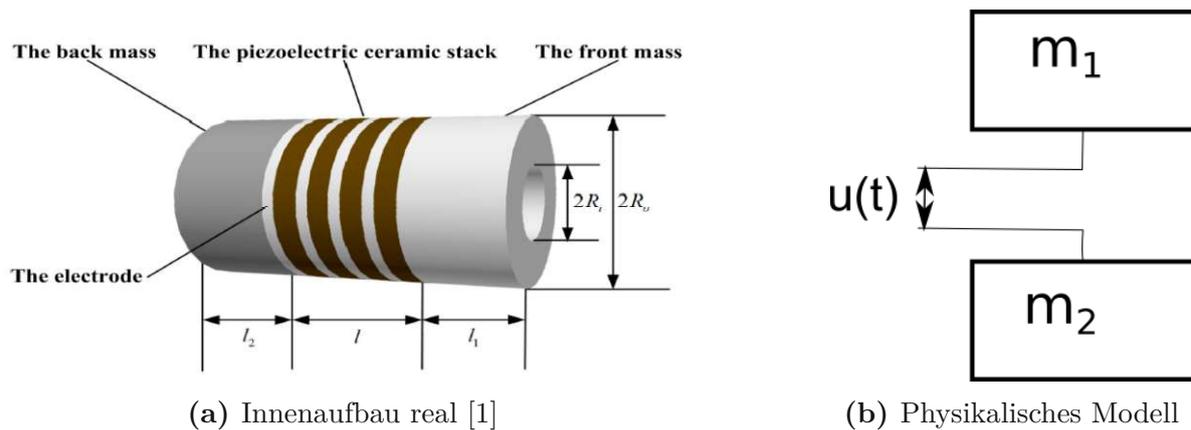


Abbildung 4.5: Finite Elemente Modell für den Aktuator

dass die beiden Massen nicht gleich groß sind. Aus der Gesamtmasse lässt sich nicht schließen, welcher Anteil auf die Massen, den Piezostapel, Gehäuse und Elektronik entfällt. Am realen Aktuator ist eine Trennlinie erkennbar. Die geometrischen Verhältnisse der beiden Zylinderhälften wurden im CAD Modell berücksichtigt und so die Masseverteilung approximiert. Für den weiteren Verlauf wird angenommen, dass die untere Masse 0,64kg und die obere 0,79kg beträgt.

4.1.2 Finite Elemente Modell des Aktuators

Das Finite Elemente Modell des Aktuators besteht aus zwei Massen die durch ein Gelenk verbunden sind. In dem Gelenk werden Verschiebungen $u(t) = 5\mu\text{m} \cos(2\pi 20000t)$ aufgebracht, die der Auslenkung des Piezostapels im realen Aktuator entsprechen. Um den Einfluss der gekoppelten Struktursteifigkeit auf die ausgeübte Kraft aufzuzeigen, wird zwischen einer steifen und einer nachgiebigen Lagerung verglichen.

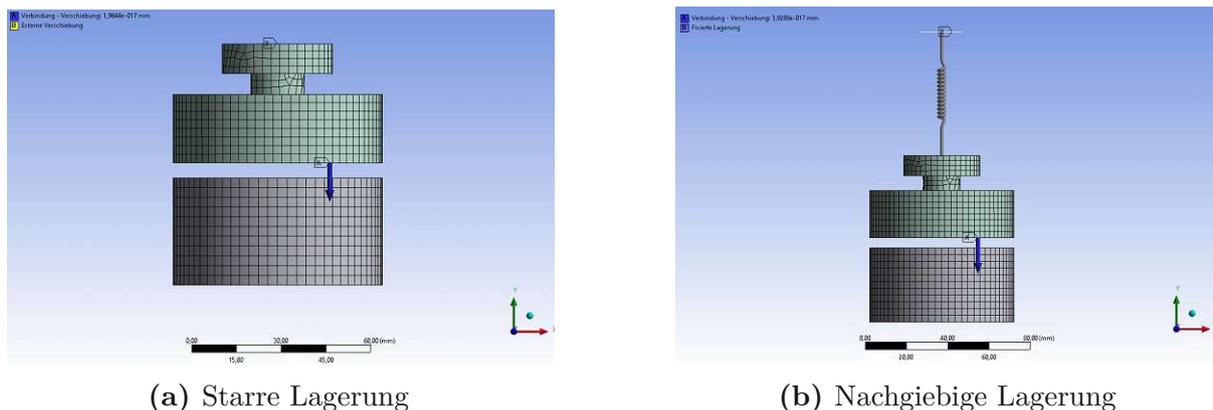


Abbildung 4.6: Auflagerkräfte bei Variation der Lagersteifigkeit des Aktuators, Finite Elemente Modell

4.1.3 Mechanisches Modell des Aktuators

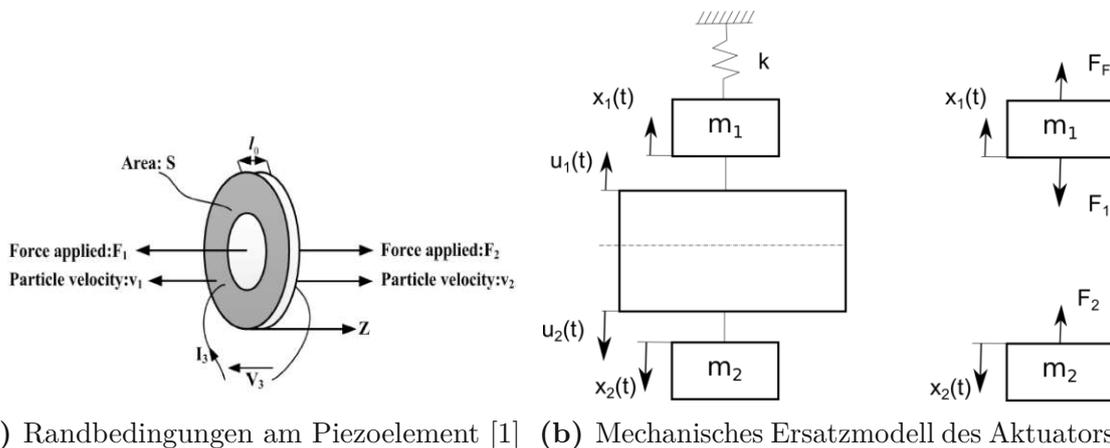


Abbildung 4.7: Auflagerkräfte bei Variation der Lagersteifigkeit des Aktuators, mechanisches Modell

Für jede Masse lässt sich die Bewegungsgleichung anschreiben, wobei eine Masse an einer Feder hängt. Diese Feder repräsentiert die Steifigkeit der Lagerung. In der Anwendung

$$\begin{aligned}
 t = 0 : & \quad A = \frac{m_2 \Omega^2 a}{k + \omega^2 (m_1 + m_2)} \\
 t = \pi : & \quad B = 0
 \end{aligned}$$

entspricht die Steifigkeit der Biegesteifigkeit der Platte.

$$F_2 = -m_2 \ddot{x}_2 \quad (4.1)$$

$$F_2 = -m_1 \ddot{x}_1 + kx_1 \quad (4.2)$$

Das Kräftegleichgewicht muss in der Symmetrieebene des Piezostapels erfüllt sein, damit dieser nicht delaminiert. Unter Berücksichtigung, dass die maximale Verschiebung beider Massen $u = u_1 + u_2$ aus den Leistungsdaten hervorgeht, lässt sich die Verschiebung der Masse, an der die Feder angebracht ist, berechnen. Die Eigenschwingungsfrequenz $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m_1 + m_2}}$ folgt aus der homogenen Gleichung. Mit dem Ansatz $x_p = A \cos \omega t + B \sin \omega t$ für die partikuläre Lösung folgt:

$$\begin{aligned}
 x_1(t) &= u_1 \cos \frac{k}{m_1 + m_2} t + \frac{m_2 \Omega^2 a}{k + \omega^2 (m_1 + m_2)} \cos \Omega t \\
 x_2(t) &= u(t) - x_1(t)
 \end{aligned}$$

4.1.4 Modellvergleich

Tabelle 4.1: Auflagerreaktion [N]

Auslenkung, Lagerung	5µm starr	2, 5µm starr	5µm elastisch
FEM	38913	19457	21533
analytisch	50532	25266	27967

Obwohl die Absolutwerte zwischen den Rechenmethoden stark abweichen, ist die Reduktion der Reaktionskraft im Festlager unter Berücksichtigung der Elastizität des Lagers in beiden Fällen festzustellen. Je weicher die Lagerung, desto geringer werden die Lagerreaktionskräfte. Bei elastischer Lagerung und 5µm Anregungsamplitude bewegt sich die untere Masse um 2.77µm und die obere Masse um 1.32µm aus der Ruhelage heraus.

4.2 Schraube

Für die Führung des Rahmens wurden Schrauben der Norm DIN 609 aus austenitischem Stahl gewählt (DIN 609 M16x70 8.8). Der große Durchmesser erlaubt eine bessere Führung. Das Spiel in der Führung wurde mit 0.5mm Radiendifferenz gewählt, um bei großem Reibeinfluss die Kontaktflächen befeuchten bzw. mit Gleitlagern versehen zu können.

4.3 Aufbau

Die Anordnung aus Piezo und Feder kann vertauscht werden, sodass die Feder zwischen den beiden Rahmen sitzt. Das soll den Vorteil bringen, dass die beiden Rahmen in x-

Richtung nicht so weit voneinander versetzt sind. So wirken kleine Biegemomente in der Schraube. Das kommt auch der Genauigkeit der Führung zu Gute.

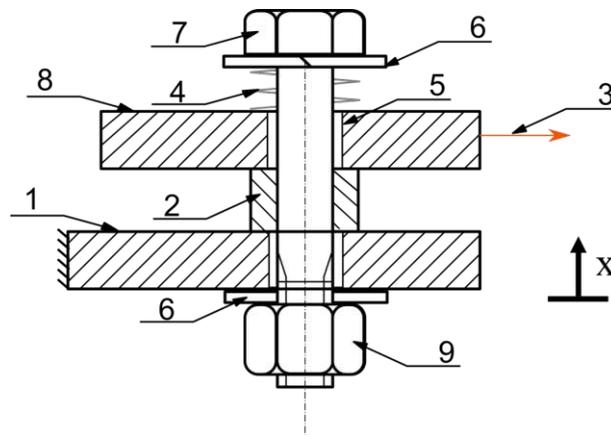


Abbildung 4.8: Rahmen mit serieller Anordnung von Feder und Piezo; 1: eingespannter Rahmen, 2: Piezo, 3: Draht, 4: Feder, 5: Gleitlager, 6: Beilagscheibe, 7: Passschraube, 8: Schneidrahmen, 9: Mutter

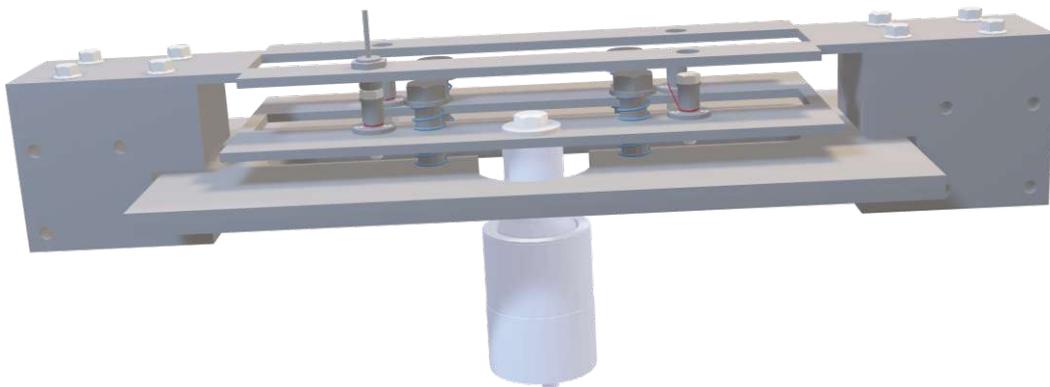


Abbildung 4.9: Abbildung: Isometrische Ansicht der Konstruktion

4.4 Schneidrahmen

Aus den bisherigen Erkenntnissen lassen sich folgende Anforderung für die Rahmenkonstruktion ableiten.

- maximale Zugkraft im Draht: 1040N
- Rahmen wird axial geführt
- Anregung normal zur Plattenebene
- Öffnung für Waffelblöcke mit Querschnitt 350mm x 40mm

Die Drahthalterungen werden in den Rahmen geschraubt, sodass aufgrund der Zugkraft im Draht auch ein Biegemoment in den Rahmen eingeleitet wird.

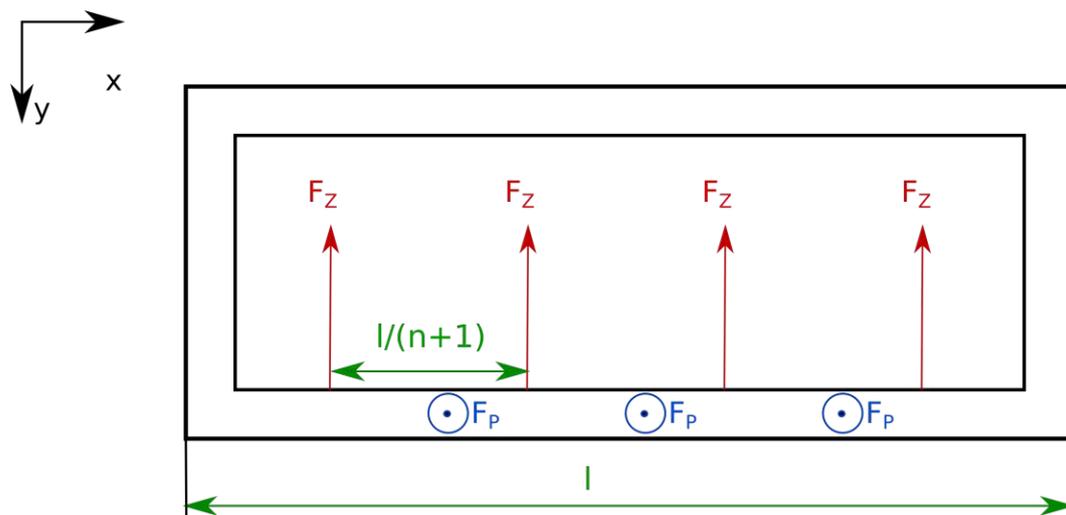


Abbildung 4.10: Anordnung der Zugdrähte am Rahmen

4.4.1 FEM- Analyse des Schneidrahmens

Eine möglichst simple Analyse soll Aufschluss über die Dimensionierung des Rahmen hinsichtlich der Festigkeit und der Auslenkung liefern.

4.4.1.1 Randbedingungen Die Führung des Rahmens entlang der 4 Zylinder wird als feste Einspannung modelliert.

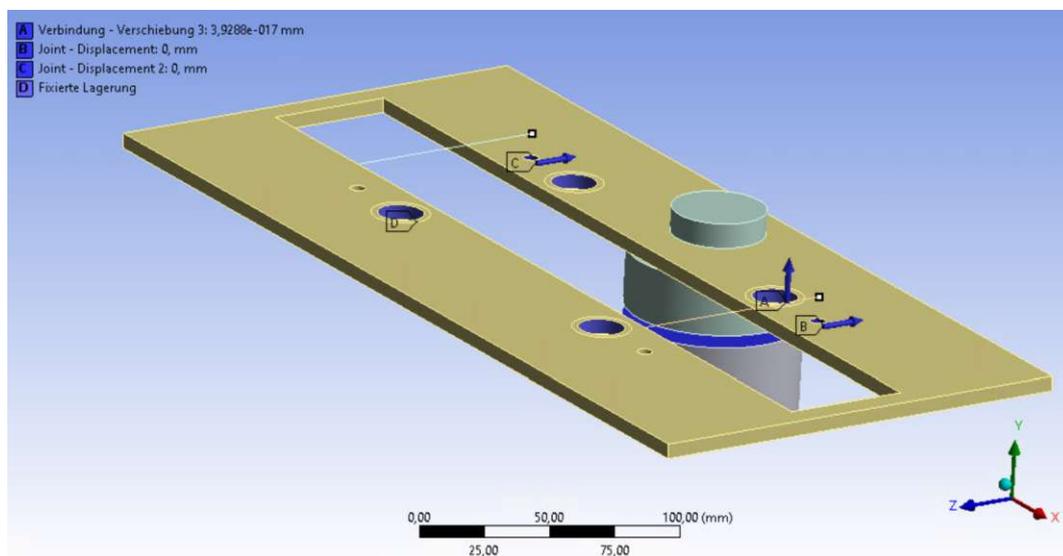


Abbildung 4.11: Randbedingungen am Schneidrahmen

Die Angriffsfläche der Erregerlast ist blau im Bild 4.11 dargestellt. Informationen zum Lösungsverfahren sind im Kapitel 5.1 angeführt.

4.4.1.2 Festigkeitsbetrachtung Die Belastung im statischen Zustand setzt sich aus der Trägheitskraft des Ultraschallkonverters zusammen. In Abbildung 4.12 ist der über die simulierte Zeitdauer höchst beanspruchende Spannungszustand dargestellt.

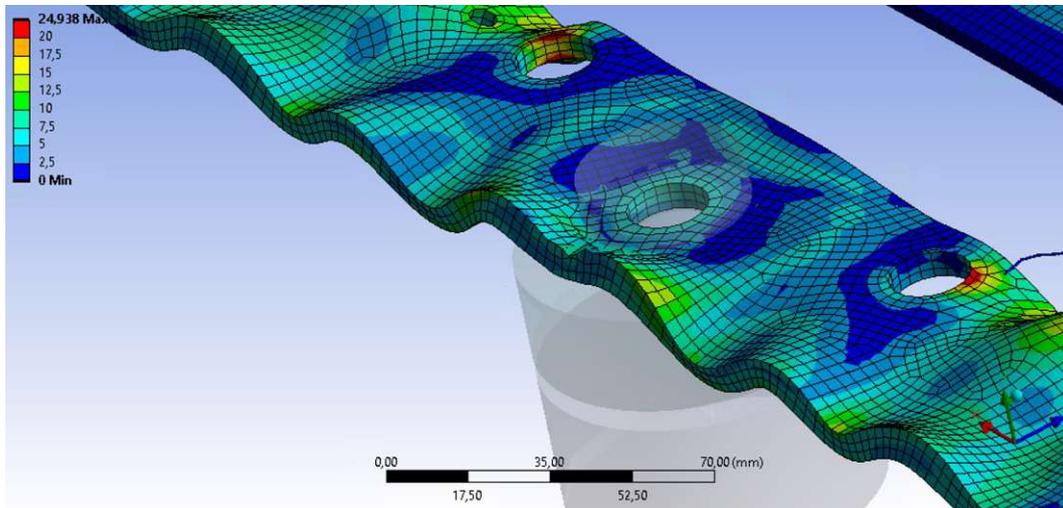


Abbildung 4.12: vMises Spannungszustand des Schneidrahmens

Die Dehngrenze für den Edelstahl 1.4301 liegt bei 190 MPa. So wurde auch die Legende für die Auswertung skaliert. Bis auf singuläre Maxima an den Stützstellen weist die Struktur keine strukturellen Schwächen auf.

4.4.1.3 Auswertung der Ergebnisse Die maximale Auslenkung der Platte in Normalenrichtung bewegt sich in der Größenordnung der Anregungsamplitude des Piezoaktuators. Die Admittanz des Schneidrahmens ist hoch genug.

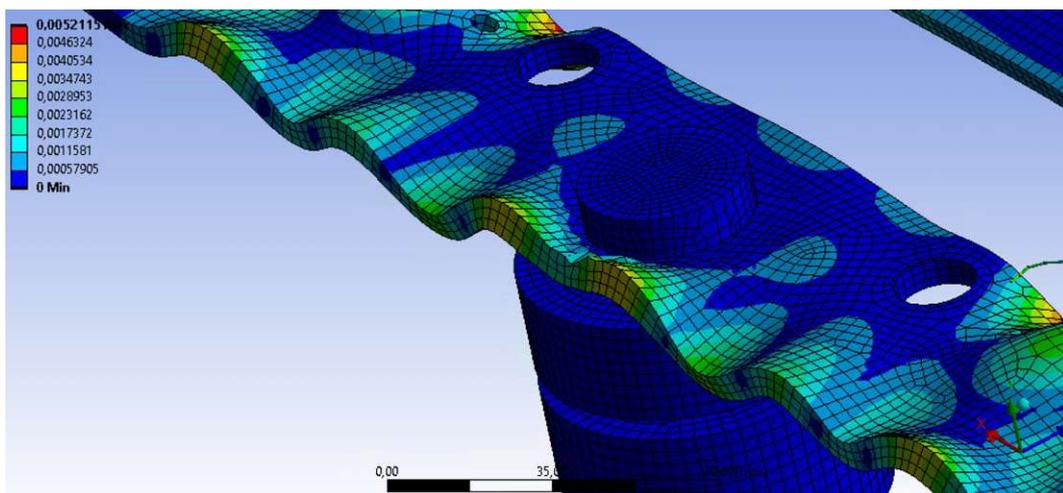


Abbildung 4.13: Gesamtverschiebung

4.5 Drahthalterung

Nach der Euler- Eytelweinschen Gleichung

$$F_z = F_h e^{\mu\alpha} \quad (4.3)$$

ist bei drei Umschlingungen nur noch 5,9% der Zugkraft notwendig, um die Saite zu halten. Der funktionelle Zusammenhang ist in Abbildung 4.14 dargestellt. Um eine Zugkraft von

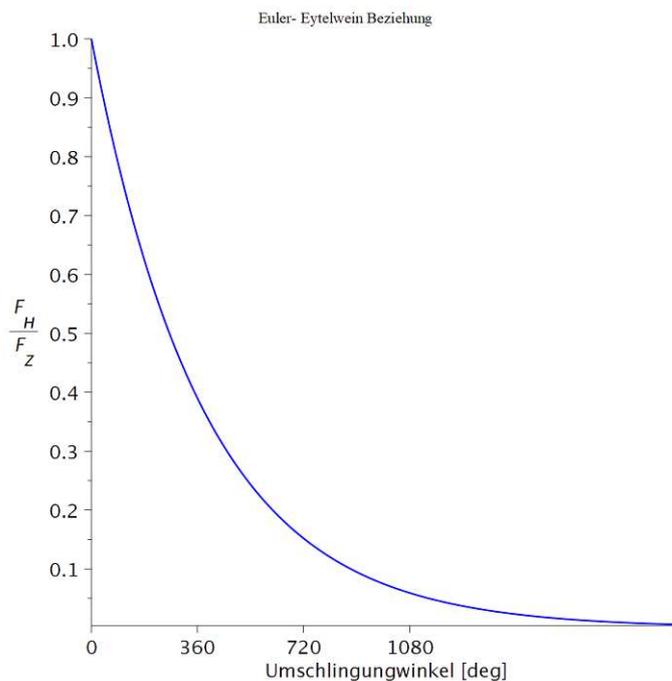


Abbildung 4.14: Verringerung der Haltekraft nach Umschlingungswinkel

1040N halten zu können ist demnach eine Haltekraft von 61,5N notwendig. Die Haltekraft kann in der entworfenen Drahthalterung auf zwei verschiedene Arten aufgebracht werden.

4.5.1 Konstruktion der Drahhalterung

Da der Schneiddraht ähnlich hohe Vorspannkräfte wie eine Klaviersaite aushalten muss, wird auch die Aufnahmevorrichtung an die Spannvorrichtung beim Klavier angelehnt. Eine Agraffe [18] soll den Klavierdraht nach dem Hammerschlag in Position halten. Für

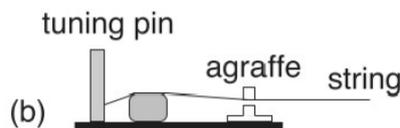
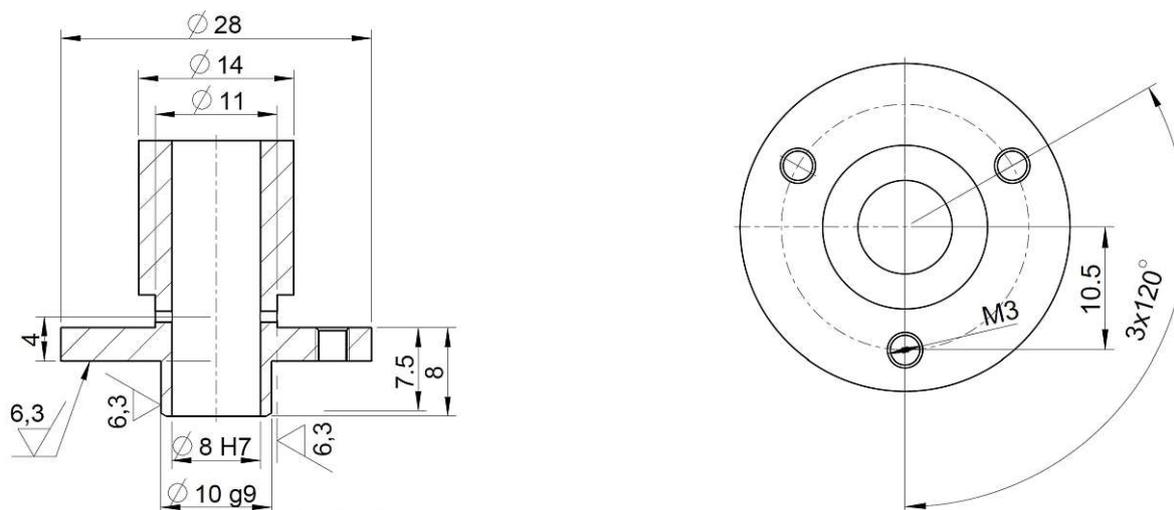


Abbildung 4.15: Agraffe [8]

den Prototypen der Drahtschneidevorrichtung ist die Bearbeitung der Drahtführung in Form einer Agraffe zu aufwendig. Da nur das Konzept evaluiert werden soll, spielt die Genauigkeit der Schnittführung eine untergeordnete Rolle. Trotzdem soll die Belastung auf den Draht aufgrund der Einspannung möglichst gering gehalten werden. Daher wird der Draht auf einer zylindrischen Fläche aufgerollt. Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte



(a) Schnittansicht der Drahhalterung

(b) Drahhalterung Draufsicht

Abbildung 4.16: Konstruktion der Drahhalterung

Drahhalterung sieht mehrere Einspannmöglichkeiten des Drahtes vor.

- Einerseits lässt sich die Drahhalterung durch eine koaxial geführte Schraube am Rahmen festspannen. Dabei kann der Draht zwischen der Führung und dem Schraubenschaft geklemmt werden.
- Andererseits kann die Drahhalterung direkt durch drei M3 Schrauben am Schneidrahmen befestigt werden. So kann der Draht durch die gesamte Drahhalterung geführt werden. Das Umknicken eines Drahtendes soll verhindern, dass der Draht aus der Verankerung rutscht. Allerdings stehen dann aufgrund des festen Lochkreises am Flansch nur bestimmte Vorspannwege zur Verfügung.

4.5.2 Festigkeitsbetrachtung der Drahthalterung

Um die Dimensionen der Drahthalterung abzuschätzen, wird eine statische Analyse durchgeführt.

- **A:** Maximale Zugkraft des Drahtes 1040N in Normalenrichtung zur Oberfläche
- **B:** Einspannung jenes Absatzes, der im Schneidrahmen steckt

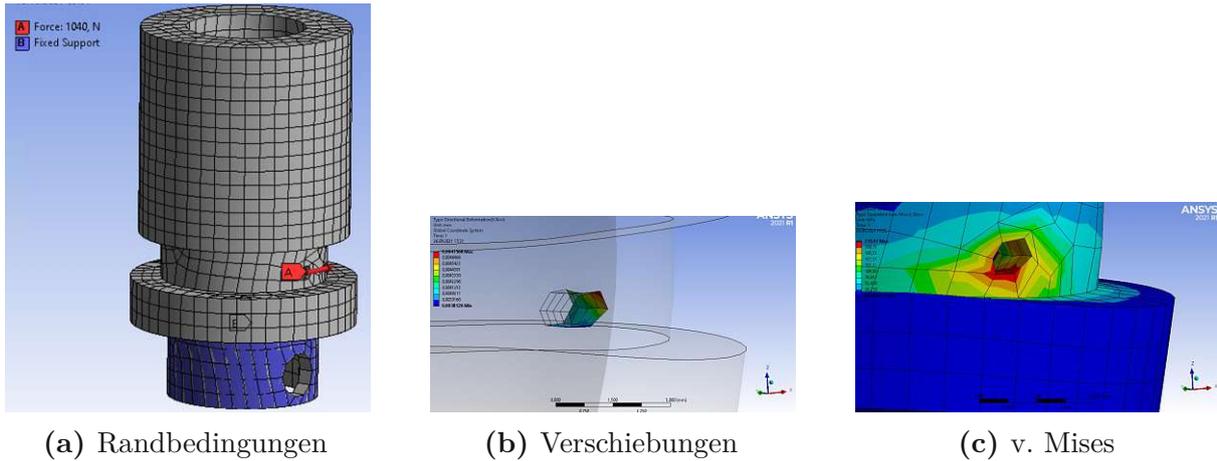


Abbildung 4.17: FEM- Analyse der Drahthalterung

Die Verschiebungen in Achsrichtung (x) liegen bei $4,7\mu\text{m}$. Aufgrund der Erkenntnisse im Abschnitt 2.3 ist diese Verschiebung als ausreichend klein zu bewerten. Das System ist somit sowohl hinsichtlich der auftretenden Festigkeiten als auch der Verschiebungen ausreichend dimensioniert.

5 Simulation des Systemverhaltens

Da das System mit einer hohen Frequenz angeregt wird, muss es als dynamisches System behandelt werden. Die Grundgleichung für ein dynamisches System $m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = \tilde{F}$ unterscheidet sich von der für ein Verschiebungsorientiertes FE Problem $KU = F$. Die mathematische Lösung der Gleichung erfolgt nicht mehr durch das Umformen auf $U = FK^{-1}$, sondern durch das Lösen der Bewegungsgleichung in jedem Zeitschritt. Die Zeitschrittwahl ist kritisch für ein aussagekräftiges Ergebnis, da in einem Zeitschritt der in ein Element eingeleitete Impuls wieder in diesem Element zu finden sein muss. Somit ist die Wahl der Zeitschrittänderung im Detail wesentlich komplexer und hängt sowohl von der Schallgeschwindigkeit im Material als auch von der Elementgröße ab.

5.1 Voreinstellungen der explizit dynamischen Analyse

Um den eingeschwungenen Zustand abschätzen zu können, wurden 160 Zeitschritte zu je $1,25 \cdot 10^{-5}$ Sekunden gewählt. Ansys wählt selbständig die Änderung der Zeitschritte in der Größenordnung $\delta T = \frac{1}{20 \cdot f}$. Von der Größenordnung ist sie für die hier aufgestellte Analyse in der vorhin erwähnten Größenordnung. Bevor die periodische Erregerkraft (rote Linie in

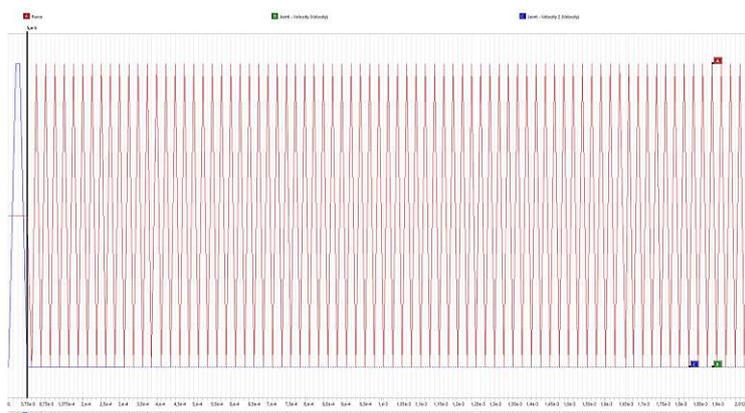


Abbildung 5.1: Analyse Einstellungen

Abbildung 5.1) anfängt zu wirken, werden die Schneiddrähte vorgespannt. Dieser Prozess dauert $5 \cdot 10^{-5}$ s. Das Geschwindigkeitsprofil ist in der vorigen Abbildung als blaue Linie erkennbar und wird im nachfolgenden Abschnitt genauer beschrieben. Die periodische Erregerkraft wird durch die lineare Interpolation ihrer Maxima abgebildet. Die Stützstellen bei der gewählten Anregungsfrequenz von 20kHz sind $2,5 \cdot 10^{-5}$ s voneinander entfernt.

5.2 Randbedingungen

Die Randbedingungen der explizit dynamischen Analyse sind folgendermaßen gewählt:

- A, B: Anbindung der Drähte
- C: Schwingungsanregung des Systems
- D: Fixierte Lagerung der Platte

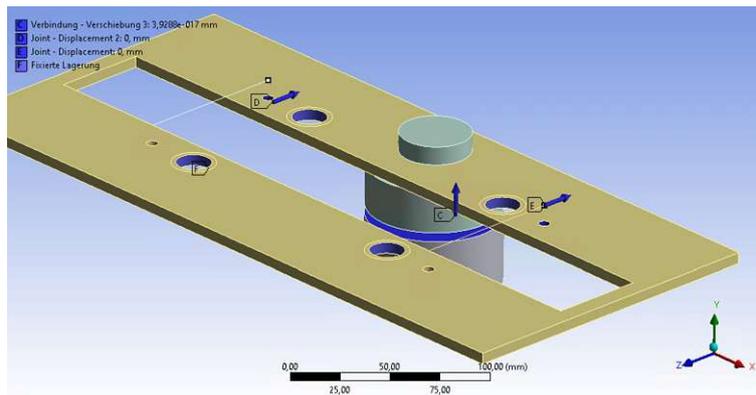


Abbildung 5.2: Randbedingungen für die Systemsimulation

Die Anregung des Systems findet wie in Abschnitt 4.1.2 beschrieben statt. Die Drahtvorspannung kann in der Simulationsumgebung "explicit dynamics" nicht aufgebracht werden, obwohl die Drähte als Balken mit rundem Querschnitt modelliert wurden. Stattdessen wird die Vorspannkraft über die Dehnung aufgebracht. Um möglichst wenig Energie in das System zu induzieren, wurde statt dem Vorspannweg eine Geschwindigkeit aufgebracht. So erfolgt die Verschiebung der Drahtendpunkte C,D in Abbildung 5.2 weniger ruckartig, da ein lineares Geschwindigkeitsprofil ein quadratisches Verschiebungsprofil hervorruft. Abbildung 5.3 zeigt den Geschwindigkeitsverlauf in $[\text{mm s}^{-1}]$ eines Drahtendpunktes um eine Vorspannung von 250N zu erreichen. Die Auslegung des Geschwindigkeitsprofils ist im Anhang 9 beschrieben.

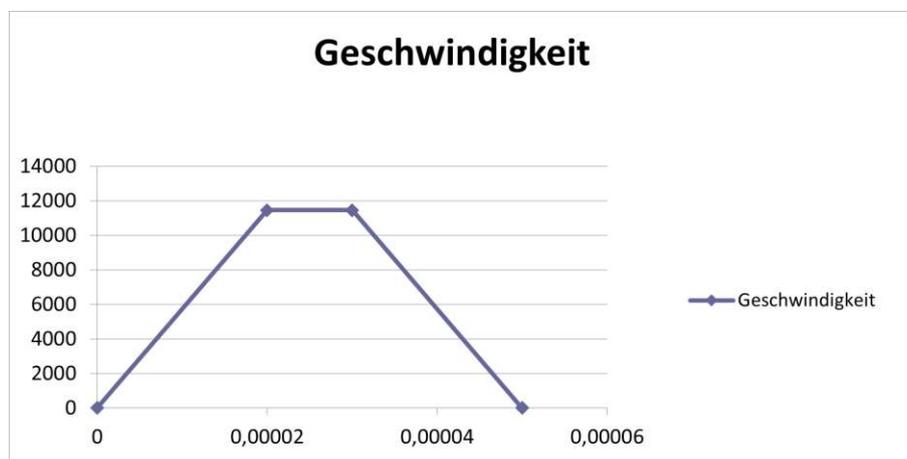


Abbildung 5.3: Trapezkurve für die Aufbringung der Drahtvorspannung

Die Modellierung des Kontaktes zwischen Schneidrahmen und Schraubenachse (Randbedingung D) erweist sich als problematisch.

Wie in Abbildung 5.4 dargestellt, wird an durchdringenden Knoten eine Gegenkraft aufgebracht, um die Knoten aus dem Eingriff zu bewegen.

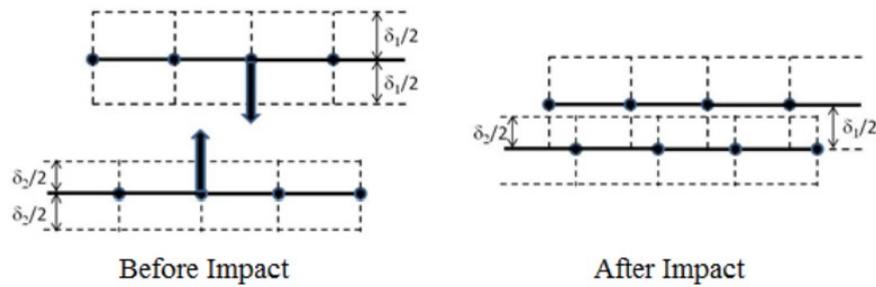


Abbildung 5.4: Ansys Reibkontakt

Dieser Vorgang geschieht iterativ. Dementsprechend kann es mehrere Zyklen dauern, bis der Eingriff aufgelöst wurde.

Da das System eine hohe Dynamik aufweist und die Zeitschritte sehr klein gewählt werden müssen, gelingt es dem System nicht rechtzeitig das Gleichgewicht herzustellen. Das System schaukelt sich auf, wie die Amplituden an den Drahthalterungen in Abbildung 5.5 zeigen.

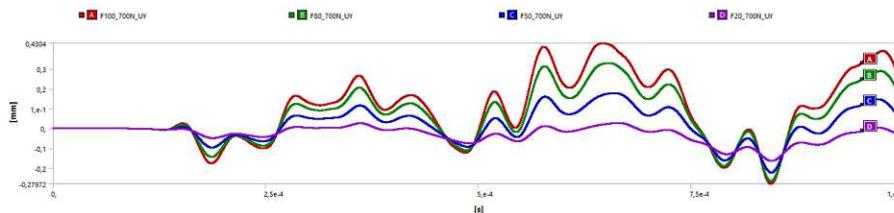


Abbildung 5.5: Systemverhalten bei Reibkontakt

Aufgrund des Materialmodells, das Plastizieren und den Bruch des Materials erlaubt, reißt die Platte. Stattdessen wird die Platte für weitere Analysen an den Kontaktstellen fest

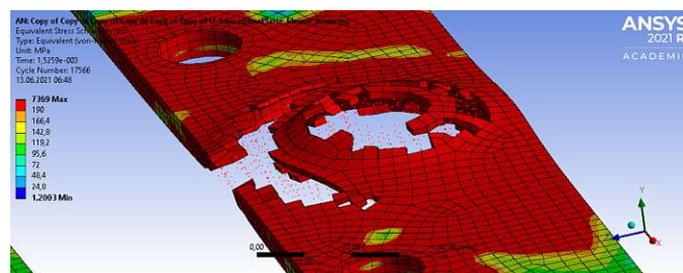


Abbildung 5.6: fehlgeschlagene FEM Analyse

eingespannt.

5.3 Material

Der Piezoaktuator ist aus Titan und wird als Rigid abgebildet, da sonst die Simulationsdauer für einen Lastfall von 8 Stunden auf 78 Stunden ansteigt. Der Schneidrahmen wird

durch nichtlineares (stückweise linear) Materialverhalten beschrieben, um die hohen, aber relativ kurz andauernden Spannungspeaks besser bewerten zu können. Diese haben eine geringe Energie und reichen nicht immer aus, um einen plastischen Verformungszustand zu erreichen.

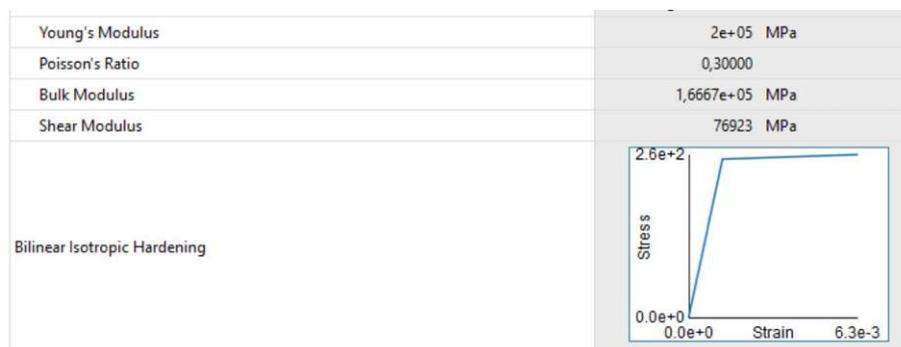


Abbildung 5.7: Materialdefinition

5.4 Auswertung

5.4.1 Verschiebungen

In diesem Abschnitt soll der Zusammenhang zwischen dem Schwingungsausschlag und der Vorspannkraft des Drahtes untersucht werden. Im Gegensatz zum Abschnitt 2.4 wird der Einfluss des restlichen Systems berücksichtigt.

Die transversale Auslenkung des Drahtmittelpunktes wird für verschiedene Vorspannkraften ausgewertet.

Wie bei der analytischen Untersuchung des vorgespannten und angeregten Drahtes in Abbildung 2.9b zeigt sich hier die selbe Tendenz, bis auf den nicht vorgespannten Draht. Dieser weist in der analytischen Lösung den kleinsten Schwingungsausschlag auf. Hier schwingt er mit der größten Amplitude. Dabei überlagern sich zwei Schwingungen mit der Eigenfrequenz und der Anregungsfrequenz. Die vorgespannten Drähte üben überwiegend die angeregte Schwingung aus.

Wird der nicht vorgespannte Draht ausgeblendet, sind die kleineren Schwingungsauslässe der vorgespannten Drähte deutlicher sichtbar. Diese werden mit größerer Vorspannung immer geringer. Eine Ausnahme bildet der auf 700N vorgespannte Draht. Dieser weist (wie bei der analytischen Berechnung) eine größere Amplitude auf. Im Unterschied zur analytischen Betrachtung weist der auf 250N vorgespannte Draht keine größere Amplitude als die schwächer vorgespannten Drähte (10N und 100N) auf. Dies liegt daran, dass der Draht im Vergleich zur theoretischen Betrachtung nicht mit einer reinen Sinusschwingung angeregt wird, siehe Abbildung 5.11a. Weiters fällt gerade bei dieser Vorspannkraft auf, dass eine weitere Schwingung überlagert wird. Diese tritt auf, da die durch Drahtvorspannung induzierte Schwingung noch nicht vollständig abgeklungen ist.

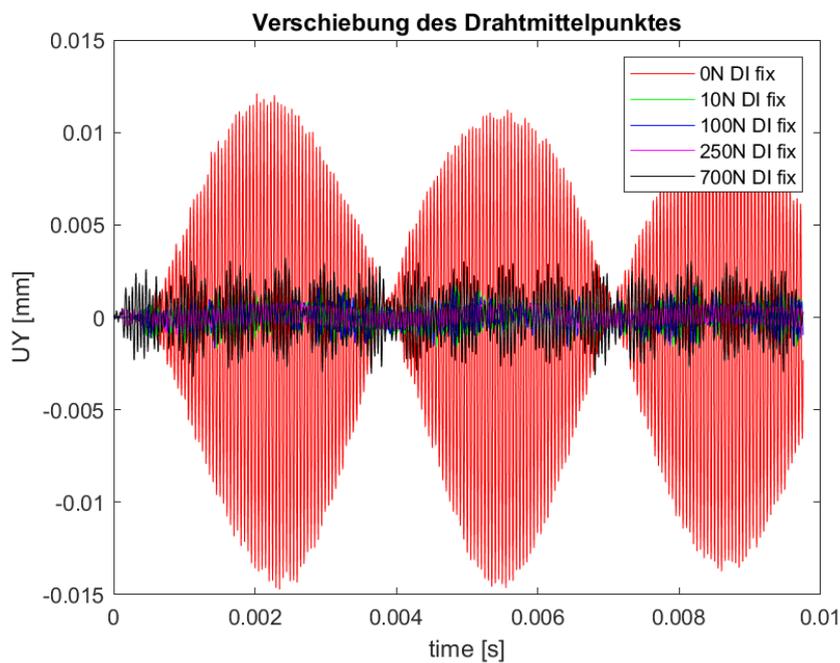


Abbildung 5.8: Auswertung der Verschiebungen in der Drahtmitte

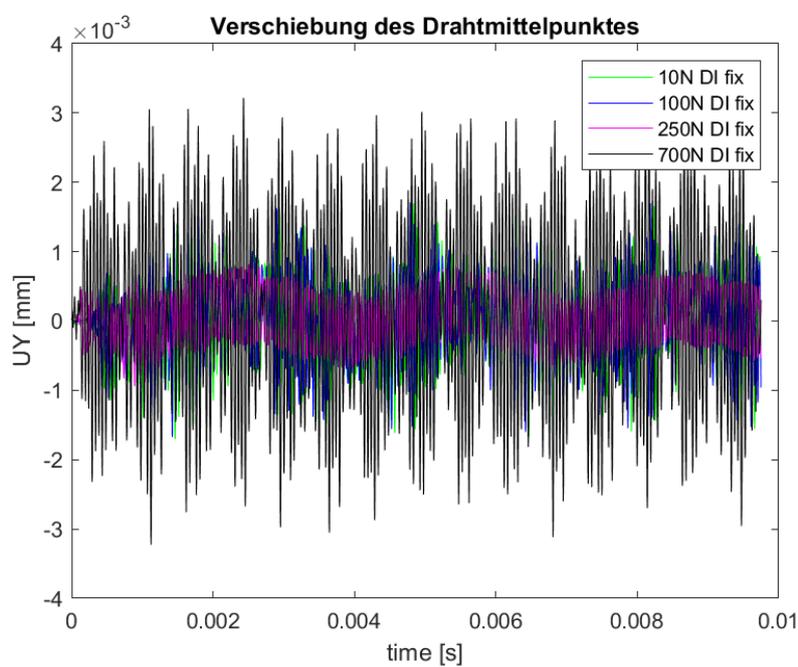


Abbildung 5.9: Auswertung der Verschiebungen in der Drahtmitte, ohne den nicht vorgespannten Draht

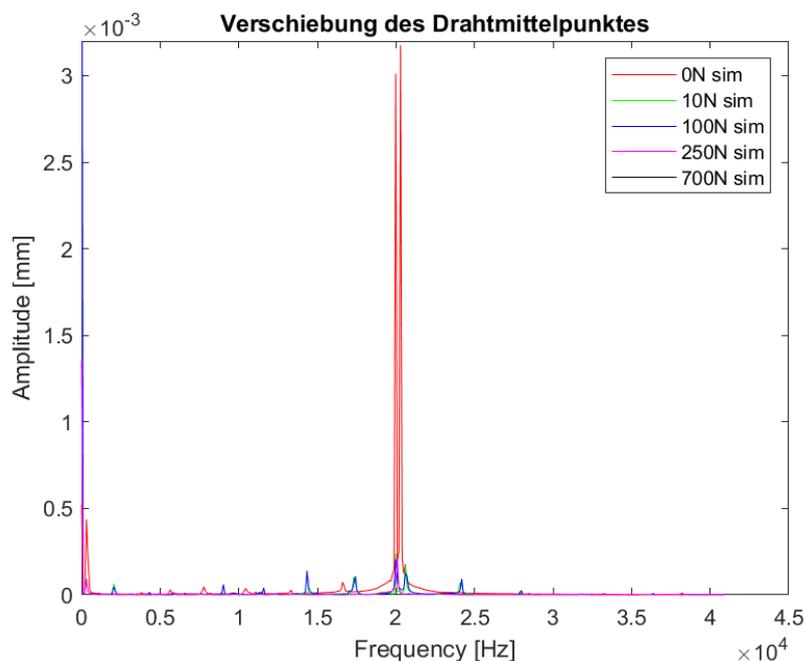
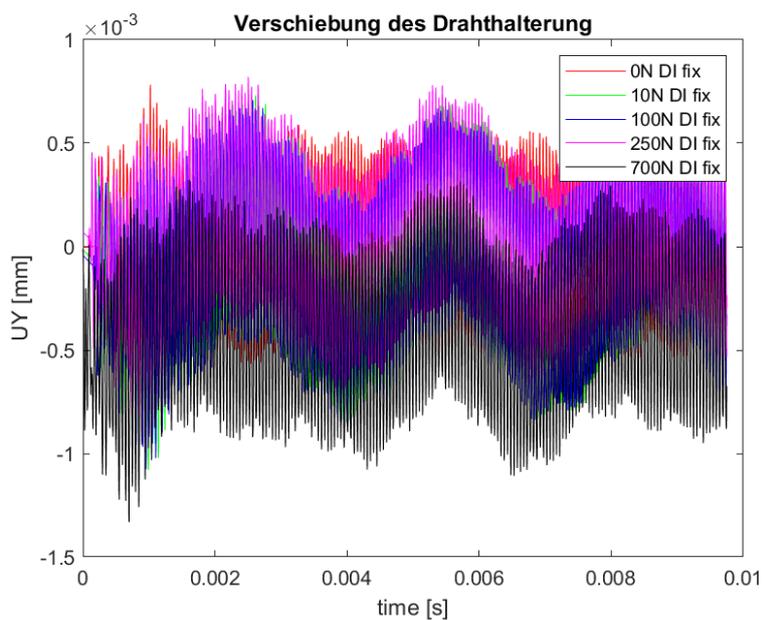
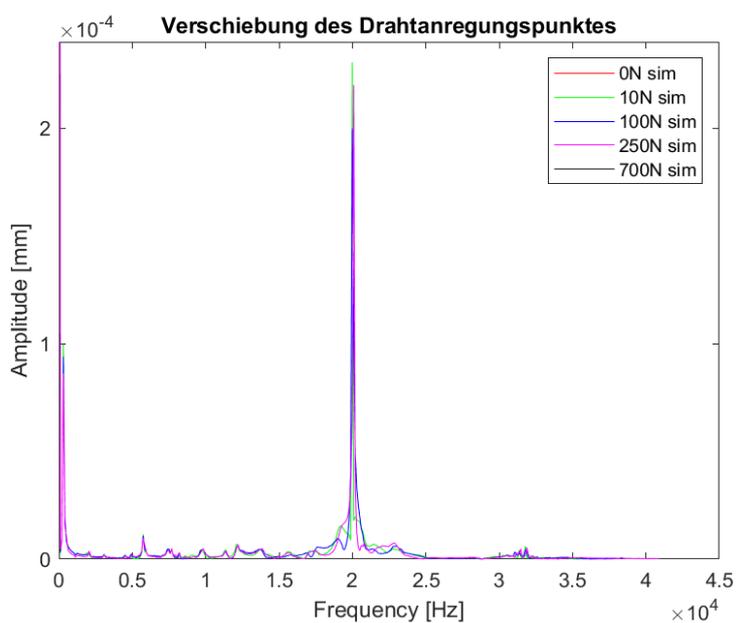


Abbildung 5.10: Auswertung der Verschiebungen in der Drahtmitte, FFT

Die Fouriertransformation des Schwingungsausschlages in der Drahtmitte zeigt, dass bei allen Drähten die größte Amplitude bei der angeregten Frequenz auftritt. Die FFT liefert keine zusätzlichen Informationen im Vergleich zur Darstellung im Zeitraum. Die Plattenschwingung wird wie in Abschnitt 4.4.1.1 ausgewertet. Dabei zeigt sich eine leichte Abhängigkeit der Plattenschwingung zur Vorspannkraft des Drahtes.



(a) Zeitbereich



(b) Frequenzbereich

Abbildung 5.11: Auswertung der Verschiebungen der Drahhalterung

Auch der Rahmen erfährt die größte Amplitude bei der Anregungsfrequenz.

5.4.2 Geschwindigkeiten

Die Auswertung der Geschwindigkeiten findet an den selben Stellen wie die der Verschiebungen statt. Ähnlich den theoretischen Ergebnissen in Abbildung 2.10b, liegen die Geschwindigkeiten aller vorgespannten Drähte nahe beieinander. Eine leichte Pha-

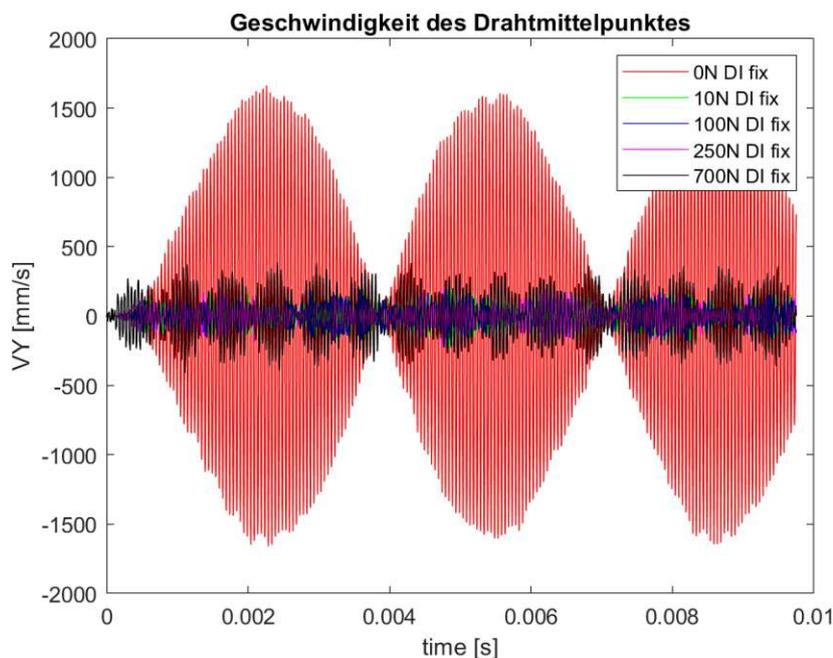


Abbildung 5.12: Auswertung der Geschwindigkeit in der Drahtmitte

senverschiebung ist in beiden Fällen auszumachen. Den größten Unterschied weisen die Drähte bei 250N und 700N Vorspannung auf. Während die analytische Berechnung (unter der Annahme einer perfekter Sinusanregung) die Drähte unter größerer Vorspannkraft schneller schwingen lässt, schwingen die Drähte mit 10N, 100N und 250N ähnlich schnell. Im Gegensatz zur analytischen Berechnung, wird der Draht in der Simulation durch die Verschiebung der Platte an der Stelle der Drahthalterung angeregt. Die Plattenschwingung setzt sich aus mehreren Schwingungsformen bei unterschiedlichen Frequenzen zusammen, wie die Auswertung der Auslenkung in Abbildung 5.11a zeigt.

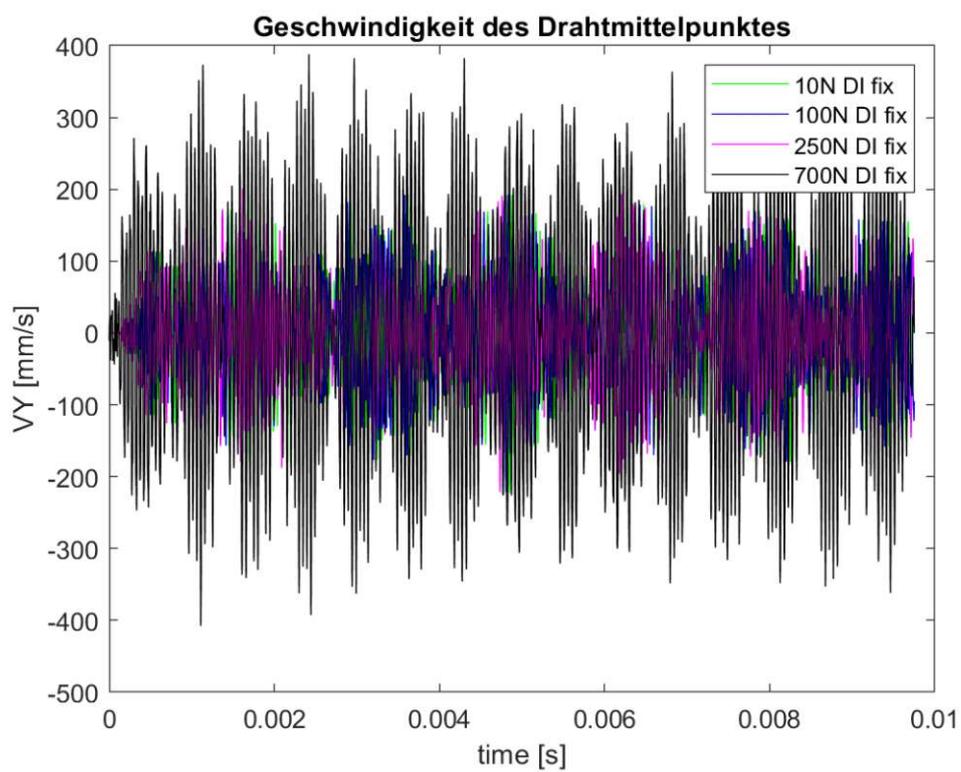


Abbildung 5.13: Auswertung der Geschwindigkeit in der Drahtmitte, ohne den nicht vorgespannten Draht

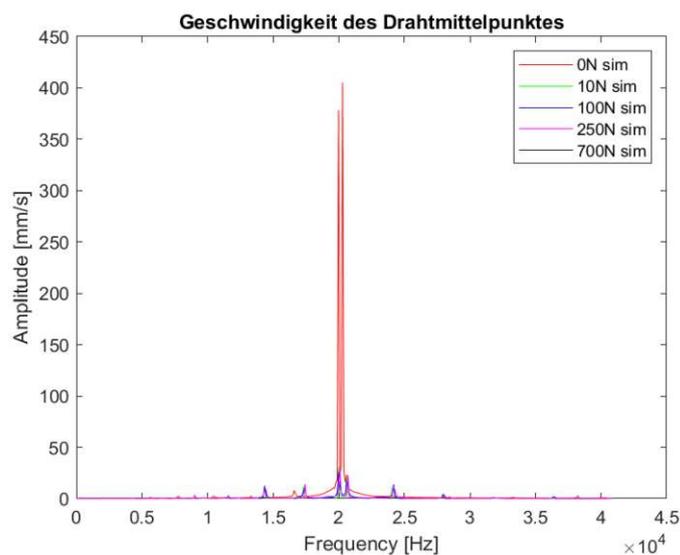


Abbildung 5.14: Auswertung der Verschiebungen in der Drahtmitte, FFT

Der ungespannte Draht erreicht die mit Abstand höchsten transversalen Geschwindigkeiten in der Drahtmitte.

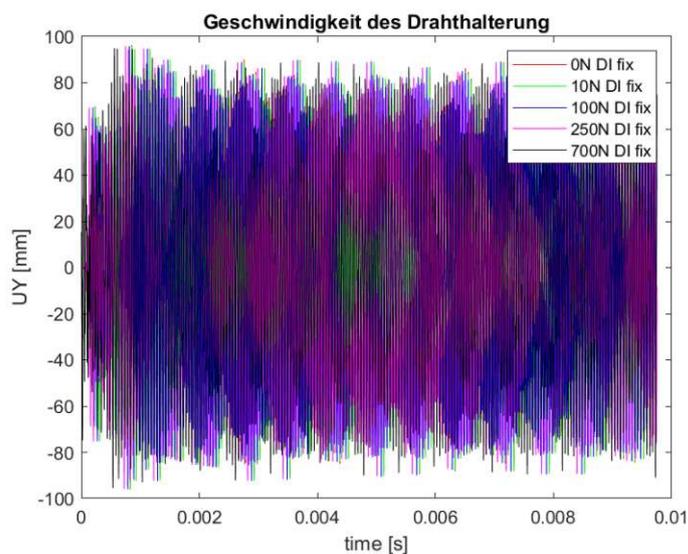


Abbildung 5.15: Auswertung der Geschwindigkeiten der Drahthalterung Simulation

Die Geschwindigkeit der Plattenschwingung wird nur minimal durch die Vorspannung der Drähte beeinflusst.

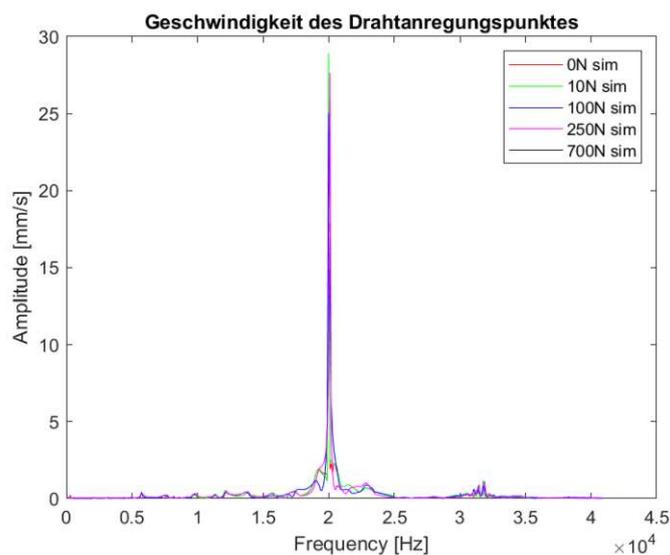


Abbildung 5.16: Auswertung der Geschwindigkeiten der Drahthalterung

Der Vergleich fällt in der FFT wieder leichter.

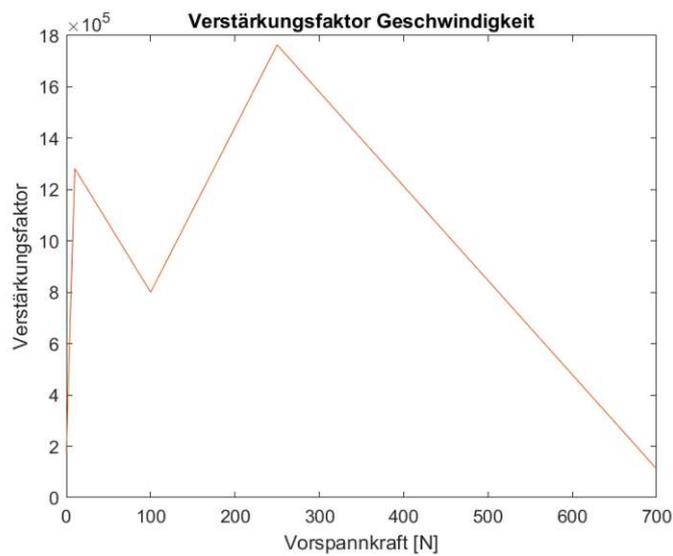


Abbildung 5.17: Verstärkungsfaktor Geschwindigkeit

Interessant ist, dass der in Resonanz schwingende Draht den größten Verstärkungsfaktor aufweist.

5.4.3 Phasenschaubilder

Das Phasenschaubild für den Draht verdeutlicht, dass die durch Vorspannung eingebrachte Schwingung, bis zum Betrachtungszeitraum nicht vollständig abgeklungen ist. Daher ist der Mittelwert der Auslenkung nicht im Ursprung.

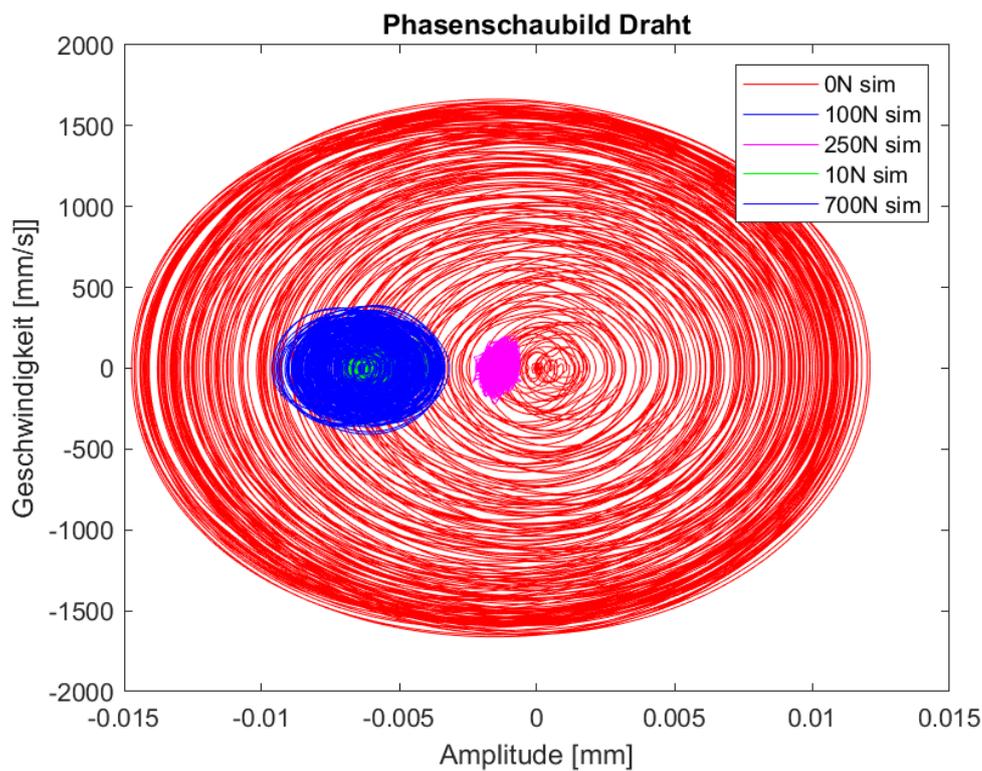


Abbildung 5.18: Phasenschaubild Draht

Beim Draht mit 250N ist die Energie ausreichend dissipiert um eine Schwingung nahe 0 zu ermöglichen.

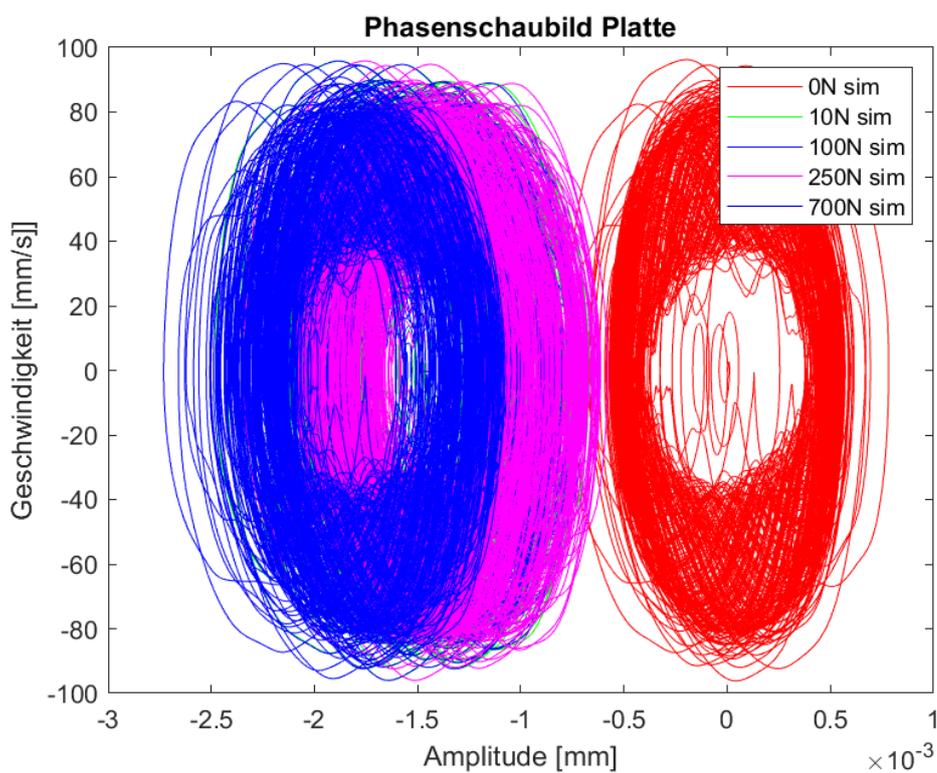


Abbildung 5.19: Phasenschaubild Drahtanregungspunkt

Die Schwingung wird auch in die Platte induziert. Hier zeichnet sich ein ähnliches Bild wie beim Draht.

6 Prüfstand

Der Dualbelt Prüfstand konnte nicht ohne größeren finanziellen und zeitlichen Aufwand instand gesetzt werden, da die Leistungselektronik für den Riementrieb fehlte. Es wird davon abgesehen die Auswirkung der Drahtvorspannung auf das Schnittverhalten zu untersuchen. Da die Drahtschwingungen bei gegebener Anregung bereits analytisch untersucht wurden und mit den Ergebnissen der Modalanalyse verglichen wurden (Kapitel 4.4), werden am Prüfstand die Simulationsdaten der Plattenschwingung verifiziert. Die Auswertung findet an der Stelle der Drahthalterung statt, wie auch bei den Simulationsdaten in Kapitel 5.4.

6.1 Prüfstandsaufbau

Die Schneideeinheit aus Abbildung 4.9 wird auf den Prüfstand "Dualbelt" geschraubt. Der



Abbildung 6.1: Drahtschneidevorrichtung

Ultraschallgenerator der Firma Sonikks liefert 1.5kW Ausgangsleistung. Der verwendete Ultraschallkonverter MPPLA könnte bis zu 4kW Eingangsleistung ertragen. Für die Versuche wurde der Ultraschallgenerator auf Maximallast betrieben.

6.2 Messaufbau

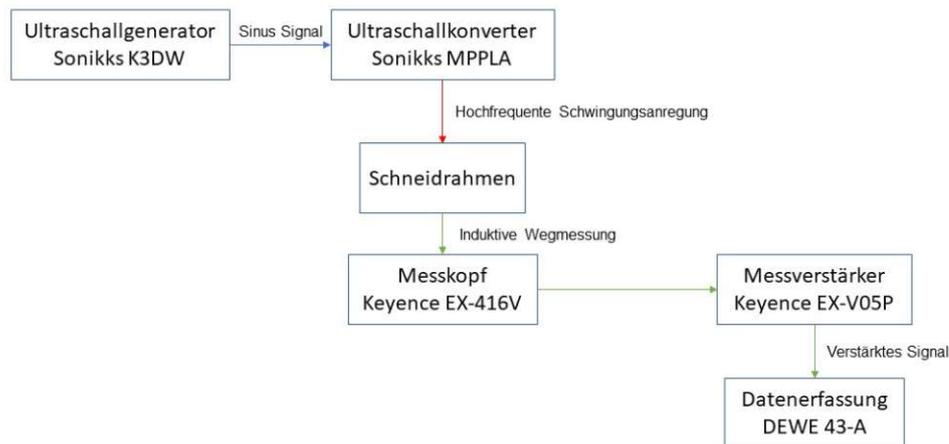


Abbildung 6.2: Messaufbau

Gemessen wird einerseits die Verschiebung des Schraubenkopfes normal zur Plattenebene. Diese sollte in etwa gleich groß der Verschiebung eines Drahtendes sein. Die Verschiebung wird mithilfe eines induktiven Wegsensors der Firma Keyence aufgenommen. Der Sensorkopf *EX-416V* hat eine sampling rate von 40.000 samplings/sec.¹⁶, einen Messbereich von 0 bis 5mm und eine Auflösung von 1 μ m. Zusätzlich wurde der Prüfstand mit Mikrofonen versehen, um die auftretenden Frequenzen genauer bestimmen zu können¹⁷.

¹⁶Wenn die digitale Filterfunktion am Messverstärker deaktiviert ist.

¹⁷Es wird nicht die Schalldruckleistung gemessen, und dadurch nicht die Energie, sondern nur die Frequenz, da sonst der genaue Abstand und die Richtung zum Messobjekt bekannt sein müssten.

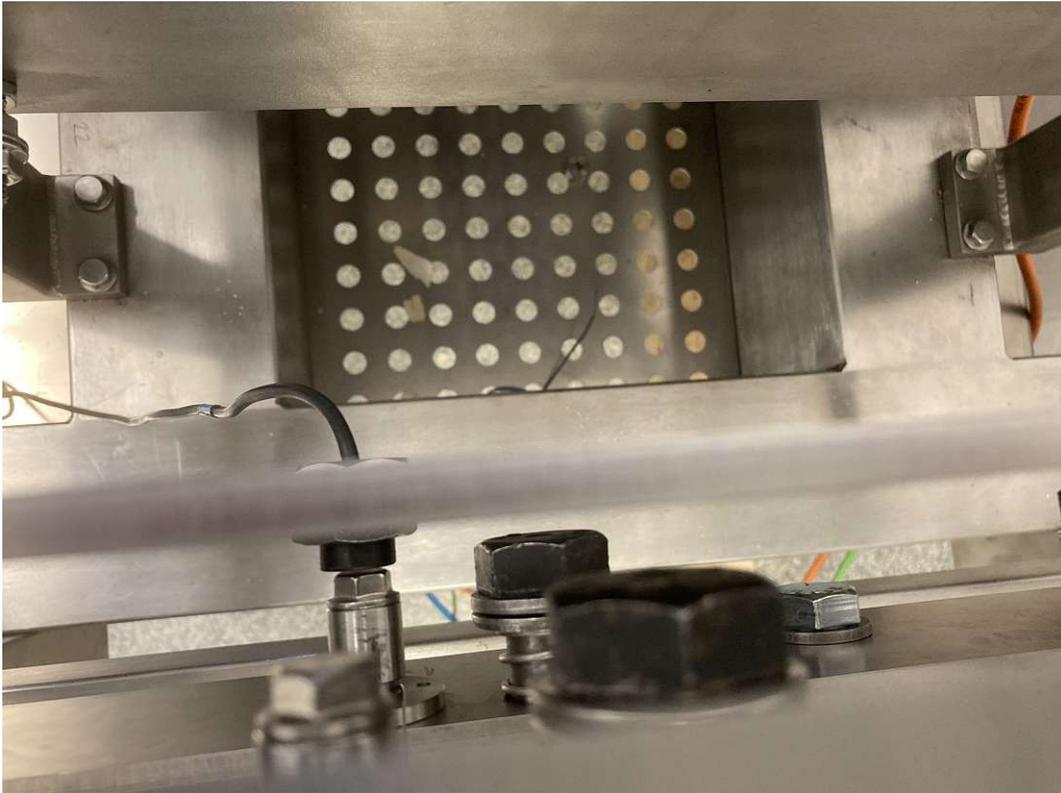


Abbildung 6.3: Induktiver Wegmesser am Prüfstand



Abbildung 6.4: Prüfstand Mikrofone

6.3 Kalibrierung

Die Wegabhängigkeit der Induktionsstärke für den Sensorkopf EX- 416V verhält sich linear, wenn das Messobjekt den Ferritgehalt von Stahl (SS41) besitzt. Die Abweichung

■ EX-416V

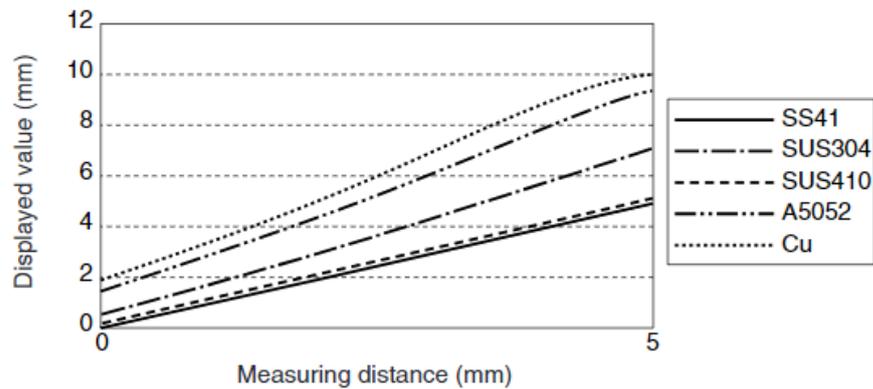


Abbildung 6.5: Sensorverhalten

beträgt $\pm 0,3\%$ solange der Messbereich kleiner als der halbe Messbereich ist. Im halben Messbereich bewegt sich die Temperaturabhängigkeit bei $0,07\%/^{\circ}\text{C}$. Aufgrund des linearen Sensorverhaltens waren nur 2 Kalibrationspunkte notwendig.

Tabelle 6.1: Kalibrationspunkte

Punkt	Volt	Abstand [mm]
<i>MRS</i>		0
<i>CP₁</i>	0,5	0,7
<i>CP₂</i>	0,9	1,0
<i>MRE</i>		5

Der Anfang des maximalen Messbereichs ist mit *MRS* und das Ende mit *MRE* bezeichnet worden.

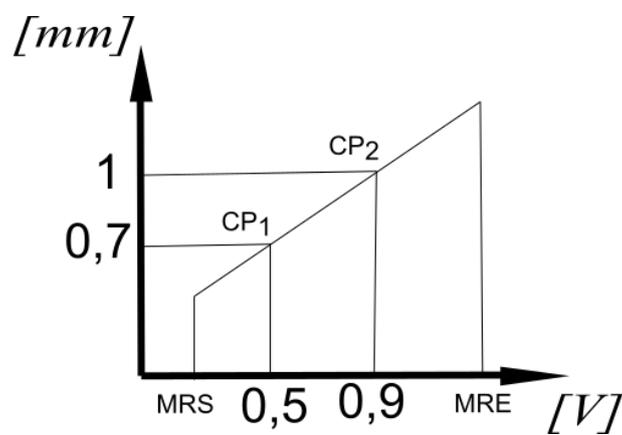


Abbildung 6.6: Kalibrierung

7 Verifikation

7.1 Modellvergleich

Das reale Schwingungsverhalten des Drahtes wird abgeschätzt, indem sowohl die Messdaten als auch die Simulationsdaten als Eingangsgröße (Auslenkung des Drahtes) für die analytische Berechnung genutzt werden und mit den Simulationsdaten verglichen werden. Hieraus ergeben sich vier Modelle für einen auf 250N vorgespannten Draht, siehe Abbildung 7.1.

Die Nomenklatur folgt dem Schema "Vorspannkraft, Anregungsart, Randbedingung der Platte". Da der Kontakt zwischen der Platte und den Bolzen einen großen Einfluss auf das Systemverhalten hat, werden verschiedene Randbedingung getestet. Im ersten Set "fix" wird die Platte an den Kontaktflächen zu den Bolzen eingespannt (wie bei bisherigen Simulationen aus Kapitel 4.4.1.1). Im zweiten Set wird der Kontakt als "frei" abgebildet. Im dritten und vierten Set werden die Drahtschwingungen anhand des analytischen Rechenmodells evaluiert. Einerseits wird als Drahtanregung das Ergebnis aus der Simulation und als letztes die Messergebnisse eingesetzt. Die freie Plattenschwingung (250N DI)

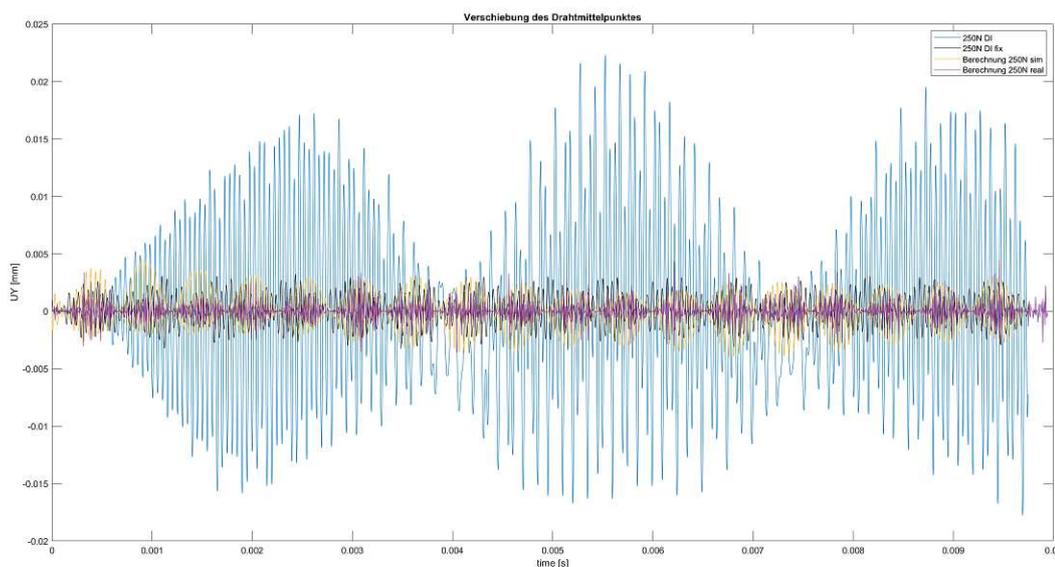


Abbildung 7.1: Auswertung der Verschiebungen in der Drahtmitte, Methodenvergleich

unterscheidet sich am deutlichsten von den restlichen und eignet sich daher nicht um das System zu modellieren. Wird das Berechnungsmodell, das mit den Messdaten gespeist wurde, als Referenz verwendet, zeigt sich, dass die Simulation mit fester Einspannung (250N DI fix) sehr gute Resultate liefert. Auch das Verhalten des Berechnungsmodells, das als Eingangsgröße Daten aus der Simulation nutzt, (Berechnung 250N sim) zeigt eine hohe Übereinstimmung in der Amplitude und dem Signalverlauf. Die Einspannung der Platte eignet sich demnach am besten, um das System effizient zu modellieren.

Die Drahtvorspannung kann in der explizit dynamischen Simulationsumgebung nicht einfach als Vorspannkraft aufgebracht werden, wie bereits in Kapitel 2.3.1 beschrieben. Die

Vorspannkraft wird durch die Verschiebung eines Drahtendpunktes aufgebracht. Der Unterschied zwischen der Vorgabe einer Verschiebung (250N DI fix) zu einer Geschwindigkeit (250N Joint V fix) ist in nachfolgender Abbildung ersichtlich. Zusätzlich wurden auch die Messdaten eingeblendet. Die Auswirkung der ausklingenden Plattenschwingung aufgrund

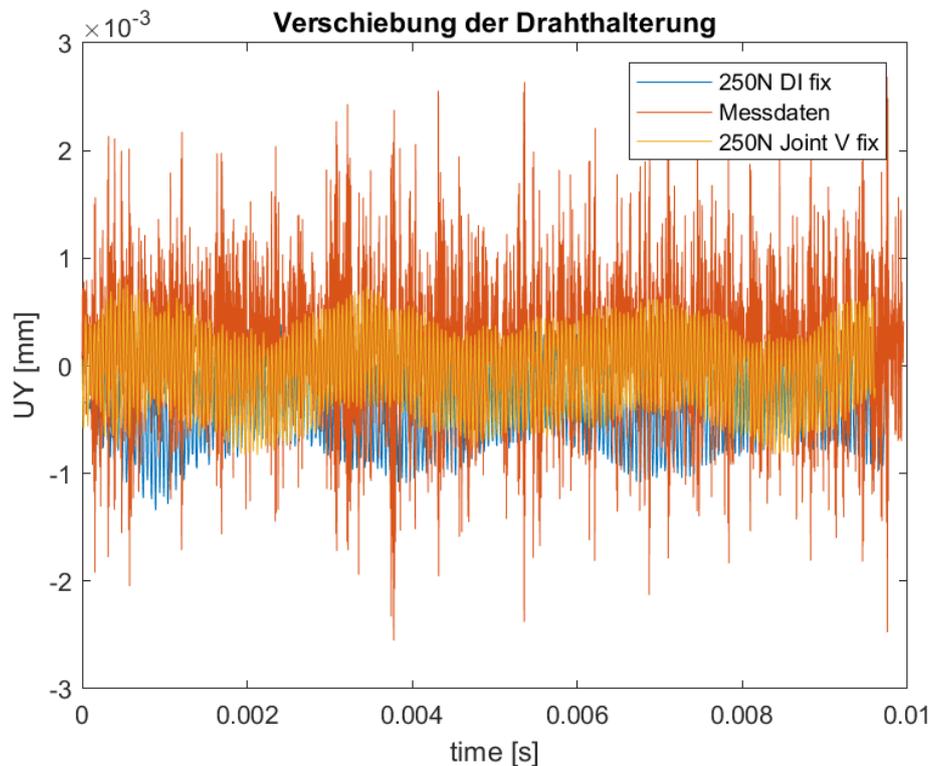


Abbildung 7.2: Auswertung der Verschiebungen in der Drahthalterung, Methodenvergleich

der durch die Vorspannung des Drahtes eingebrachten Energie ist an der überlagerten Schwingung erkennbar. Trotz einer Ausklingzeit von 0,01 Sekunden (Anm.: Gesamtsimulationsdauer 0,03 Sekunden) ist die eingebrachte Energie noch nicht vollständig dissipiert worden. Da die Verschiebungsrandbedingung weniger Energie induziert und eine homogenere Plattenschwingung erlaubt, wird sie im weiteren Verlauf verwendet.

7.2 Auswertung

Aus den Erkenntnissen im vorigen Kapitel werden nun die Verschiebungen der Drahthalterung für die fest eingespannte Platte untersucht. Dabei soll die Abweichung der Simulation zu den Messdaten abgeschätzt werden. Die Messdaten weisen ein starkes Rauschen auf. Die Transformation des Zeitsignals in den Frequenzbereich, mittels einer schnellen Fouriertransformation, gibt Aufschluss über die Frequenzanteile. Die Amplituden bei 20000Hz sind sowohl bei dem Messsignal¹⁸ als auch bei den Simulationsergebnissen am größten.

¹⁸Die Samplingrate beträgt 40000Hz, siehe Kapitel 6.1. Damit liegt die erwartete Frequenz des Signals über dem Nyquist Kriterium.

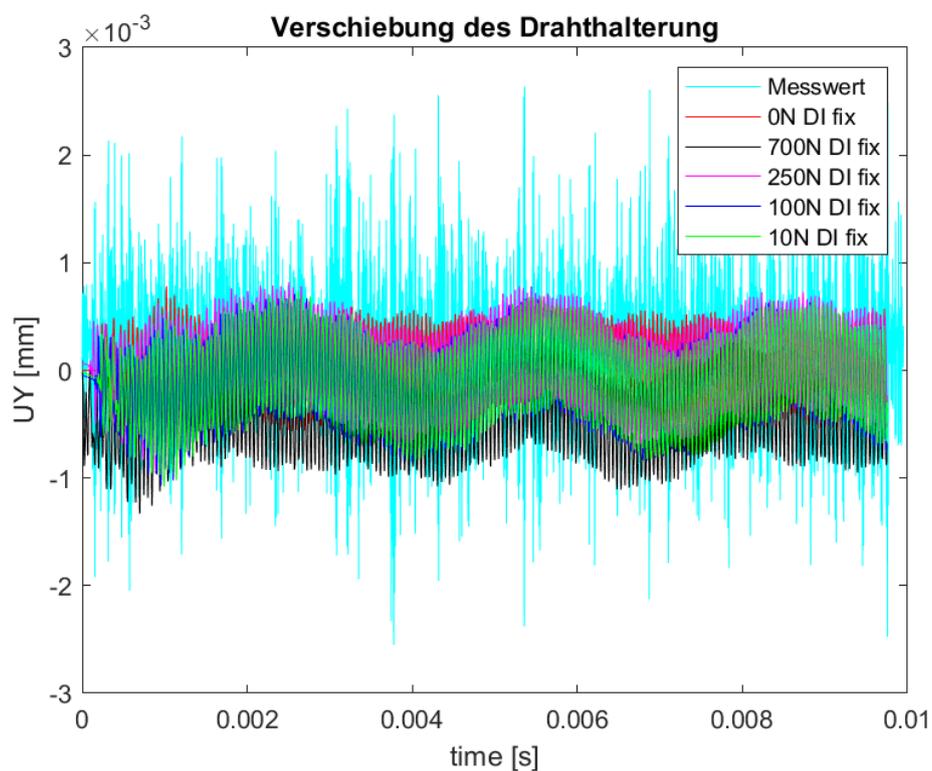


Abbildung 7.3: Auswertung der Verschiebungen an der Drahtanregungsstelle

Ohne einen Filter anzuwenden ist erkennbar, dass die Amplituden des Messsignals in der Größenordnung der Simulation mit einer Vorspannkraft von 100N liegen.

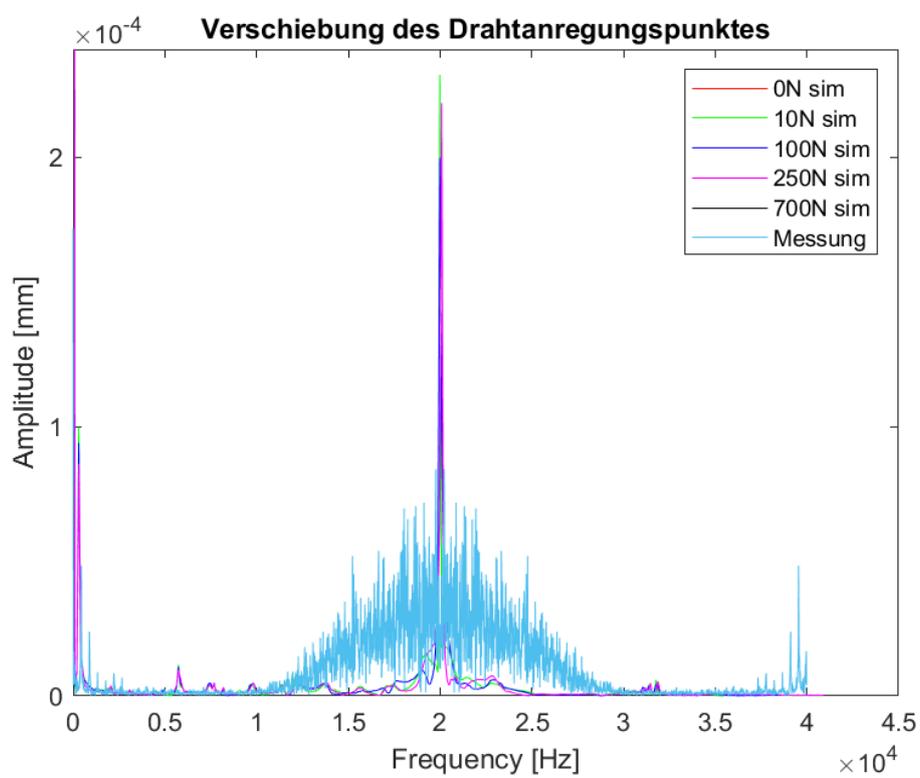
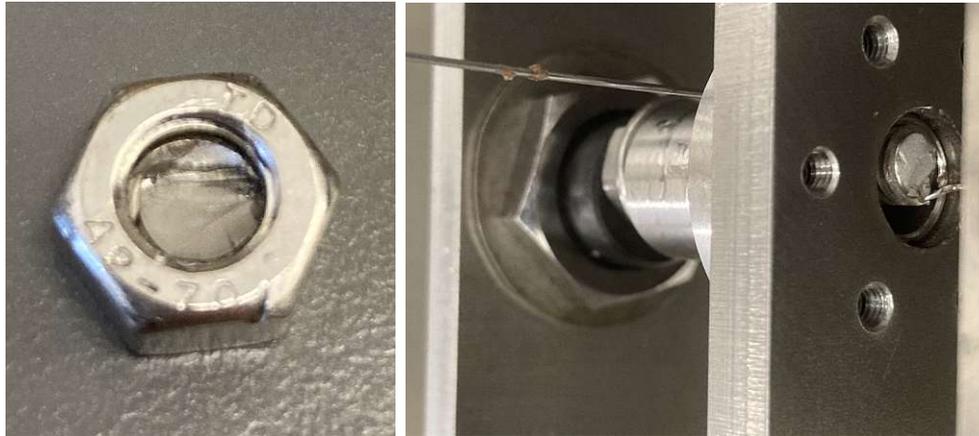


Abbildung 7.4: Auswertung der Verschiebungen an der Drahtanregungsstelle, FFT

7.3 Erkenntnisse

Die Versuche haben gezeigt, dass bei dem Konzept besonderer Wert auf die Reibverhältnisse zwischen der schwingenden Platte und den Führungen gelegt werden muss. Die Hitzeentwicklung auf den ungeschmierten Schultern der Passschrauben war so hoch, dass die Schrauben nach einiger Zeit nicht mehr berührt werden konnten. Die Torsionsfestigkeit



(a) Bruchstelle der Schraube (b) Die Schraubenmutter dreht sich durch die Vibrationen an der Platte fest

der Schrauben war nach dem Versuch geringer als das resultierende Moment aufgrund der Gewindereibung, sodass die Schraube beim Versuch die Mutter abzudrehen gerissen ist. Die Oberfläche an der Bruchstelle lässt auf einen Spröbruch schließen.

Ein weiteres Problem stellen die starken Vibrationen dar. Da bei dem Messaufbau¹⁹ keine Beilagscheiben verwendet wurden, konnten sich die Muttern weiter fest drehen und in die Stahlplatte fressen. Vermutlich wurden die Schrauben dadurch überdehnt. Eine Beilagscheibe hätte den Effekt vermutlich verzögert, aber nicht vollständig verhindert. Hier wäre eine Schraube mit Schaft zu bevorzugen.

¹⁹Der hier analysierte Aufbau war als Funktionstest gedacht und hat deshalb noch keine Beilagscheiben.

8 Conclusio

Damit das Konzept zur hochfrequenten Schwingungsanregung von Drahtschneidevorrichtungen erfolgreich umgesetzt werden kann, muss die Admittanz des Schneidrahmens so ausgelegt werden, dass die Anregung des Drahtes für die Prozessparameter ausreichend hoch ausfällt. Dies kann bewerkstelligt werden, indem die Rahmensteifigkeit angepasst wird, wie in Kapitel 4.1 gezeigt. Bereits bei einer Anregungsamplitude in der Größenordnung von $5\mu\text{m}$ (Abb. 5.11a) werden transversale Schwinggeschwindigkeiten in der Drahtmitte von bis zu 400mm s^{-1} (Abb. 5.13) erreicht. Der Verstärkungsfaktor kann durch die geeignete Wahl der Drahtvorspannkraft (Abb. 5.17) beeinflusst werden.

Um die Parameter gezielt auslegen zu können empfiehlt sich ein Aktuator, dessen Datenblatt Aufschluss über das Kraft- Wegverhältnis (Abb. 4.4) gibt.

9 Appendix

Variation der Gesamtenergie eines unbelasteten Balkens

Ausgehend von Gleichung 2.8 folgt unter Beachtung der Variationsvorschrift und dem Kürzen von $\delta\varepsilon$ erhält man

$$\delta \int_0^l \int_0^{t_0} \left[\rho A \left(2 \frac{\partial w}{\partial t} \frac{\partial W}{\partial t} \right) - EJ \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right) \right] dt dx = 0$$

Wir betrachten zuerst den Term für die kinetische Energie:

$$\int_0^{t_0} \rho A \left(\frac{\partial w}{\partial t} \frac{\partial W}{\partial t} \right) dt = \rho A \left(\frac{\partial w}{\partial t} W \right) \Big|_0^{t_0} - \int_0^{t_0} \left(\rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} W \right) dt = \rho A W \frac{\partial w}{\partial t} \Big|_0^{t_0} - \int_0^{t_0} \left(\rho A W \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \right) dt$$

Eine partielle Integration de Verzerrungspotentials ergibt:

$$- \int_0^l EJ \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right) dx = - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial W}{\partial x} \right) \Big|_0^l + \int_0^l \left(EJ \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} \frac{\partial W}{\partial x} \right) dx$$

Eine weitere partielle Integration führt zu:

$$\int_0^l \left(EJ \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} \frac{\partial W}{\partial x} \right) dx = EJ \left(\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} W \right) \Big|_0^l - \int_0^l \left(EJ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} W \right) dx$$

Die Funktion $W(x, t)$ wird so gewählt, dass auch $\frac{\partial W}{\partial x}$ an den Rändern verschwindet.

Draht FEM: Gekoppelte Massen

Die Modalanalysen wurden mit Ansys durchgeführt. Die Ergebnisse des Antwortspektrums bei einer harmonischen Anregung des Drahtes bei 20kHz und $5\mu\text{m}$ Amplitude sind in den folgenden Abbildungen dargestellt. Dabei ist die Auswertung in Y- Richtung erfolgt.

```

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION ***** Y DIRECTION

```

MODE	FREQUENCY	PERIOD	PARTIC.FACTOR	RATIO	EFFECTIVE MASS	CUMULATIVE MASS FRACTION	RATIO EFF.MASS TO TOTAL MASS
1	420.860	0.23761E-02	0.34998E-03	1.000000	0.122488E-06	0.747694	0.690367
2	420.860	0.23761E-02	0.49056E-08	0.000014	0.240652E-16	0.747694	0.135636E-09
3	1159.69	0.86230E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.747694	0.000000
4	1159.69	0.86230E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.747694	0.000000
5	2272.31	0.44008E-03	0.73269E-05	0.020935	0.536831E-10	0.748022	0.302568E-03
6	2272.31	0.44008E-03	0.15309E-03	0.437408	0.234351E-07	0.891075	0.132085
7	3753.90	0.26639E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.891075	0.000000
8	3753.90	0.26639E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.891075	0.000000
9	5603.51	0.17846E-03	-0.25471E-04	0.072778	0.648769E-09	0.895035	0.365659E-02
10	5603.51	0.17846E-03	0.94184E-04	0.269111	0.887066E-08	0.949184	0.499968E-01
11	7819.71	0.12788E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.949184	0.000000
12	7819.71	0.12788E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.949184	0.000000
13	10401.0	0.96145E-04	-0.18569E-04	0.053058	0.344824E-09	0.951289	0.194349E-02
14	10401.0	0.96145E-04	0.69140E-04	0.197552	0.478030E-08	0.980469	0.269427E-01
15	13345.6	0.74931E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.980469	0.000000
16	13345.6	0.74931E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.980469	0.000000
17	16652.1	0.60052E-04	0.49233E-04	0.140673	0.242390E-08	0.995265	0.136616E-01
18	16652.1	0.60052E-04	-0.27852E-04	0.079581	0.775725E-09	1.000000	0.437214E-02
19	19564.7	0.51112E-04	0.0000	0.000000	0.000000	1.000000	0.000000
20	20318.8	0.49216E-04	0.0000	0.000000	0.000000	1.000000	0.000000
sum					0.163821E-06		0.923327

Abbildung 9.1: FEM: gekoppelte Masse bei 0N Vorspannkraft

```

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION ***** Y DIRECTION

```

MODE	FREQUENCY	PERIOD	PARTIC.FACTOR	RATIO	EFFECTIVE MASS	CUMULATIVE MASS FRACTION	RATIO EFF.MASS TO TOTAL MASS
1	625.359	0.15991E-02	-0.36140E-07	0.000102	0.130609E-14	0.796803E-08	0.736138E-08
2	625.359	0.15991E-02	0.35450E-03	1.000000	0.125668E-06	0.766660	0.708290
3	1468.82	0.68082E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.766660	0.000000
4	1468.82	0.68082E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.766660	0.000000
5	2630.55	0.38015E-03	0.14559E-03	0.410685	0.211955E-07	0.895967	0.119462
6	2630.55	0.38015E-03	-0.88922E-07	0.000251	0.790710E-14	0.895967	0.445660E-07
7	4139.98	0.24155E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.895967	0.000000
8	4139.98	0.24155E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.895967	0.000000
9	6006.96	0.16647E-03	0.94773E-04	0.267345	0.898194E-08	0.950763	0.506240E-01
10	6006.96	0.16647E-03	-0.10275E-06	0.000290	0.105568E-13	0.950763	0.595003E-07
11	8234.77	0.12144E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.950763	0.000000
12	8234.77	0.12144E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.950763	0.000000
13	10824.2	0.92386E-04	0.70154E-04	0.197899	0.492165E-08	0.980788	0.277394E-01
14	10824.2	0.92386E-04	0.49481E-05	0.013958	0.244839E-10	0.980937	0.137996E-03
15	13774.8	0.72597E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.980937	0.000000
16	13774.8	0.72597E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.980937	0.000000
17	17085.6	0.58529E-04	-0.20165E-04	0.056883	0.406628E-09	0.983418	0.229183E-02
18	17085.6	0.58529E-04	0.52135E-04	0.147067	0.271805E-08	1.000000	0.153195E-01
19	19567.5	0.51105E-04	0.0000	0.000000	0.000000	1.000000	0.000000
20	20755.6	0.48180E-04	0.0000	0.000000	0.000000	1.000000	0.000000
sum					0.163916E-06		0.923865

Abbildung 9.2: FEM: gekoppelte Masse bei 10N Vorspannkraft

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION ***** Y DIRECTION

MODE	FREQUENCY	PERIOD	PARTIC.FACTOR	RATIO	EFFECTIVE MASS	CUMULATIVE MASS FRACTION	RATIO EFF.MASS TO TOTAL MASS
1	1469.17	0.68066E-03	0.61206E-10	0.000000	0.374617E-20	0.227581E-13	0.211141E-13
2	1469.17	0.68066E-03	0.36584E-03	1.000000	0.133835E-06	0.813056	0.754323
3	3021.08	0.33101E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.813056	0.00000
4	3021.08	0.33101E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.813056	0.00000
5	4728.66	0.21148E-03	-0.18147E-06	0.000496	0.329315E-13	0.813056	0.185608E-06
6	4728.66	0.21148E-03	0.13011E-03	0.355638	0.169273E-07	0.915890	0.954057E-01
7	6649.71	0.15038E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.915890	0.00000
8	6649.71	0.15038E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.915890	0.00000
9	8826.88	0.11329E-03	-0.31372E-06	0.000858	0.984197E-13	0.915890	0.554713E-06
10	8826.88	0.11329E-03	0.84178E-04	0.230099	0.708601E-08	0.958938	0.399381E-01
11	11290.2	0.88573E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.958938	0.00000
12	11290.2	0.88573E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.958938	0.00000
13	14060.2	0.71123E-04	-0.49257E-05	0.013464	0.242625E-10	0.959086	0.136748E-03
14	14060.2	0.71123E-04	0.63637E-04	0.173950	0.404968E-08	0.983688	0.228248E-01
15	17150.9	0.58306E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.983688	0.00000
16	17150.9	0.58306E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.983688	0.00000
17	19592.3	0.51040E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.983688	0.00000
18	20571.5	0.48611E-04	-0.55456E-06	0.001516	0.307542E-12	0.983690	0.173336E-05
19	20571.5	0.48611E-04	0.51815E-04	0.141636	0.268483E-08	1.000000	0.151323E-01
20	24328.2	0.41105E-04	0.0000	0.000000	0.000000	1.000000	0.00000
sum					0.164608E-06		0.927763

Abbildung 9.3: FEM: gekoppelte Masse bei 100N Vorspannkraft

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION ***** Y DIRECTION

MODE	FREQUENCY	PERIOD	PARTIC.FACTOR	RATIO	EFFECTIVE MASS	CUMULATIVE MASS FRACTION	RATIO EFF.MASS TO TOTAL MASS
1	2225.83	0.44927E-03	0.35703E-07	0.000096	0.127469E-14	0.770827E-08	0.718441E-08
2	2225.83	0.44927E-03	0.37003E-03	1.000000	0.136925E-06	0.828012	0.771739
3	4502.83	0.22208E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.828012	0.00000
4	4502.83	0.22208E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.828012	0.00000
5	6879.62	0.14536E-03	0.23567E-06	0.000637	0.555400E-13	0.828012	0.313034E-06
6	6879.62	0.14536E-03	-0.12705E-03	0.343339	0.161410E-07	0.925620	0.909740E-01
7	9400.37	0.10638E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.925620	0.00000
8	9400.37	0.10638E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.925620	0.00000
9	12103.5	0.82621E-04	-0.33516E-06	0.000906	0.112333E-12	0.925620	0.633131E-06
10	12103.5	0.82621E-04	0.79794E-04	0.215639	0.636708E-08	0.964123	0.358861E-01
11	15021.5	0.66571E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.964123	0.00000
12	15021.5	0.66571E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.964123	0.00000
13	18180.9	0.55003E-04	-0.54032E-05	0.014602	0.291946E-10	0.964300	0.164547E-03
14	18180.9	0.55003E-04	0.59553E-04	0.160939	0.354658E-08	0.985746	0.199892E-01
15	19633.2	0.50934E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.985746	0.00000
16	21603.3	0.46289E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.985746	0.00000
17	21603.3	0.46289E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.985746	0.00000
18	25305.5	0.39517E-04	0.21750E-06	0.000588	0.473075E-13	0.985747	0.266634E-06
19	25305.5	0.39517E-04	0.48549E-04	0.131202	0.235702E-08	1.000000	0.132846E-01
20	29301.1	0.34128E-04	0.0000	0.000000	0.000000	1.000000	0.00000
sum					0.165367E-06		0.932038

Abbildung 9.4: FEM: gekoppelte Masse bei 250N Vorspannkraft

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION ***** Y DIRECTION

MODE	FREQUENCY	PERIOD	PARTIC.FACTOR	RATIO	EFFECTIVE MASS	CUMULATIVE MASS FRACTION	RATIO EFF.MASS TO TOTAL MASS
1	3636.35	0.27500E-03	0.92425E-07	0.000247	0.854235E-14	0.518580E-07	0.481464E-07
2	3636.35	0.27500E-03	0.37346E-03	1.000000	0.139473E-06	0.846700	0.786099
3	7302.77	0.13693E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.846700	0.000000
4	7302.77	0.13693E-03	0.0000	0.000000	0.000000	0.846700	0.000000
5	11028.7	0.90672E-04	0.31428E-05	0.008415	0.987689E-11	0.846760	0.556681E-04
6	11028.7	0.90672E-04	-0.12587E-03	0.337042	0.158438E-07	0.942943	0.892986E-01
7	14842.8	0.67373E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.942943	0.000000
8	14842.8	0.67373E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.942943	0.000000
9	18771.8	0.53272E-04	-0.16794E-05	0.004497	0.282024E-11	0.942960	0.158954E-04
10	18771.8	0.53272E-04	0.77099E-04	0.206444	0.594421E-08	0.979045	0.335028E-01
11	19877.3	0.50309E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.979045	0.000000
12	22840.9	0.43781E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.979045	0.000000
13	22840.9	0.43781E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.979045	0.000000
14	27073.4	0.36937E-04	0.54627E-05	0.014627	0.298412E-10	0.979227	0.168191E-03
15	27073.4	0.36937E-04	-0.56295E-04	0.150738	0.316910E-08	0.998465	0.178617E-01
16	31490.4	0.31756E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.998465	0.000000
17	31490.4	0.31756E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.998465	0.000000
18	31742.0	0.31504E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.998465	0.000000
19	31742.0	0.31504E-04	0.0000	0.000000	0.000000	0.998465	0.000000
20	36110.7	0.27693E-04	0.15900E-04	0.042575	0.252811E-09	1.000000	0.142489E-02
sum					0.164726E-06		0.928426

Abbildung 9.5: FEM: gekoppelte Masse bei 700N Vorspannkraft

Datenblatt Federn

Datenblatt Druckfeder : VD-207U
GUTEKUNST FEDERN

d mm	Drahtdurchmesser	Fn N	Höchstkraft der Feder	nt	St.	Anzahl der Gesamtwindungen	05.2021
D mm	Mittlerer Windungsdurchmesser	Fc N	Theo. Federkraft bei Blocklänge	R	N/mm	Federrate	
Dd mm	Domdurchmesser	L0 mm	Ungespannte Länge der Feder	S	mm	Steigung der Feder	
De mm	Äußerer Windungsdurchmesser	L1 mm	Länge der Feder vorgespannt	s1	mm	Strecke der Feder vorgespannt	
Dh mm	Hülsendurchmesser	L2 mm	Länge der Feder gespannt	s2	mm	Strecke der Feder gespannt	
e1 mm	Abweichung von Mantellinie	Lk mm	Knicklänge	sh	mm	Arbeitsweg (Hub)	
e2 mm	Abweichung von Parallelität	Ln mm	Kleinste Länge der Feder	sn	mm	Grösste Strecke der Feder	
F1 N	Kraft der Feder vorgespannt	Lc mm	Blocklänge	Gewicht	g	Gewicht der einzelnen Feder	
F2 N	Kraft der Feder gespannt	n	St.	Anzahl federnden Windungen			

* Die Werte unter dynamischer Belastung sind nur mit einer durch Kugelstrahlen verfestigten Oberfläche erreichbar !

Form 1: Federenden angelegt und geschliffen
 Form 2: Federenden angelegt

1 Windungsrichtung <input type="checkbox"/> links <input checked="" type="checkbox"/> rechts	7 Führung und Lagerung DIN EN 13906-1 <input type="checkbox"/> Dorn <input type="checkbox"/> Hülse Knicklänge Lk bei Lagerungsbeiwert $v=0,5 / \text{Bild 5}$ <input type="text" value="0,00"/> mm	12 Toleranzen nach DIN EN 15800 <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>Gütegrad</th> <th>De,Di,D</th> <th>L0</th> <th>F1,F2</th> <th>e1,e2</th> <th>Drahtstärke d nach DIN 2076</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>2</td> <td><input checked="" type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>3</td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> </tr> </tbody> </table>	Gütegrad	De,Di,D	L0	F1,F2	e1,e2	Drahtstärke d nach DIN 2076	1	<input type="checkbox"/>	2	<input checked="" type="checkbox"/>	3	<input type="checkbox"/>												
Gütegrad	De,Di,D	L0	F1,F2	e1,e2	Drahtstärke d nach DIN 2076																					
1	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																					
2	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>																					
3	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																					
2 Dynamische Beanspruchung * Fndyn <input type="text" value="41,17"/> Fndtol <input type="text" value="5,80"/> Lndyn <input type="text" value="7,45"/> shdyn <input type="text" value="8,25"/>	3 Werkstoff <input type="text" value="EN 10270-3-1.4310"/>	13 Fertigungsausgleich durch Eine Federkraft mit zugehöriger Länge <input type="checkbox"/> L0 Eine Federkraft mit zugehöriger Länge und L0 <input checked="" type="checkbox"/> n, d Zwei Federkräfte mit zugehörigen Längen <input type="checkbox"/> L0, n, d																								
3 Arbeitsweg sh <input type="text"/> mm 4 Lastspielzahl N <input type="text"/> 5 Lastspielfrequenz n <input type="text"/> / 6 Arbeitstemperatur <input type="text"/> °C	9 Draht- oder Staboberfläche <input checked="" type="checkbox"/> gezogen <input type="checkbox"/> gewalzt <input type="checkbox"/> spanend bearbeitet	14 Federn setzen Alle Federn, die nach ihrer Baugröße zum Setzverhalten neigen, sind vorgesetzt.																								
Bemerkungen Ursprungsland: DE Zolltarifnummer: 73202081		11 Oberflächenschutz <input type="checkbox"/> kugelgestrahlt Staffelpreise <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>Mengenstaffel</th> <th>Einzelpreis [EUR]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>2,8200 €</td></tr> <tr><td>7</td><td>2,1000 €</td></tr> <tr><td>17</td><td>1,0300 €</td></tr> <tr><td>37</td><td>0,7700 €</td></tr> <tr><td>75</td><td>0,6200 €</td></tr> <tr><td>125</td><td>0,4300 €</td></tr> <tr><td>175</td><td>0,3713 €</td></tr> <tr><td>250</td><td>0,3270 €</td></tr> <tr><td>350</td><td>0,3102 €</td></tr> <tr><td>450</td><td>0,2881 €</td></tr> </tbody> </table>	Mengenstaffel	Einzelpreis [EUR]	1	2,8200 €	7	2,1000 €	17	1,0300 €	37	0,7700 €	75	0,6200 €	125	0,4300 €	175	0,3713 €	250	0,3270 €	350	0,3102 €	450	0,2881 €		
Mengenstaffel	Einzelpreis [EUR]																									
1	2,8200 €																									
7	2,1000 €																									
17	1,0300 €																									
37	0,7700 €																									
75	0,6200 €																									
125	0,4300 €																									
175	0,3713 €																									
250	0,3270 €																									
350	0,3102 €																									
450	0,2881 €																									

Gutekunst + Co.KG Federnfabriken · Carl-Zeiss-Straße 15 · D-72555 Metzingen
 Verkauf (+49) 07123 / 960-192 · Individuelle Federn (+49) 07123 / 960-193 · Zentrale (+49) 07123 / 960-0
 Telefax (+49) 07123 / 960-195 · E-mail: verkauf@gutekunst-co.com

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
 The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Datenblatt Piezoaktuator



Technical Data

1. Mechanical Data	
Weight	approx. 1,4 kg
Dimensions (D x H)	approx. 70 x 164 mm
Front thread	½" UNF
Amplitude	10µm (+/- 5µm running idle)
Protection class	IP 20, IEC 60529, DIN EN 60529
2. Electrical Data	
Frequency	20 kHz
Power	Max. 4000 W
3. Connections	
RF – socket	HV – BNC
Air nozzles	Two, IN and OUT air flow nozzles
GND connection	Flat connecting tab 6,3 x 0,8 mm on the housing
4. Miscellaneous	
Operating temperature range	minimum -10°C , maximum +40°C, not condensing
Usage	Ultrasonic welding
Order number	8000.1004

This Product is manufactured in GERMANY.

Requirements for safe usage:

Always connect extra ground wire (2,5mm² or AWG13) to the flat connecting tab on the transducer!

High voltage on RF connector do not disconnect while generator is emitting RF.

Use only dry, oil- and waterless compressed air for cooling.

Don't touch the transducer stack while ultrasonic is on.

Auslegung des Geschwindigkeitsprofils zur Drahtvorspannung

Die Verschiebung eines Drahtendpunktes, um eine Vorspannkraft zu erreichen, regt das gesamte System zum Schwingen an. Die hierdurch induzierten Schwingungen überlagern sich mit den zu untersuchenden Schwingungen des Drahtes. Indem die zeitliche Änderung des Systems, in der die Vorspannkraft aufgebracht wird, klein gehalten wird, reduziert sich auch die induzierte Energie. Als ausreichend "sanft" erweist sich die Vorgabe eines trapezförmigen Geschwindigkeitsprofils (siehe Abbildung 5.3) für den Drahtendpunkt. Hierzu wird vorerst die Zugsteifigkeit des Drahtes mit $k = EA/L$ bestimmt. Die Geometrie- und Materialdaten sind in Abschnitt 2.1.1 angeschrieben. Aus der gewünschten Vorspannkraft (bspw. 250N) ergibt sich ein Vorspannweg von 0,1373mm. Die Beschleunigungs- und Abbremsdauer sind so gewählt worden, dass die Rechenzeit aufgrund der längeren Simulationsdauer nicht zu stark ansteigt. In dieser Arbeit wurden jeweils $2 \cdot 10^{-5}$ s gewählt. So ergibt sich eine Maximalgeschwindigkeit von $11445,67 \text{mm s}^{-1}$, die über den Zeitraum von $1 \cdot 10^{-5}$ s gehalten wird.

Literatur

- [1] Nouredine Aouzale et al. „PSpice Modelling Diffraction Effects in Pulse Echo Ultrasonic System“. In: *2007 14th IEEE International Conference on Electronics, Circuits and Systems*. Piscataway, NJ: IEEE Service Center, 2007, S. 54–57. ISBN: 978-1-4244-1377-5. DOI: 10.1109/ICECS.2007.4510929.
- [2] Vladimir K. Astashev und Vitaly Krupenin. „The effectiveness of vibration machines“. In: *Engineering for Rural Development*. Latvia University of Agriculture, 2017. DOI: 10.22616/ERDev2017.16.N019.
- [3] Astashev, Vladimir K. et al. *Ultrasonic Processes and Machines: Dynamics, Control and Applications*. Foundations of Engineering Mechanics. Berlin und Heidelberg: Springer, 2007. ISBN: 9783540720614. DOI: 10.1007/978-3-540-72061-4. URL: <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:1111-20080912212>.
- [4] Robert D. Blevins. *Formulas for dynamics, acoustics and vibration*. Chichester West Sussex: Wiley, 2016. ISBN: 9781119038115.
- [5] Snehashish Chakraverty. *Vibration of plates*. Boca Raton: CRC Press, 2009. ISBN: 9781420053951.
- [6] Michael Desch. *Der Einfluss der Schneidlage auf den effektiven Keilwinkel des Messers - eine methodische Untersuchung an Schnellschneidern: Zugl.: Darmstadt, Techn. Univ., Diss., 2012*. Göttingen: Sierke, 2013. ISBN: 9783868445329.
- [7] Dieter Dinkler. *Einführung in die Strukturodynamik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020. ISBN: 978-3-658-31844-4. DOI: 10.1007/978-3-658-31845-1.
- [8] Nicholas J. Giordano. *Physics of the piano*. First published in paperback. Oxford: Oxford Univ Press, 2016. ISBN: 9780198789147.
- [9] Jacob Pieter den Hartog. „Mechanische Schwingungen“. In: (1936).
- [10] Herrmann Ultraschalltechnik GmbH & Co. KG. *Schwingung – Amplitude – Frequenz - Herrmann Ultraschall*. 2021. URL: <https://www.herrmannultraschall.com/de/ultraschall-grundlagen/basics/schwingung-amplitude-frequenz/> (besucht am 12.04.2021).
- [11] Holger Hielscher. „Entwicklung einer Hochleistungsultraschalleinheit“. In: (2016).
- [12] Thorsten A. Kern. *Entwicklung Haptischer Geräte*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2009. ISBN: 978-3-540-87643-4. DOI: 10.1007/978-3-540-87644-1.
- [13] Mohsen Khajezadeh und Mohammad Reza Razfar. „FEM and Experimental Investigation of Cutting Force During UAT Using Multicoated Inserts“. In: *Materials and Manufacturing Processes* 30.7 (2015), S. 858–867. ISSN: 1042-6914. DOI: 10.1080/10426914.2014.973590.
- [14] Franz Kollmann, Roland Angert und Thomas F. Schösser. *Praktische Maschinenakustik*. VDI. Berlin: Springer, 2004. ISBN: 3540200940.
- [15] Manfred Kaltenbacher et al. „Skriptum zur Vorlesung Mess- und Schwingungstechnik: Für Studierende der Studienrichtung Bachelorstudium- Maschinenbau und Wirtschaftsingenieurwesen- Maschinenbau“. In: 2020 ()

- [16] Chandra Nath und Mustafizur Sazedur Rahman. „Effect of machining parameters in ultrasonic vibration cutting“. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 48.9 (2008), S. 965–974. ISSN: 08906955. DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2008.01.013.
- [17] Adriano Oprandi. *Angewandte Differentialgleichungen: Band 1: Kinetik, Biomathematische Modelle*. 1. Aufl. Boston: De Gruyter, 2020. ISBN: 9783110683790.
- [18] Robert Palmieri und Margaret W. Palmieri. *Piano: An encyclopedia*. 2nd ed. Bd. 1. Encyclopedia of keyboard instruments. New York: Routledge, 2003. ISBN: 0415937965.
- [19] David M. Parks. „2.002 Mechanics and Materials II“. In: ().
- [20] Fuat Pasin. „Energiebetrachtungen bei Biegeschwingungen von in Längsrichtung durch feste Einspannungen bewegten Stäben“. In: *ZAMM - Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik* 52.6 (1972), S. 373–374. ISSN: 00442267. DOI: 10.1002/zamm.19720520609.
- [21] Piezosystem Jena GmbH. *Piezofibel: Wissenswertes zur Piezomechanik*. URL: <https://www.piezosystem.de/piezopedia/piezotheorie/> (besucht am 17. 02. 2022).
- [22] Roberto Capodiecici und Glen Ellyn. „Apparatus and method for shaped cutting and slitting of food products“. US 2004/0134327 A1. 2004. URL: <https://patents.google.com/patent/us20040134327a1/en> (besucht am 17. 02. 2022).
- [23] Roberto Capodiecici und Glen Ellyn. „Apparatus and method for ultrasonic cutting“. US 2007/0199423 A1. 2007. URL: <https://patents.google.com/patent/us20070199423a1/en> (besucht am 17. 02. 2022).
- [24] Russell C. Hibbeler. *Technische Mechanik 3: Dynamik*. 12., aktualisierte Aufl. Always learning. ISBN: 9783868941272.
- [25] Günter Schmidt. „Über die Biegeschwingungen des gelenkig gelagerten axial pulsierend belasteten Stabes“. In: *Mathematische Nachrichten* 23.2 (1961), S. 75–132. ISSN: 0025584X. DOI: 10.1002/mana.1961.3210230202.
- [26] Susann Zahn. „Ultraschallschneiden von Lebensmitteln: Optimierung durch Abstimmung der Verfahrensparameter auf die spezifischen Eigenschaften des Schnittgutes“. Diss. Technische Universität Dresden, 2009.
- [27] István Szabó. *Höhere Technische Mechanik: Nach Vorlesungen*. Berlin, Heidelberg und s.l.: Springer Berlin Heidelberg, 1956. ISBN: 9783662255759. DOI: 10.1007/978-3-662-25575-9.
- [28] Peter N.H. Thomas und Vladimir I. Babitsky. „Experiments and simulations on ultrasonically assisted drilling“. In: *Journal of Sound and Vibration* 308.3-5 (2007), S. 815–830. ISSN: 0022460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2007.03.081.
- [29] Jörg Wauer. *Kontinuumsschwingungen*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014. ISBN: 978-3-8348-1819-5. DOI: 10.1007/978-3-8348-2242-0.
- [30] Walter Weizel. *Lehrbuch der Theoretischen Physik: Erster Band Physik der Vorgänge Bewegung · Elektrizität · Licht · Wärme*. Dritte Verbesserte Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1963. ISBN: 9783642873379. DOI: 10.1007/978-3-642-87337-9.

- [31] Zhang Zhiwei. und Vladimir I. Babitsky. „Finite element modeling of a micro-drill and experiments on high speed ultrasonically assisted micro-drilling“. In: *Journal of Sound and Vibration* 330.10 (2011), S. 2124–2137. ISSN: 0022460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2010.12.025.