

SIMULATION UND BEWERTUNG DES DYNAMISCHEN VERHALTENS EINES PIEZOELEKTRISCHEN ULTRASCHALLWANDLERS

In diesem Beitrag wird das dynamische Verhalten eines piezoelektrisch angetriebenen Ultraschallwandlers untersucht. Speziell wird ein Langevin-Schwinger betrachtet. Dessen typische Geometrie wird mechanisch manipuliert, um die Arbeitsspitze des Systems zu Schwingungen außerhalb ihrer Längsebene anzuregen. Die Schwingungen des Systems werden mittels einer 3D-FEM Simulation berechnet und hinsichtlich einer späteren Optimierung bewertet. Das Ziel ist es, eine optimale Lösung zu erarbeiten, bei der die Arbeitsspitze in möglichst vielen Raumrichtungen schwingt.

This paper concentrates on the dynamic behavior of a piezoelectric driven ultrasonic transducer. The studies focus specifically on the Langevin-type transducer that is known to oscillate in one vibration direction. The typical geometry is manipulated mechanically and the vibrations of the system are simulated by means of a 3D-FEM analysis. The results are evaluated with regard to a subsequent optimization. The aim is to work out an optimal system configuration, where the application tip oscillates in multiple spatial directions.

1. Einleitung

Ultraschallwandler-Systeme werden als Ultraschallsender oder –empfänger verwendet. Ein Beispiel für Ultraschallsender sind piezoelektrische Oszillatoren, an die eine hochfrequente elektrische Wechselspannung gelegt wird und die dadurch in Schwingung versetzt werden (inverser piezoelektrischer Effekt). Sie kommen in der Form von Langevin-Schwingern während der professionellen Zahnreinigung zur Entfernung von dentalem Plaque und Zahnstein zum Einsatz, wo sie als Ultraschall-Scaler (Bild 1) bezeichnet werden. Diese Ultraschall-Schwinger arbeiten, ebenso wie die beim Ultraschallschweißen genutzten Schwinger, im Resonanzbetrieb. Dieser Beitrag konzentriert sich auf den dentalen Ultraschall-Schwinger.

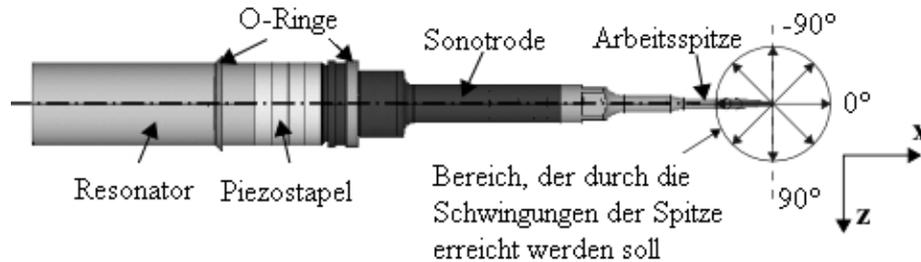


Bild 1. Ultraschall-Scaler (Draufsicht)

Der Antrieb erfolgt über piezoelektrische Keramikscheiben, welche in einem Stapel angeordnet sind und Axialschwingungen im System erzeugen. Diese werden über ein Verstärkungshorn (Sonotrode) an die Arbeitsspitze weitergeleitet, die durch ihre eindimensionale Längsschwingung die dentalen Beläge entfernt. Am anderen Ende des Schwingungssystems dient die Gegenmasse, oder auch Resonator genannt, zur Aufnahme von Reaktionskräften, die beim Betrieb des Scalers entstehen.

Die Mehrzahl der heutigen Scaler oszilliert ausschließlich in einer Richtung (die x-Richtung oder 0° in Bild 1). Eine klinische Studie [1] hat ergeben, dass die behandelte Zahnoberfläche wenig geschädigt wird, wenn die Arbeitsspitze parallel zu ihr schwingt (links in Bild 2). Aufgrund der eingeschränkten Bewegungsmöglichkeiten in der Mundhöhle des Patienten ist es wahrscheinlich, dass der Zahnarzt diese optimale Arbeitsposition nicht dauerhaft gewährleisten kann (rechts in Bild 2). In diesen Fällen ist es wünschenswert, dass die Spitze in verschiedenen Winkeln oszillieren kann, wie es in Bild 1 angedeutet ist. Durch eine geeignete Ansteuerung könnte sie so immer parallel zur Zahnoberfläche arbeiten.



Bild 2. Handhabung des Scalers

Es existiert bereits ein Gerät, das in der Lage ist, eine solche Ansteuerung für den neu zu entwickelnden Ultraschall-Scaler bereitzustellen [2]. Die Software dieses Gerätes beinhaltet u.a. einen Detektionsmodus, der es ermöglicht, Zahnbeläge von einer gesunden Zahnoberfläche zu unterscheiden [3], [4]. Dieser Algorithmus könnte erweitert werden, so dass er außerdem erkennt, unter welchem Winkel die Arbeitsspitze zum Zahn schwingt. Anschließend kann der Scaler so angesteuert werden, dass die Spitze parallel zur Zahnoberfläche oszilliert.

Das Ziel der Untersuchung ist es, Ultraschall-Scaler zu entwickeln, bei denen die Arbeitsspitze außerhalb der Längsebene schwingt, obwohl das System ausschließlich in Längsrichtung angeregt wird. In diesem Beitrag werden dazu die Bauteile Sonotrode und Resonator mechanisch modifiziert, z.B. durch einen Materialschnitt. Die Varianten werden mittels der Finiten Elemente Methode (FEM) analysiert und zur Validierung des Modells werden Prototypen gebaut und vermessen. Anschließend werden die berechneten Amplitudengänge in Hinblick auf eine spätere Optimierung des Schwingungssystems bewertet und ein Ausblick auf die Optimierung des Ultraschall-Scalers schließt den Beitrag ab.

2. Aufbau und Validierung des Simulationsmodells

Das Schwingungsverhalten des Scalers in seinem Arbeitsbereich wird mittels der FE-Software ANSYS® simuliert und die Amplitude am distalen Ende der Arbeitsspitze wird ausgewertet. Die so erhaltenen Amplitudengänge werden den Messungen an realen Prototypen gegenübergestellt.

2.1. Experimentelle Untersuchungen

Es gibt verschiedene Messsysteme für die experimentelle Messung der Amplitude der Arbeitsspitze. In [5] und [6] z.B. wird die Bewegung verschiedener Spitzen an unterschiedlichen Scaltern mittels eines Laser Scanning Vibrometers berührungslos gemessen und anschaulich dargestellt. Hier erfolgt die Messung mit einem elektro-optischen Wegmesser, der die Bewegung ebenfalls berührungsfrei misst.

Die Messungen liefern die frequenzabhängigen Schwingungsamplituden der Spitze für die Längs- und Querrichtung. Bei der Gegenüberstellung der vermessenen Amplitudengänge verschiedener Scaler fallen Streuungen in den Amplituden und Eigenfrequenzen auf (Bild 3). Diese Streuungen sind u.a. auf Toleranzen in der Fertigung und Montage der Scaler und Arbeitsspitzen oder auf die Erwärmung der Scaler während der Messung zurückzuführen.

Um ein Maß für die Streuung zu erhalten, wurden 24 Scaler einer Serie vermessen, welche ausschließlich in Längsrichtung (x' -Richtung) schwingen. Eine Auswahl gemessener Amplitudengänge zeigt Bild 3. Die relative Abweichung der Eigenfrequenzen beträgt maximal 2% bei der ersten Eigenfrequenz f_{R1} , die Abweichung der Amplituden liegt bei maximal 22%. Bei einer größeren Stichprobe würde sich der Streubereich wahrscheinlich noch leicht vergrößern.

Aus dieser Betrachtung lässt sich eine Genauigkeitsanforderung für die Simulationsrechnungen ableiten. Es wird gefordert, dass die Eigenfrequenzen bis auf die doppelte Schwankungsbreite, also auf 4% genau, mit den Messungen übereinstimmen. Die Amplituden in der Resonanz sollten so gut wie möglich mit den Messwerten übereinstimmen. Da die Amplituden eines mechanischen Schwingensystems in der Resonanz ganz wesentlich durch die Dämpfung beeinflusst werden, ist die sinnvolle Festlegung geeigneter Dämpfungsgrößen eine wichtige Voraussetzung einer guten Simulationsrechnung.

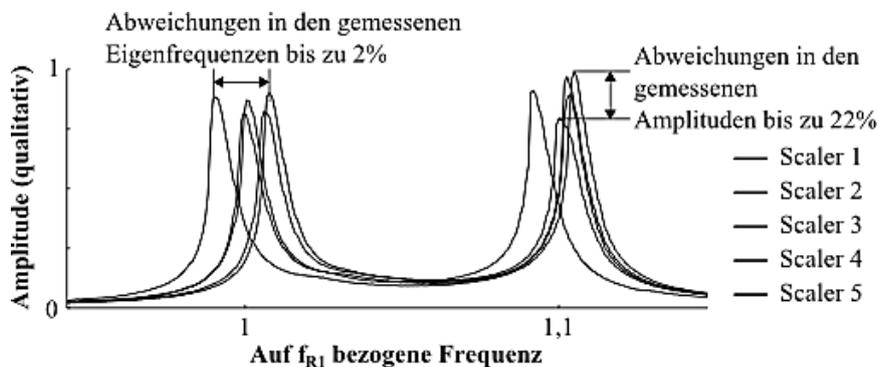


Bild 3: Gemessene Längsschwingungen an verschiedenen Scaltern

2.2. Simulationsmodell in ANSYS®

Das Verhalten des Scalers wird an einem 3D FE-Modell untersucht (Bild 4), das mit ca. 32000 Elementen vernetzt ist. Die Lagerung erfolgt an den beiden O-Ringen (siehe Bild 1) durch Behinderung der translatorischen Freiheitsgrade und die Anregung am Piezostapel, wo jede Piezokeramik mit einer Spannungsdifferenz von 130 V beaufschlagt wird. Die Materialdaten werden der DIN entnommen und durch geringfügige Änderungen an das Modell angepasst.

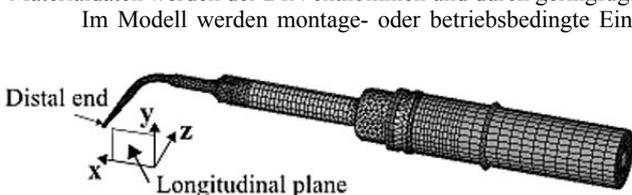


Bild 4: Simulationsmodell des Ultraschall-Scalers

Im Modell werden montage- oder betriebsbedingte Einflüsse auf das Schwingverhalten, wie z.B. die mechanische Vorspannung der Piezoscheiben oder die Erwärmung des Scalers im Betrieb, nicht berücksichtigt. Diese Einflüsse können zu einer Streuung bei den Schwingungsamplituden bzw. bei der Lage der Eigenfrequenzen und somit auch zu Abweichungen zwischen den experimentellen und simulierten Amplitudengängen führen.

2.3. Simulationsergebnisse

Zunächst wird eine Eigenfrequenzanalyse des Scalers durchgeführt, welche drei Eigenfrequenzen im betrachteten Arbeitsbereich liefert. Bei zwei Eigenfrequenzen schwingt die Spitze in der Längsebene des Scalers und bei der dritten schwingt sie außerhalb dieser Ebene.

Die anschließende harmonische Analyse zeigt, dass beim unveränderten Scaler ausschließlich die beiden Eigenfrequenzen in der Längsebene angeregt werden (Bild 6). Die Spitze schwingt in x' -Richtung innerhalb der Längsebene, jedoch nicht in z -Richtung. Eine Biegeschwingung kann nicht auftreten, da das System hinsichtlich der Längsebene symmetrisch aufgebaut ist und die Anregung durch die Piezokeramiken ebenfalls innerhalb der Längsebene erfolgt.

Um Biegeschwingungen zu generieren, ist es notwendig, Asymmetrien im System zu erzeugen. Die Bewegungsdifferentialgleichung des schwingungsfähigen Systems lautet:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\mathbf{q} = \mathbf{F}(t) \quad (1)$$

Eine gezielte Asymmetrie kann durch Manipulationen an der Massenmatrix \mathbf{M} , der Dämpfungsmatrix \mathbf{B} , der Steifigkeitsmatrix \mathbf{C} , sowie dem Lastvektor \mathbf{F} erzeugt werden. In den folgenden Untersuchungen wird Material an den Bauteilen Sonotrode und Resonator hinzugefügt bzw. entfernt (Bild 5), d.h., es werden Änderungen in \mathbf{M} und \mathbf{C} vorgenommen.

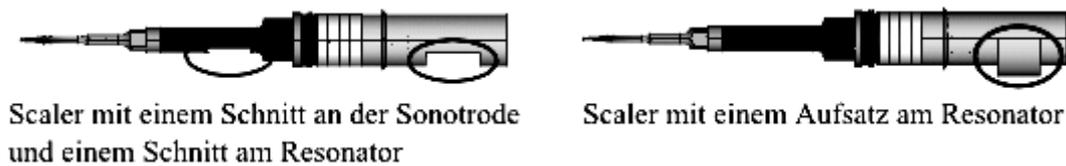


Bild 5: Beispiele für Modifikationen am Scaler

Der Amplitudengang eines Scalers mit einem Schnitt an der Sonotrode ist in Bild 6 dem Amplitudengang eines Scalers ohne Änderungen gegenübergestellt. Es ist gut zu erkennen, dass bei dem modifizierten Scaler, im Gegensatz zum Scaler ohne Änderungen, die Biegeschwingung angesteuert werden kann.

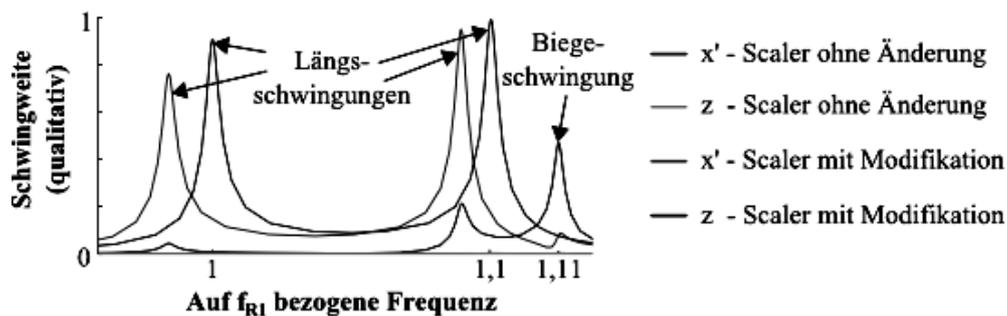


Bild 6: Amplitudengänge des Scalers

Die Simulationsergebnisse an einem Scaler ohne Modifikationen und einem Scaler mit einer Änderung zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Untersuchungen (Bild 7). Hinsichtlich der Lage der Eigenfrequenzen liegt die Abweichung zwischen Modell und Realität unter 3%. Bei den Amplituden können die Abweichungen bis zu 25% betragen. Grund dafür sind insbesondere unzureichende Kenntnisse zur Dämpfung des Schwingungssystems. Allerdings streuen die Amplituden auch stark zwischen den einzelnen Messungen. Vor diesem Hintergrund ist die Abweichung der Simulations- zu den Messwerten durchaus akzeptabel. Das hier ermittelte neue Simulationsmodell ist somit eine sehr gute Basis für die folgende Bewertung und die spätere Optimierung des Scalers.

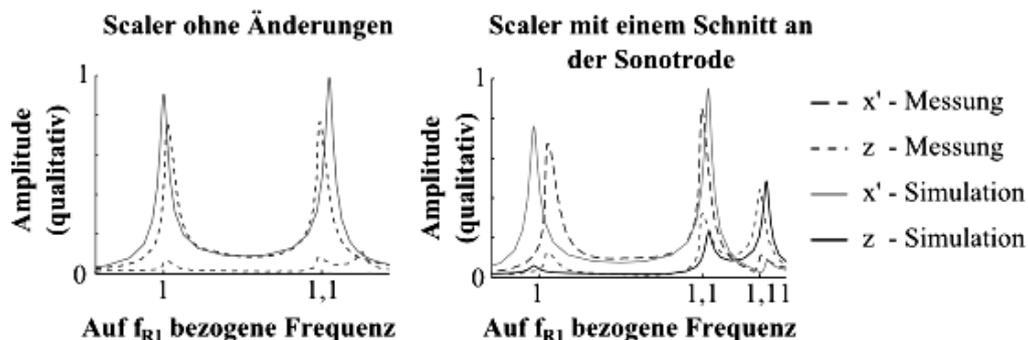


Bild 7: Gemessene und simulierte Amplitudengänge unterschiedlicher Scaler

3. Bewertung der Simulationsergebnisse

Die FE-Simulation liefert die Amplitudengänge der Schwingungssysteme. Um die Scaler im Rahmen einer späteren Optimierung bewerten zu können, ist es notwendig, aus den Informationen Kennwerte zu ermitteln, die verglichen werden können.

Kennwerte des Amplitudengangs

Die Rechnung in ANSYS® liefert für die betrachteten Frequenzen im Arbeitsbereich den Real- und Imaginärteil der Verschiebungen in x, y und z. Für jede Frequenz kann somit das Schwingungsbild der Spitze berechnet werden. Die Schwingungsamplitude in den 3 Raumrichtungen ergibt sich aus der Vektoraddition von Real- und Imaginärteil der jeweiligen Komponente:

$$A_i(f) = \sqrt{\text{Re}^2(i) + \text{Im}^2(i)} \quad (2)$$

Weiterhin kann aus den Werten eine Aussage zur Schwingform der Spitze gewonnen werden. Die Darstellung der Eigenform in der xz-Ebene bei einer Frequenz f erfolgt über:

$$x(t) = A_x(f) \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t) \quad (3)$$

$$z(t) = A_z(f) \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t + \Delta\phi) \quad (4)$$

$$\text{mit } \Delta\phi = \phi_x - \phi_z \quad (5)$$

$$\text{und } \phi = \arctan\left(\frac{\text{Im}}{\text{Re}}\right) \quad (6)$$

Beide Richtungen werden dabei mit derselben Frequenz f angesteuert, so dass die Spitze eine leicht elliptische Bewegung ausführt (

Bild 8). Sonderfälle sind die gerade Schwingung (Phasendifferenz ist 0° bzw. 180°) und die kreisförmige Schwingung (Phasendifferenz ist 90°).

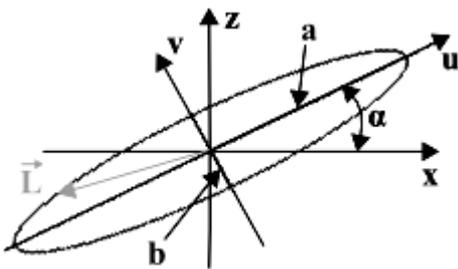


Bild 8: Elliptische Schwingform der Spitze

Die relevanten Parameter der Ellipse sind die Längen der Achsen a und b sowie der Winkel zur x-Achse α, wobei α den Schwingungswinkel bezeichnet, unter dem die Spitze außerhalb der Längsebene des Scalers schwingt. Ziel ist es, dass möglichst viele derartige Winkel mit ausreichender Amplitude entstehen, damit verschiedene Bewegungsrichtungen durch Wahl der zugehörigen Frequenzen gezielt angesteuert werden können. Die Längen der Achsen a und b liefern eine Information über die Ausprägung der elliptischen Schwingung. Gewünscht ist, dass die Spitze linear schwingt, also dass b gegen Null geht.

Zur Ermittlung der Parameter wird die Ellipsengleichung benötigt:

$$\frac{u^2}{a^2} + \frac{v^2}{b^2} = 1 \quad (7)$$

Die Koordinaten u und v ergeben sich aus der Drehung des ursprünglichen Koordinatensystems um den Winkel α:

$$\begin{pmatrix} u \\ v \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x \\ z \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & \sin(\alpha) \\ -\sin(\alpha) & \cos(\alpha) \end{pmatrix} \quad (8)$$

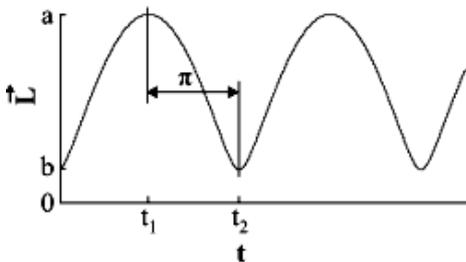


Bild 9: Längenvektor der Ellipse

Die Länge des Vektors \vec{L} , der die Kontur der Ellipse beschreibt, ergibt sich aus:

$$\vec{L}(t) = \sqrt{x^2(t) + z^2(t)} \quad (9)$$

Die Längen der Halbachsen der Ellipse a und b sind das Maximum bzw. das Minimum des Längenvektors (

Bild 9). Zur Ermittlung dieser Längen sind somit die Nullstellen der ersten Ableitung des Längenvektors zu berechnen. Diese liegen bei:

$$t = \frac{1}{2\omega} \left[\arctan\left(\frac{\sin(2 \cdot \Delta\phi)}{-\left(\frac{A_z}{A_x}\right)^2 - \cos(2 \cdot \Delta\phi)} \right) + k \cdot \pi \right], \quad k \in \mathbb{Z}, \quad \Delta\phi \neq k \cdot \frac{\pi}{2} \quad (10)$$

Gleichung 10 liefert kein Ergebnis, wenn die Schwingform ein Kreis ist, also die Phasendifferenz zwischen der x- und z-Schwingung 90° beträgt. In diesem Sonderfall ergeben sich die Parameter der Schwingung aus $a = b$ und es wird kein Winkel α berechnet.

Im allgemeinen Fall erhält man aus Gleichung 10 zwei Punkte t_1 und t_2 (

Bild 9), welche die Bedingung $\bar{L}(t_1) \geq \bar{L}(t_2)$ erfüllen. Die Parameter der Ellipse berechnen sich somit aus:

$$a = \sqrt{x^2(t_1) + z^2(t_1)} = \bar{L}(t_1) \quad (11)$$

$$b = \sqrt{x^2(t_2) + z^2(t_2)} = \bar{L}(t_2) \quad (12)$$

$$\alpha = \arctan \left\{ \frac{z(t_1)}{x(t_1)} \right\} \quad (13)$$

Für die Bewertung der Simulationsergebnisse stehen somit drei Kriterien zur Verfügung:

- die Schwingungsamplitude,
- der Schwingungswinkel und
- die Ausprägung der elliptischen Schwingung.

3.2. Bewertung der Schwingungen der Spitze

Die Ziele bei der Optimierung des Scalers sind, dass das Instrument effizient die dentalen Beläge abträgt und dass der Zahn dabei minimal bzw. gar nicht geschädigt wird. Demnach sind die Hauptkriterien einer Optimierung die Amplitude und der Winkel der Schwingung. Für ein automatisiert arbeitendes Optimierungsverfahren können diese in einer sogenannten Fitnessfunktion definiert werden.

Die Arbeitsspitzen der untersuchten Scaler schwingen typischerweise mit Amplituden von mindestens $90 \mu\text{m}$. In internen Tests konnte eine Mindestamplitude (Bild 10) bestimmt werden, mit der eine Spitze schwingen sollte, damit die Abtragleistung des Scalers noch zufriedenstellend ist. Alle Schwingungen, die diese Amplitude nicht erreichen, werden in der Bewertung des Scalers nicht berücksichtigt.

Bei der Auswertung des Schwingungswinkels werden ausschließlich die Winkel betrachtet, bei denen die Amplitude den Mindestwert erreicht. Bei der Bewertung des Winkels wird der Bereich $\alpha = -90^\circ \dots 90^\circ$ betrachtet. Der andere Bereich ist dazu punktsymmetrisch, da das distale Ende der Spitze um den Mittelpunkt oszilliert (Bild 10). In der praktischen Anwendung wird derzeit eine Toleranz von 30° beim Schwingungswinkel akzeptiert, d.h. die Spitze darf mit einem Winkel von max. 30° zum Zahn schwingen. Um diese Toleranz gewährleisten zu können wird der auszuwertende Schwingbereich in 12 Winkelbereiche à 15° unterteilt (Bild 10).

Am Beispiel des Schwingungsbildes aus Bild 10 wird die Fitnessfunktion erläutert. Die blauen Linien zeigen die Schwingungsamplituden der Spitze und in welchem Winkel die Spitze zur Längsebene des Scalers ($\alpha = 0^\circ$) schwingt. Die Information zur zugehörigen Frequenz wird bei dieser Darstellung nicht gegeben. Sie kann aber selbstverständlich durch Zuordnung aus den Simulationsergebnissen entnommen werden (vgl. Gleichungen 3, 4, 11, 12).

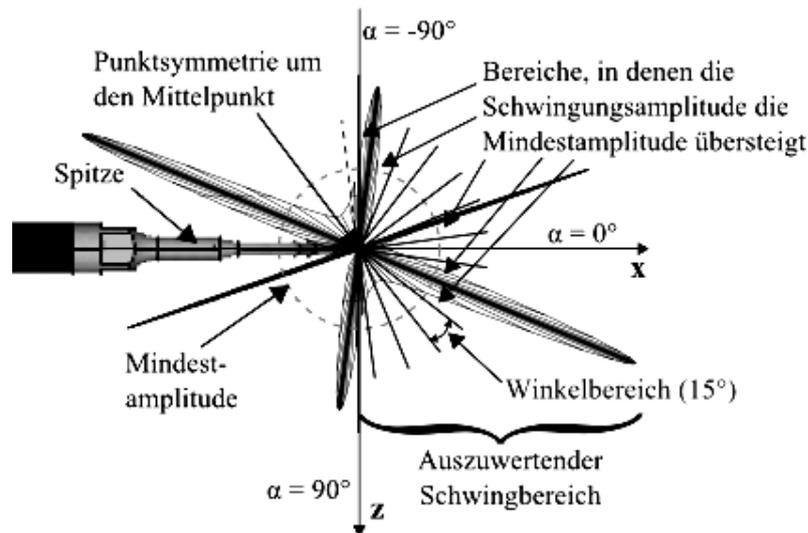


Bild 10: Schwingungsbild eines modifizierten Scalers

Zur Ermittlung der Fitness des Winkels werden zunächst diejenigen Bereiche gezählt, in denen die Schwingungsamplitude die Mindestamplitude übersteigt. Im vorliegenden Fall sind es 5 Bereiche. Je größer die Anzahl der Bereiche ist, desto höher ist die Fitness:

$$Fitness_{Winkel} = \frac{Anzahl_{Bereiche}}{12} \quad (14)$$

Die Fitness der Amplitude wird ermittelt, indem alle Amplitudenwerte, die die Mindestamplitude übersteigen, addiert werden und anschließend der Mittelwert gebildet wird. Je größer dieser Mittelwert ist, desto höher ist die Fitness:

$$Fitness_{Amplitude} = Mittelwert_{Amplituden} \quad (15)$$

Mit diesen beiden Definitionen kann eine Fitnessfunktion formuliert werden, die bei einer späteren Optimierung die Schwingungen der Arbeitsspitze bewertet.

4. Fazit

Es wurde gezeigt, dass die Arbeitsspitze eines modifizierten, piezoelektrisch angetriebenen Ultraschallwandlers in verschiedenen Winkeln außerhalb ihrer Längsebene schwingen kann, obwohl die Struktur ausschließlich in Längsrichtung angeregt wird. Dieses Verhalten kann numerisch mittels FEM sehr genau abgebildet werden.

Die berechneten Amplitudengänge liefern Informationen über die Schwingungsamplitude und den Schwingungswinkel der Arbeitsspitze. Beide Kennwerte lassen sich in nachfolgenden Untersuchungen im Rahmen einer Mehrzieloptimierung (Pareto-Optimierung) maximieren. Dazu ist ein speziell auf dieses Problem zugeschnittener Evolutionärer Algorithmus zu entwickeln, der die globalen Optima der Fitnesslandschaft findet.

Literatur

1. Flemming, T.; Petersilka, G., Mehl, A. et al.: The effect of working parameters on root substance removal using a piezoelectric ultrasonic scaler in vitro, J Clin Periodontol 69, S. 547-553, 1998
2. Strackeljan, J. et al.: Ein neuartiges Dentalgert mit Fuzzy-Klassifikator, Information-Mining und Wissensmanagement in Wissenschaft und Technik, Tagungsband AFN-Symposium, S. 66-84, 2008
3. Oehme, B.: Klassifikation von Zahnoberflächen mittels Ultraschallanregung – ein adaptives Verfahren zur Mustererkennung, Dissertation, 2004
4. Meissner, G.; Oehme, B.; Strackeljan, J.; Kocher, Th.: A new Clinical subgingival calculus detection with a smart ultrasonic device: a pilot study, J Clin Periodontol 35, S. 126-132, 2008
5. Lea, S.C.; Landini, G.; Walmsley, A.D.: Vibration characteristics of ultrasonic scalers assessed with scanning laser vibrometry, Journal of Dentistry 30, S. 147-151, 2002
6. Lea, S.C.; Landini, G.; Walmsley, A.D.: Three-dimensional analyses of ultrasonic scaler oscillations, J Clin Periodontol 36, S. 44-50, 2009