

Statusbericht zum BMFT-Verbundprojekt:

**"Einsatz der Mikromechanik zur Herstellung
frequenzanaloger Sensoren"**

(Berichtszeitraum: 1.1. - 30.6.90)

a.) Patent- und Literaturrecherche:

Im Berichtszeitraum wurden Literaturrecherchen an den Bibliotheken der Universität Stuttgart und des Hahn-Schickard-Instituts durchgeführt. Die für das Projekt relevanten Artikel (52 Stk.) wurden ausgewertet und in der institutseigenen PC-Datenbank (Programmsystem LIDOS) zusammengefaßt.

Weiterhin wurden verschiedene, projektrelevante Patentschriften (9 Stk.) geprüft und ausgewertet. Es handelte sich hierbei im einzelnen um resonante Sensoren auf Quarz- bzw. Silizium-Basis, die sich durch verschiedene Geometrien (Biegebalken, Einfach-, Doppelstimmgabel, Membran) und Anregungsprinzipien (piezoelektrisch, elektrostatisch, elektromagnetisch, elektro-, photothermisch) unterscheiden. Die rechtlichen Auswirkungen der eingereichten Patente auf die im Projekt zu entwickelnden Sensoren muß im einzelnen noch überprüft werden. Hierzu sollen mit den Verbundpartnern koordinierende Gespräche geführt werden, um das weitere Vorgehen gemeinsam abzustimmen.

Dem Anhang ist eine Liste der Patentschriften (Anlage A.) mit einer kurzen Zusammenfassung des Inhalts und eine Kurzliste der Literaturartikel (Anlage B.) zu entnehmen.

b.) Analytische Berechnungen:

Die bisher in der Literatur vorgestellten und veröffentlichten resonanten Sensoren auf Quarz- bzw. Siliziumbasis gehen meist von einfachen geometrischen Grundstrukturen aus. Zur Anwendung kommen hierbei entweder Einfach- (SB = Single-Beam) [Alb84] oder Doppel-

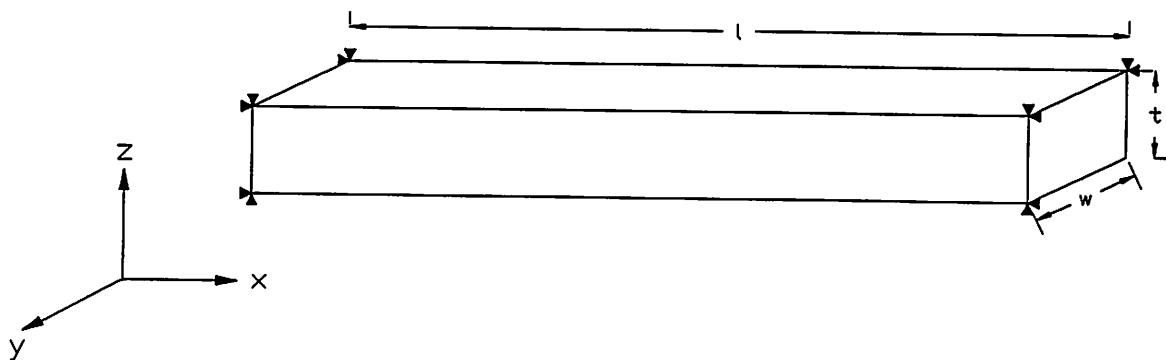
stimmgabelgeometrien (DETF = Double-Ended-Tuning-Fork) [Chu83] sowie einseitig eingespannte Balkenstrukturen (Cantilever) [Kaw87]. Auf der Basis von resonanten Membranstrukturen wurden ebenfalls Drucksensoren vorgeschlagen [Smi83]. Eine Kombination von Balken- und Membranstruktur (BOD = Beam-on-diaphragm) verbindet die Vorteile beider Geometrien, indem die Membran die druckeinleitende Funktion übernimmt und der auf ihr befestigte Balken (bzw. Doppelstimmgabel) den mechanischen Resonator darstellt. Über die Membrandicke und den Abstand des Balkens zur Membran lässt sich die Empfindlichkeit des Systems sehr genau einstellen [Tho90].

Bei der Anwendung als Druck- bzw. Kraftsensor liegt allen Schwingergeometrien das gleiche Funktionsprinzip zugrunde. Die von der physikalischen Meßgröße Φ im Resonator hervorgerufene mechanische Spannung σ_M wird in eine möglichst große, proportionale Eigenfrequenzänderung Δf umgesetzt:

$$\Delta f \sim \sigma_M, \text{ wobei } \sigma_M = g(\Phi) \quad (1)$$

Die dadurch hervorgerufene Steifigkeitsänderung im Resonator bewirkt eine Frequenzerhöhung bei Zug- bzw. eine Frequenzerniedrigung bei Druckbelastung. Länglich ausgebildete Resonatorstrukturen ($l > > w, t$) lassen sich durch einen doppelseitig eingespannten Balken der Länge l , der Breite b und der Dicke t beschreiben (Abb. 1):

Abb. 1: Doppelseitig eingespannter Biegebalken



Analytisch lassen sich für obigen Balken die transversalen (y-, z-Richtung) Schwingungsfrequenzen berechnen. Für die Frequenzen f_i der transversalen Schwingungsmoden des betrachteten, unbelasteten Balkens gilt [Alb82]:

$$f_i \approx c_{f,i} \cdot \frac{x}{l^2} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2)$$

wobei: $x = w, t$: für Schwingungen in y- bzw. z-Richtung

i : Schwingungsmodus

E : isotroper Elastizitätsmodul

ρ : Materialdichte

In die Gleichung (2) für die Schwingungsfrequenzen geht lediglich die Abmessung x des Balkens in Schwingungsrichtung ein. Die Proportionalitätskonstante c_f ist vom Schwingungsmodus i abhängig und beträgt ungefähr 1.026 für den Grundmode ([Kir83], [Lan85], [Alb88]). Unter einer Kraftbeaufschlagung F_x in axialer Richtung (x -Richtung) gilt für die transversale Schwingungsfrequenz f_i des i -ten Modes [Alb88]:

$$f_i(F_x) = f_{0,i} \cdot \sqrt{1 + S \cdot F_x} \quad (3)$$

wobei: $f_{0,i}$: Frequenz des i -ten Modes bei $F_x = 0$ N

F_x : axial angreifende Kraft

S : Kraftempfindlichkeit in $[N^{-1}]$

$$S \approx 0.294 \cdot \frac{l^2}{E \cdot b \cdot a^3} \quad (4)$$

Beachte: Für Schwingungen in y- bzw. z-Richtung ist $a=w$, $b=t$ bzw. $a=t$, $b=w$.

Dieser Ausdruck lässt sich nach Potenzen höherer Ordnung von F_x ($:= F$) entwickeln:

$$f_i(F) = f_{0,i}(1 + \alpha_{1,i} \cdot F + \alpha_{2,i} \cdot F^2 + \alpha_{3,i} \cdot F^3 + \dots) \quad (5)$$

Für die lineare Kraftempfindlichkeit η des Grundmodes, bezogen auf die Resonanzfrequenz, gilt:

$$\eta := \frac{1}{f_0} \cdot \frac{\partial f}{\partial F} \approx C_\eta \cdot \frac{1}{E} \cdot \left(\frac{l}{x}\right)^2 \cdot \frac{F}{w \cdot t} \quad (6)$$

- wobei:
- $\partial f \approx \Delta f$: Frequenzänderung
 - $\partial F \approx \Delta F$: Kraftänderung
 - $x = w, t$: für Schwingungen in y- bzw. z-Richtung

Die Kraft-Frequenz-Kennlinie eines Kraftsensors in Balkengeometrie ist nach Gleichung (3) also *nichtlinear*. Nach Gleichung (6) ist die Kraftempfindlichkeit stark vom Verhältnis l zu x abhängig, sodaß die Empfindlichkeit umso größer wird, je kleiner die Abmessung x des Resonatorbalkens in Schwingungsrichtung ist. Abhängig von dem Verhältnis der Parameter l, w und t zueinander, der Beschaffenheit der Strukturgeometrie und den Randbedingungen die der Sensor unterliegt, sind die Beiträge α_2 und α_3 um jeweils mehrere Größenordnungen niedriger ($\alpha_1 >> \alpha_2 >> \alpha_3$) [Alb82], sodaß ein annähernd gerader Verlauf der Kennlinie in einem bestimmten Krafatbereich erreicht werden kann. Die Konstante c_η in Gleichung (6) beträgt für Einfachstimmgabeln 0.148 N^{-1} [Zin85] und ist für Doppelstimmgabeln halb so groß [Eer86], da sich die anliegende Kraft F im Idealfall auf die zwei Stimmgabelstege gleich verteilt. Daraus folgt, daß Einfachstimmgabeln (SB) eine doppelt so hohe Kraftempfindlichkeit aufweisen wie Doppelstimmgabeln (DETF):

$$\eta_{SB} = 2 \eta_{DETF} \quad (7)$$

Durch konstruktive Maßnahmen lässt sich die Linearität der Kraft-Frequenz-Kennlinie erhöhen, jedoch geht dieses mit einer Reduzierung der Kraftempfindlichkeit η und umgekehrt einher, was durch experimentelle Messungen ([Blo88], [Tho90]) und eigene numerische FEM-Rechnungen (siehe Abschnitt c.) belegt wird. In der realen Anwendung muß daher ein Kompromiß zwischen der Empfindlichkeit und der Linearität des Sensors gefunden werden.

In Gleichung (6) stellt der letzte Ausdruck auf der rechten Seite die mechanische Spannung σ_M im Resonator dar. Da diese die Bruchspannung σ_B nicht übersteigen kann, ist es möglich, die theoretisch erreichbare maximale Frequenzänderung abzuschätzen.

$$\frac{F}{w \cdot t} = \sigma_M < \sigma_B \text{ (Material)} \quad (8)$$

Ersetzt man σ_M durch σ_B des verwendeten Materials (Quarz bzw. Silizium) und betrachtet das Verhältnis der Frequenzverschiebung Δf zur Kraftänderung ΔF , so gilt:

$$\frac{\Delta f}{\Delta F} = \eta \cdot f_0 = \frac{c_\eta c_f}{\sqrt{E \cdot \rho}} \cdot \frac{\sigma_M}{x} < \text{const} \cdot \frac{\sigma_B}{x} \quad (9)$$

Gleichung (9) zeigt an, daß das Verhältnis nur von der geometrischen Größe x , der Abmessung des Balkens in Schwingungsrichtung, abhängt. Der Verkleinerung des Parameters x stehen aber sowohl prozeßtechnische Grenzen ($x \approx \mu\text{m}$ -Bereich) als auch funktionstechnische Gesichtspunkte entgegen. Falls x zu klein wird, so nimmt bei Zugbelastung die Bruchgefahr, bei Druckbelastung die Knickungsgefahr enorm zu.

Beispiel:

Betrachtet man eine Quarz-Einfachstimmgabel (SB), die in y -Richtung schwingt, mit typischen geometrischen Abmessungen von $l = 5.0 \text{ mm}$ und $w = 0.02 \text{ mm}$ und den Konstanten $c_\eta \approx 0.148 \text{ N}^{-1}$ und $c_f \approx 1.026$, sowie den Materialparametern:

$$\begin{aligned} \text{Quarz:} \quad E &\approx 8.7 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2 \\ \rho &\approx 2650 \text{ kg/m}^3 \\ \sigma_B &\approx 10^8 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

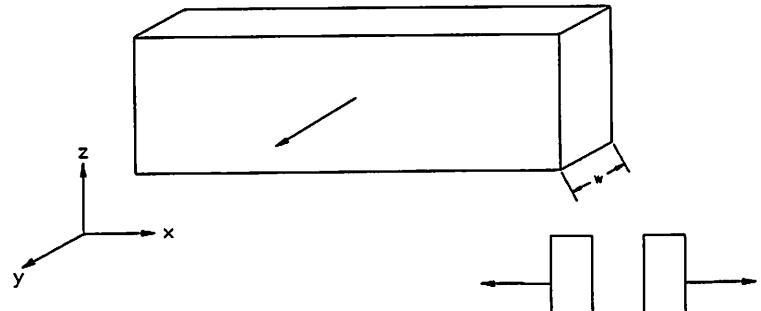
so folgt für die maximale Kraftempfindlichkeit η_{\max} :

$$\eta_{\max} (\text{Quarz}) < c_\eta \cdot \frac{1}{E} \cdot \left(\frac{l}{w} \right)^2 \cdot \sigma_B = 10 \frac{\%}{N} \quad (10)$$

Typischerweise liegt die Kraftempfindlichkeit η in der Größenordnung 1 - 10 %/N.

Sensorkonstruktion:

Zusammenfassend kann festgehalten werden, daß bei einer Sensorkonstruktion, bei der eine hohe Empfindlichkeit η bei niedriger Grundresonanzfrequenz f_0 erreicht werden soll, für die Stimmgabelstege gelten sollte:



Quarz:

- y-Schwingungsrichtung
- $\eta \sim (1/w)^2$
- $f_0 \sim w/l^2$
- ⇒ Breite w minimieren

Abb. 2: Grundschatzungsstruktur - Quarz

Silizium:

- z-Schwingungsrichtung
- $\eta \sim (1/t)^2$
- $f_0 \sim t/l^2$
- ⇒ Dicke t minimieren

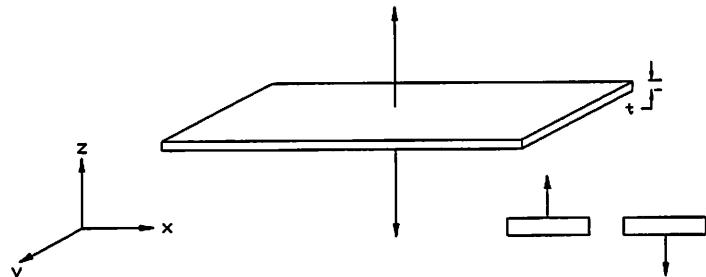


Abb. 3: Grundschatzungsstruktur - Silizium

Als Randbedingungen bei der Festlegung des Sensorarbeitspunktes sind außerdem zu beachten, daß die Verhältnisse l/w und t/w nur in bestimmten Bereichen variiert werden können [Eer86], um eine einwandfreie Funktion des Sensors sicherzustellen. Ferner ist bei Quarz die Auswahl des geeigneten Kristallschnitts von besonderer Bedeutung. Abhängig von der Kristallorientierung, bei der das Temperaturverhalten und die Strukturierungsmöglichkeit (Ätzraten) geeignet erscheinen, müssen die Elektrodenformen entsprechend ausgelegt werden, um die Schwingung piezoelektrisch anzuregen. Für die meisten bisher vorgestellten Quarzsensoren liegt die Schwingungsrichtung in der Ebene der Stimmgabelstege (Abb. 2). Es ist aber auch eine Schwingungsrichtung senkrecht zur Balkenebene möglich [Kir83], jedoch erfordert dieses die Wahl eines entsprechenden Schnittes und z.T. komplexerer Elektrodenformen. Da Siliziumstrukturen nicht piezoelektrisch sind, müssen sie fremd angeregt werden, sodaß hier nur Biegeschwingungen in z-Richtung (Abb. 3) in Frage kommen.

c.) Numerische Berechnungen:

Im vorhergehendem Abschnitt b.) wurde gezeigt, daß frequenzanaloge Sensoren auf der Basis von resonanten Balkenstrukturen durch einfache analytische Gleichungen angenähert beschrieben werden können und der Arbeitspunkt des Sensors (Grundresonanzfrequenz, Empfindlichkeit) über eine geeignete Wahl der geometrischen Abmessungen und der Materialparameter grob eingestellt werden kann.

Um jedoch komplexe Sensorgeometrien entwerfen und berechnen zu können, ist es notwendig, zu numerischen Verfahren, wie die Finite-Elemente-Methode (FEM) zu greifen. Hierzu wurde im Balkenplan des Projektes nach Ablauf des ersten Jahres ein Meilenstein "Dynamische FEM-Rechnungen" vorgesehen. Im folgenden werden die Ergebnisse der FEM-Berechnungen im Laufe des Berichtszeitraumes zusammengefaßt.

Quarz-Strukturen:

Wie bereits im 1. Zwischenbericht (Zeitraum: 1.7.-31.12.1989) erwähnt, wurde ein bekanntes Problem ausgewählt, um sich in die Methode der FE-Rechnungen und die Bedienung des FEM-Programmsystems ANSYS einzuarbeiten und die Verifikation der Ergebnisse zu ermöglichen. Seit Anfang des Jahres steht in Villingen am Hahn-Schickard-Institut für Mikro- und Informationstechnik eine ANSYS-Programmversion unter dem Betriebssystem UNIX auf einer leistungsfähigen DEC-Workstation (DS3100) zur Verfügung, die es gestattet auch aufwendige Problemstellungen zu lösen. Bei den bisherigen Berechnungen wurden Sensoren hauptsächlich auf Quarzbasis modelliert, um sukzessive die FE-Modellkomplexität zu erhöhen und den Einfluß verschiedener Parameter (Geometrie, Materialdaten, Randbedingungen) und der numerischen Analyseverfahren zu studieren. Die so gewonnenen Ergebnisse sind auch auf rezonante Sensoren anderer Materialzusammensetzung (z.B. Si mit ZnO) übertragbar. Es wurden verschiedene Sensorgeometrien (Einfach-, Doppelstimmgabeln und Multi-String-Anordnungen) durchgerechnet und auf ihr statisches und dynamisches Verhalten hin untersucht. Von besonderem Interesse war hierbei die Strukturoptimierung des Sensors in Bezug auf erhöhte Zugbelastung, Verminderung der Bruchgefahr und der Verbesserung der dynamischen Eigenschaften. Neben der Verteilung der Eigenfrequenzen (Modenspektrum) und dem Einfluß der Geometrieparameter auf die Empfindlichkeit, wurde die Schwingungsentkopplung des Resonators von der Sensoraufhängung untersucht.

Aussagefähigkeit der FEM-Rechnungen:

Um ein aussagefähiges FE-Rechenmodell eines resonanten Sensors zu erstellen sollte geprüft werden, inwieweit die numerisch berechneten Ergebnisse mit den experimentell ermittelten Werten übereinstimmen [ZWB89]. Hierzu wurde ein FE-Modell der Quarz-Doppelstimmgabel der Fa. ETA-ASULAB S.A. (Abb. 4) erstellt und die Abhängigkeit der Eigenfrequenzen verschiedener Schwingungsmoden von der FE-Modellkomplexität untersucht.

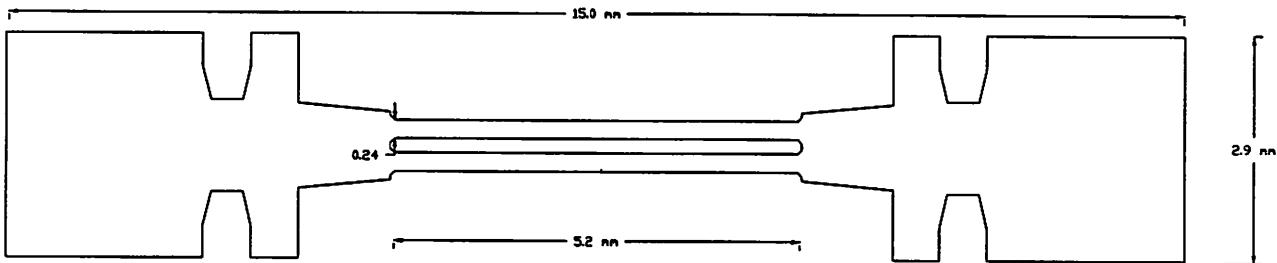


Abb. 4: Quarz-Doppelstimmgabel [MC86]

Für die Berechnung der Eigenschwingungsformen ist kein großer Modellieraufwand notwendig, da sie auch von relativ groben Modellen gut wiedergegeben werden. Die Ermittlung der absoluten Eigenfrequenzen erfordert einen größeren Aufwand und die Berücksichtigung z.T. materialbedingter Eigenschaften (Anisotropie) oder der exakten Strukturgeometrie. Die relative Größe der Eigenfrequenzen lässt sich auch mit einfachen Modellansätzen (2D-Elemente, isotropes Materialverhalten) gut beschreiben und kann eine Aussage über die Konvergenz der FE-Rechnungen machen. Aufgrund der vernachlässigbaren Dicke (=0.18 mm) des Sensors gegenüber den sonstigen Abmessungen, wurde vorerst ein zweidimensionaler Modellansatz gewählt.

Bei den fünf untersuchten FE-Modellen wurde die Anzahl der Elemente und der dynamischen Hauptfreiheitsgrade (MDOF = Master-Degrees-of-Freedom) weiter erhöht. In Abb. 5 sieht man die zwei niedrigsten Eigenfrequenzen der Doppelstimmgabel aufgetragen. Im ersten Mode schwingen die beiden Stimmgabelstege phasengleich in y-Richtung (Y-S1), im zweiten Mode um 180° phasenversetzt gegeneinander (Y-A1). Deutlich ist eine Abnahme der Eigenfrequenzen bei Reduzierung der Elementabmessungen (ELSI = 0.4 - 0.2 mm) bzw. Erhöhung der Knotenanzahl zu sehen. In Tabelle 1 sind die fünf FE-Modelle und ihre Modellparameter aufgetragen. Beachtenswert ist die Tatsache, daß bei der Verwendung eines 8-knotigen Elementes bei den FE-Modellen Nr.4 und Nr.5 statt eines 4-knotigen Elementes

(FE-Modelle 1 - 3) eine bessere Konvergenz, bei vermindertem Rechenaufwand, erreicht wird. Die Rechenzeiten betragen für die beiden letzten FE-Modelle 24.4 min bzw. 1.5 h auf der DEC-Workstation (DS3100).

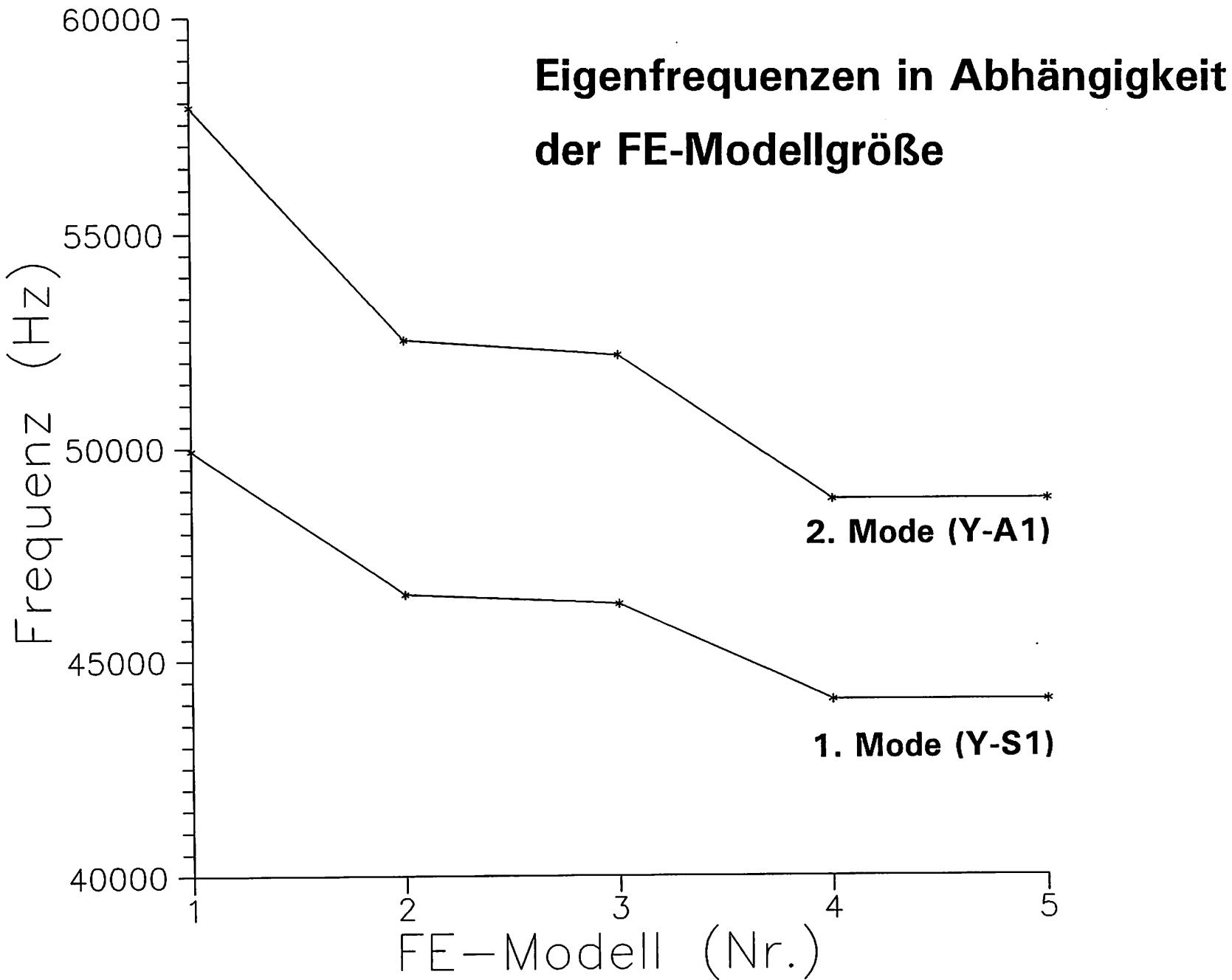
Eine weitere Erhöhung der Zahl der Freiheitsgrade (MDOF) des FE-Modells Nr.5 von 500 auf 900, brachte ebenfalls keine merkliche Verbesserung der Ergebnisse mit sich, sodaß für die folgenden Berechnungen ein Modell mit mittlerer Elementgröße ($ELSI = 0.3$ mm) und einer mittleren Anzahl von Freiheitsgraden ($300 \leq MDOF \leq 500$) gewählt wurde. Die hierfür erforderlichen CPU-Rechenzeiten betragen abhängig vom betreffenden Modell etwa 30 bis 40 min. Die relativen Modellgrößen entsprachen bei diesen Berechnungen eher kleinen Problemen und werden durch die mittlere Wavefront-Zahl (RMS-Wavefront) ausgedrückt. Da der ANSYS-Gleichungslöser nach dem Wavefront-Lösungsverfahren arbeitet, gibt diese Größe die maximale Anzahl der Unbekannten im Gleichungssystem an. Die auf der DEC-Workstation vorliegende ANSYS-Programmversion ist in der Lage, Probleme bis zu einer Wavefront von 5000 zu lösen. Für die spätere Berechnung von großen, nichtlinearen 3D-Problemen, die z.T. iterativ gelöst werden müssen, ist eine hohe Wavefront-Zahl erforderlich.

Tab. 1: Berechnung der Eigenfrequenzen bei Verwendung verschiedener FE-Modellparameter:

FE-Modell:	1	2	3	4	5
Elem.-anzahl:	290	408	846	396	396
Knotenanzahl:	352	486	950	1372	1372
Anzahl MDOF:	300	350	700	500	900
ELSI [mm]:	0.4	0.3	0.2	0.3	0.3
RMS-Wavefront:	294	294	592	506	928
Knoten/Element:	4	4	4	8	8
1.EF [Hz]:	49930	46544	46322	44081	44081
2.EF [Hz]:	57879	52502	52143	48779	48779
3.EF [Hz]:	102991	100291	100720	99137	99136
4.EF [Hz]:	148568	142177	139691	132512	132511
5.EF [Hz]:	156010	144126	146766	144391	144384
6.EF [Hz]:	207384	193516	193567	186526	186512
7.EF [Hz]:	299940	275214	268697	254911	254905
8.EF [Hz]:	309618	292124	285810	274788	274765
9.EF [Hz]:	349585	351844	355406	354060	353911
10.EF [Hz]:	401761	395571	384305	375427	375359

Abb. 5:

Eigenfrequenzen in Abhängigkeit der FE-Modellgröße



Strukturuntersuchung an Doppelstimmgabeln:

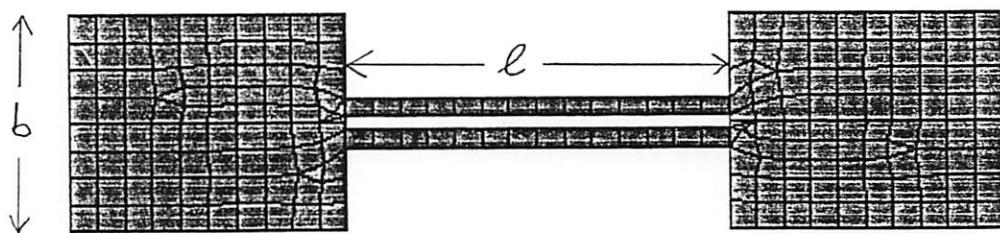
Bei den bisherigen Berechnungen (Modalanalyse) wurden die Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen für eine bestimmte Sensorgeometrie, der Quarz-Doppelstimmgabel berechnet und so der Einfluß der Modellparameter und der bei dynamischen FE-Rechnungen wichtigen Randbedingungen (Einspannung) untersucht. Im folgenden sollte der Einfluß verschiedener Sensorgeometrien auf das Modenspektrum und die Auswirkung auf die Kraftempfindlichkeit untersucht werden. Hierzu wurde die komplexe, geometrische Struktur der Quarz-Doppelstimmgabel aus Abb. 4 schrittweise vereinfacht, indem der Entkopplungsbereich und die schräg zulaufende Verjüngung weggelassen wurden.

Der Abb. 6 sind die vier verschiedenen Sensorgeometrien zu entnehmen. Bei allen Modellen sind die folgenden vier Grundparameter identisch:

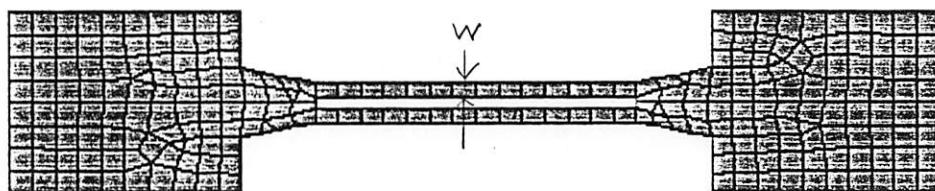
- $l = 5.20 \text{ mm}$: Länge der Stimmgabelstege
- $w = 0.24 \text{ mm}$: Breite der Stimmgabelstege
- $b = 2.90 \text{ mm}$: Gesamtbreite der Doppelstimmgabel
- $t = 1.00 \text{ mm}$: Dicke der Doppelstimmgabel

Für die Berechnung der Eigenfrequenzen und der Kraftempfindlichkeiten wurden die Modellparameter entsprechend der des FE-Modells Nr. 4 aus Abb. 5 gewählt. Dynamische Verschiebungsfreiheitsgrade wurden in y-Richtung (vertikal) und x-Richtung (horizontal) zugelassen, sodaß als Ergebnis nur Bewegungen des Sensors in den entsprechenden Richtungen zu erwarten sind. Die linke Seite des Sensors wurde in alle Richtungen fixiert (Befestigung), die rechte Seite wurde in y-Richtung gesperrt, sodaß die Zugkrafteinleitung in x-Richtung erfolgen konnte. Die Zugkraft wurde im Bereich von 0 bis 10 N schrittweise erhöht. Der Abb. 7 ist die Verteilung der ersten fünf Eigenfrequenzen der vier verschiedenen Sensorgeometrien (Bezeichnungen: STRUOPT1 - 4) zu entnehmen. Die Verteilung der Eigenfrequenzen variiert bei den höheren Schwingungsmoden deutlich, ist aber für die beiden tiefsten Schwingungsmoden fast identisch. Es wechseln sich die Moden mit symmetrischer (phasengleich) und antisymmetrischer (180° phasenverschoben) Stimmgabelbewegung ab. Zu höheren Frequenzen hin nimmt die Anzahl der Schwingungsbäuche bzw. -knoten wie erwartet zu. Interessant ist allerdings, daß der Abstand der beiden tiefsten Schwingungszustände bei STRUOPT4 gegenüber STRUOPT1 weiter aufspalten und dem Absolutbetrag nach tiefer

Abb. 6: Strukturuntersuchung an Doppelstimmgabeln



STRUOPT1



STRUOPT2



STRUOPT3



STRUOPT4

liegen. In Tabelle 2 sind die berechneten Kraftempfindlichkeiten der Schwingungsmoden für die vier verschiedenen Sensorgeometrien aufgelistet. Man sieht deutlich, daß die Kraftempfindlichkeit für höhere Moden stark abnimmt. Eine Außnahme stellt jeweils der dritte Schwingungsmodus bei allen Geometrien dar. Hier handelt es sich (unter den vereinfachten Modellannahmen) um eine überlagerte Bewegung der beiden Stimmgabeln sowohl in transversale, als auch longitudinale Richtung, sodaß die Stimmgabeln bei ihrer longitudinalen Bewegung (x-Richtung) sowohl Zug-, als auch Druckbelastung 'sehen' und sich die Beiträge somit kompensieren. Daraus resultiert eine verschwindend kleine Kraftempfindlichkeit.

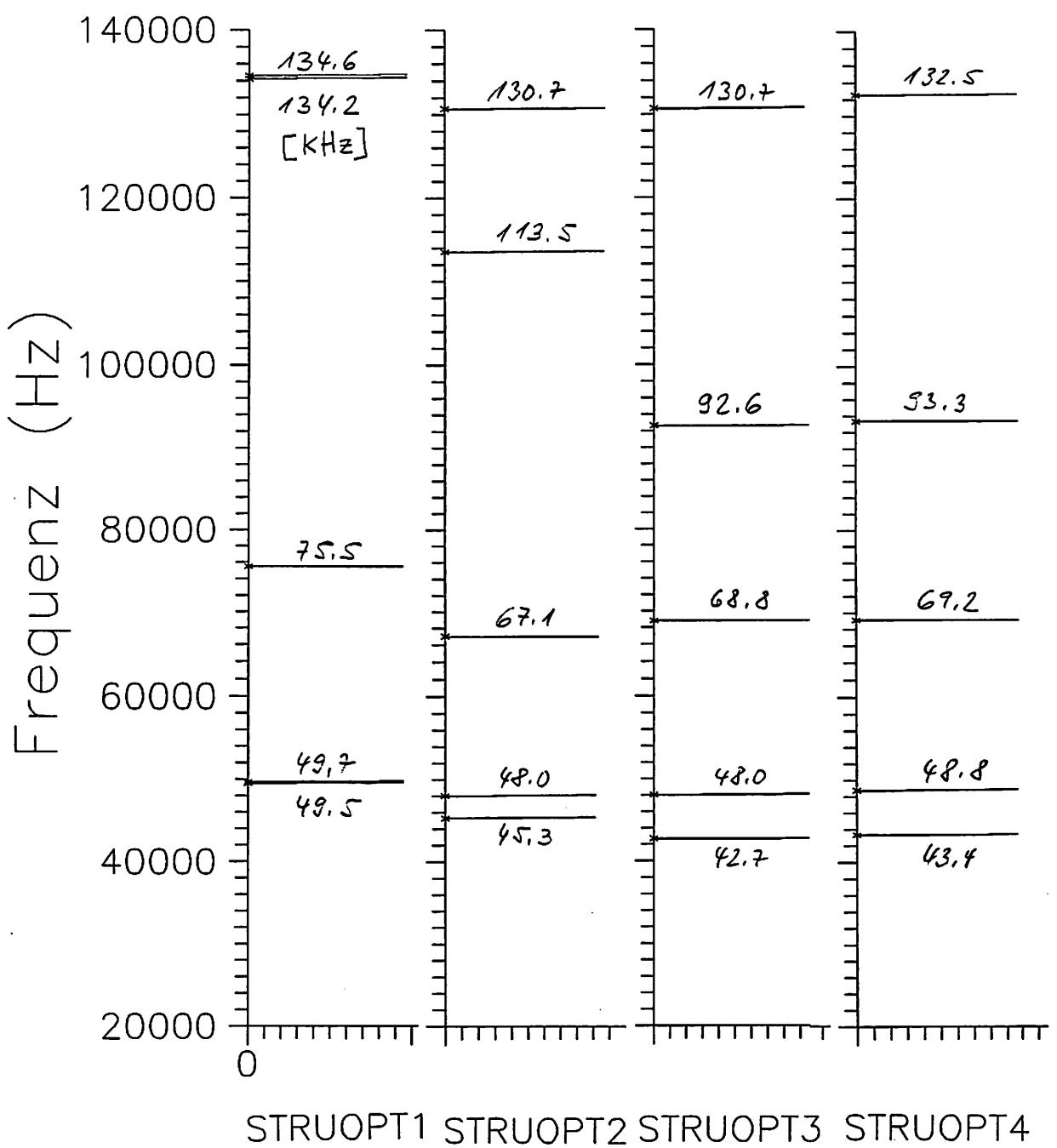
Tab. 2: Kraftempfindlichkeiten η [%/N] für verschiedene Doppelstimmgabelgeometrien:

FE-Modell:	STRUOPT1	STRUOPT2	STRUOPT3	STRUOPT4
1.Mode:	1.81	1.79	1.68	1.64
2.Mode:	1.78	1.86	1.86	1.83
3.Mode:	0.01	0.01	0.01	0.01
4.Mode:	0.89	0.88	0.75	0.70
5.Mode:	0.92	0.94	0.94	0.92

Beachte:

Es bleibt festzuhalten, daß die höchste Kraftempfindlichkeit bei allen Sensorgeometrien für den antisymmetrischen Schwingungszustand (Y-A1) erreicht wird. Ausgehend von obigen Ergebnissen, muß für eine Sensoranwendung ein Schwingungsmodus ausgesucht werden, bei dem ein unimodaler Schwingungszustand vorliegt und die Schwingungsrichtung senkrecht zur Krafteinleitung steht. Es muß also gewährleistet sein, daß der mechanische Resonator des frequenzanalogen Sensors entweder unter Zugspannung oder Druckspannung steht.

Abb. 7: Modenspektrum verschiedener Doppelstimmgabelgeometrien



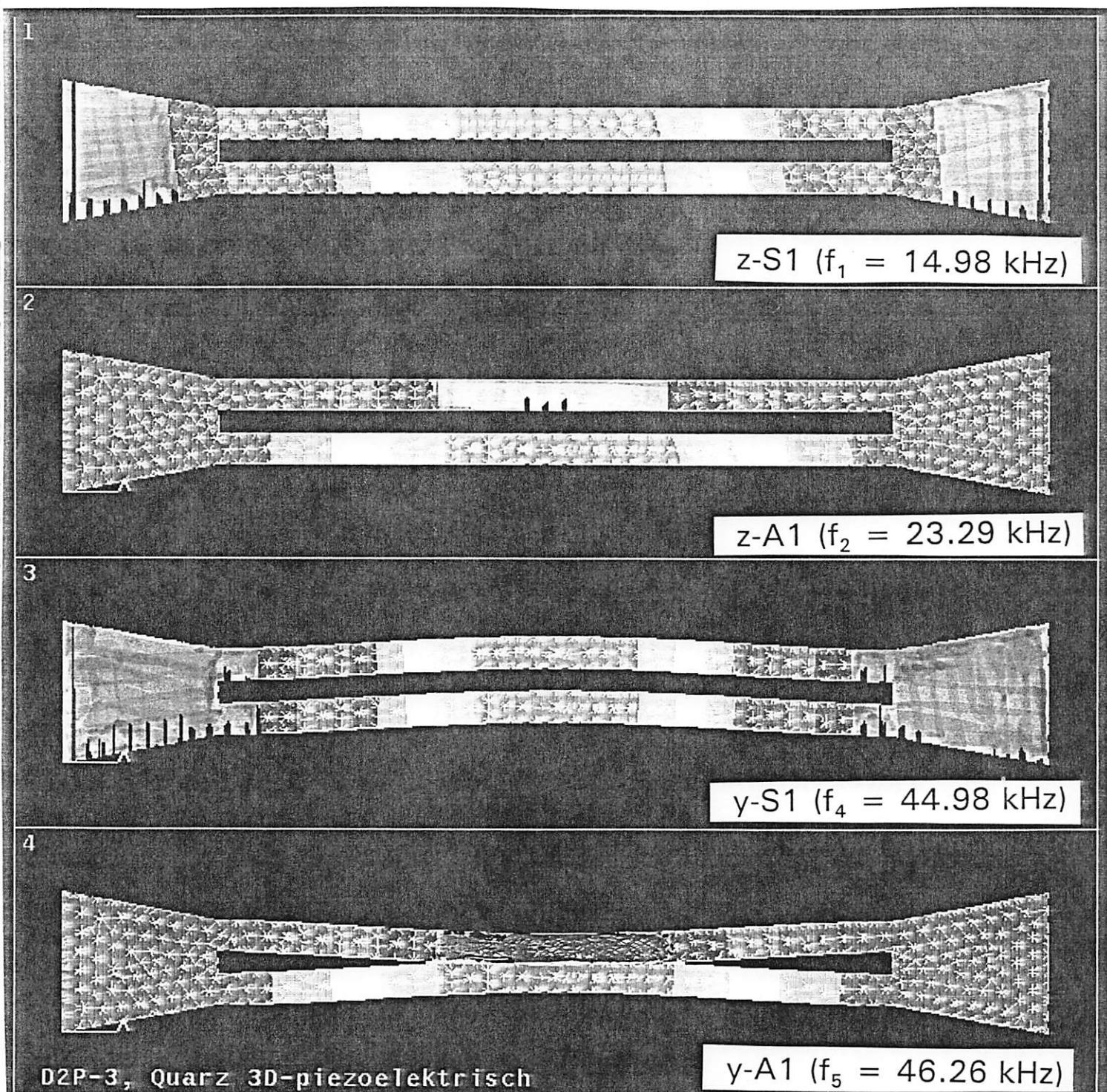
Dreidimensionale dynamische FE-Berechnungen:

Erste dreidimensionale Berechnungen wurden an einfachen Geometrien (Einfach- und Doppelbalken) durchgeführt, um einerseits die Anisotropie der mechanischen Eigenschaften (Elastizitätsmodul) von Quarz zu erfassen und andererseits auch komplexe Bewegungsformen berechnen zu können. Das Programm ANSYS stellt verschiedene 3D-Elemente mit mehreren Freiheitsgraden zur Verfügung, um gekoppelte Probleme behandeln zu können. Piezoelektrische Berechnungen benötigen neben den Freiheitsgraden der drei Raumrichtungen (UX, UY, UZ) zusätzlich die des elektrischen Potentials (VOLT), um die elektrische Anregung der Quarzstrukturen zu modellieren. Um alle möglichen Bewegungsformen der Quarz-Doppelstimmgabel, also auch Torsions- und überlagerte x-, y-, z-Schwingungen zu berechnen, wurde ein 3D-Modell mit folgenden Parametern erstellt:

Modellbezeichnung:	D2P-3
Anzahl Elemente:	2372
Anzahl Knoten:	5288
Anzahl MDOF:	500 (UX, UY, UZ)
3D-Element:	STIF98 (tetraederförmig)
Rechenzeit:	9 h (DECstation 3100)

Die Ober- und Unterseite der Doppelstimmgabel wurden als Elektroden definiert und auf gleiches Potential (Kurzschluß-Bedingung) gelegt. Es wurde eine Modalanalyse durchgeführt und die Eigenfrequenzen mit den zugehörigen Schwingungsformen berechnet. In Abb. 8 sind die Schwingungsamplituden für die zwei jeweils ersten Grundmoden in z- und y-Richtung abgebildet. Da die Doppelstimmgabel in y-Richtung steifer als in z-Richtung ist, liegen die transversalen z-Schwingungen z-S1 (14.98 kHz), z-A1 (23.29 kHz) und z-S2 (38.02 kHz) energetisch am tiefsten. Die symmetrische (z-S1) und antisymmetrische (z-A1) Schwingung sind in den oberen beiden Fenstern abgebildet. Darunter sind die beiden transversalen Grundschwingungen in y-Richtung y-S1 (44.98 kHz) und y-A1 (46.26 kHz) abgebildet, die aufgrund der erhöhten Struktursteifigkeit frequenzmäßig höher liegen. Der Quarzsensor wird in dem antisymmetrischen Schwingungszustand y-A1 betrieben und der ermittelte Frequenzwert deckt sich mit den Berechnungen der vorhergehenden zweidimensionalen FE-Modelle, trotz Weglassen des Entkopplungs- und Befestigungsbereiches.

Abb. 8: Eigenschwingungsformen des piezoelektrischen 3D-Modells unter Berücksichtigung der Materialanisotropie



In der Tabelle 3 sind die ersten 15 berechneten Eigenfrequenzen und Schwingungszustände aufgelistet. Identisch zu den 2D-Berechnungen wechseln sich die symmetrischen und anti-symmetrischen Schwingungszustände ab, jedoch schwingt der Sensor abwechselnd in z- bzw. y-Richtung. Mit zunehmender Frequenz nimmt die Anzahl der Schwingungsbäuche und die Wahrscheinlichkeit der überlagerten Bewegungsformen zu. Die Schwingungsmoden 7, 8 und 15 entsprechen überlagerten x-, y- und z-Schwingungen. Sauber ausgeprägte Torsions-schwingungen konnten im Gegensatz zur Einfachstimmgabelgeometrie (SB) nicht beobachtet werden.

Tab. 3: Eigenfrequenzen und Schwingungsformen des 3D-Modells D2P-3:

Mode-Nr.	Frequenz [kHz]	Schwingungsform
1.Mode:	14.98	z-S1
2.Mode:	23.29	z-A1
3.Mode:	37.02	z-S2
4.Mode:	44.98	y-S1
5.Mode:	46.26	y-A1
6.Mode:	63.34	z-A2
7.Mode:	69.64	x-y-z
8.Mode:	110.27	x-y-z
9.Mode:	118.42	y-S2
10.Mode:	120.40	z-A3
11.Mode:	125.99	y-A2
12.Mode:	162.13	z-S3
13.Mode:	192.48	z-A4
14.Mode:	219.74	y-S2
15.Mode:	224.73	x-y-z

Die dreidimensionale Modellierung der Sensoren gestattet die Berechnung auch komplexer Bewegungsformen unter Berücksichtigung der Materialanisotropie und der durch den Herstellungsprozeß bedingten Auswirkungen (schräge Ätzkanten, unsymmetrische Stimmgabelquerschnitte, etc.) auf die Strukturgeometrie. Die Berechnung der piezoelektrischen Kopplung zwischen den angelegten elektrischen Feldern und dem mechanischen Schwingungsverhalten kann zur definierten Anregung des Sensors benutzt werden und zur Elektrodenformoptimierung beitragen. Allerdings sind solche dreidimensionalen Rechnungen selbst auf einer Workstation sehr zeitintensiv (≥ 10 h) und erfordern große Speicherkapazitäten des Rechners (mind. 16 MB RAM) und der Festplatteneinheit (mind. 300 MB).

Statisches Verhalten der Quarz-Doppelstimmgabeln:

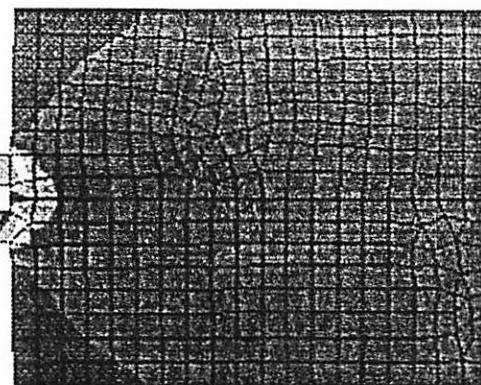
Neben den dynamischen Eigenschaften (niedrige Resonanzfrequenz, hohe Kraftempfindlichkeit, Unimodalität) müssen gleichzeitig die statischen Eigenschaften des Sensors optimiert werden. Im wesentlichen müssen hierzu die auftretenden Spannungsspitzen weitestgehend eliminiert werden, um den Sensor vor der mechanischen Zerstörung (Bruch, Knickung) zu bewahren. Jedoch ist darauf zu achten, daß die dynamischen Eigenschaften der Struktur nicht beeinträchtigt werden.

Die vier Grundgeometrien wurden auf ihr Spannungsverhalten bei Einwirkung einer axialen Kraft F_x von 5 N untersucht. Die Spannungsverteilungen σ_x und σ_y sind in Abb. 9 und 10 dargestellt. An den abrupten Übergängen von der Stimmgabel zur Befestigung (STRUOPT1) treten starke Verspannungen auf. Der Spannungsgradient, dargestellt durch verschiedene Farben, ist hier maximal. Durch eine verjüngte Zuführung, bzw. dem Abschrägen von rechtwinkligen Kanten, kann sich die mechanische Spannung auf größere Bereiche verteilen (STRUOPT4) und so die Spannungsspitzen verkleinert werden. (Bei den Abbildungen ist zu beachten, daß jede Darstellung ihre eigene Spannungsskala am Bildrand besitzt.) In Abb. 11 sind die mittleren Spannungen σ_{ave} (Von-Mises-Vergleichsspannungen) bei seitlicher Krafeinleitung F_y dargestellt. Es genügen bereits geringe Scherkräfte (0.3 - 0.4 N), um Spannungskonzentrationen entlang der Stimmgabelstege in der Größenordnung der Bruchspannung des Quarzmaterials ($\sigma_B \approx 100$ N/mm²) aufzubauen.

Abb. 9: Spannungen σ_x in x-Richtung

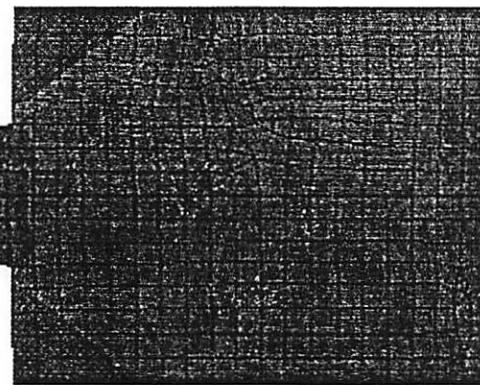
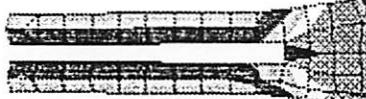
σ_x [N/mm²]

STRUOPT1



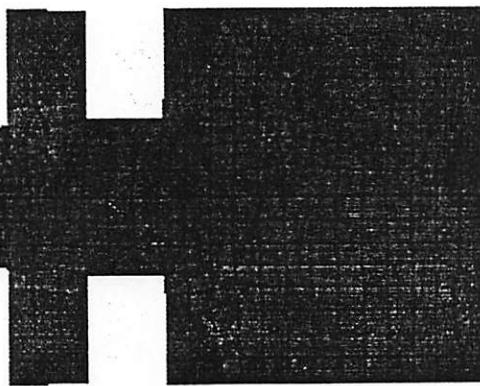
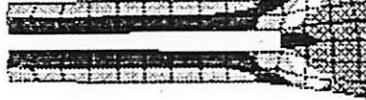
-4.052
-1.7
0.652048
3.004
5.356
7.708
10.06
12.412
14.764
17.116

STRUOPT2



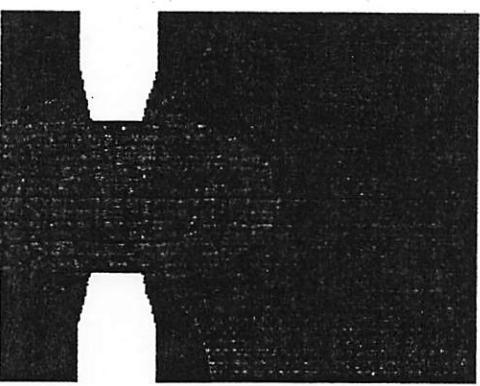
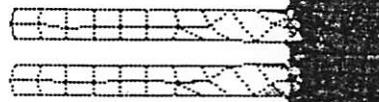
-3.94
-1.494
0.951726
3.398
5.844
8.29
10.736
13.182
15.628
18.074

STRUOPT3



-3.901
-1.46
0.9815
3.423
5.864
8.305
10.747
13.183
15.629
18.071

STRUOPT4

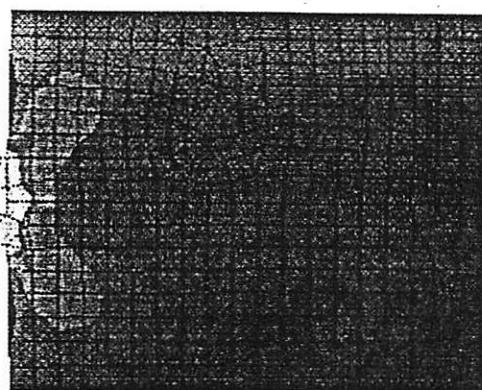


-1.567
0.932273
3.432
5.931
8.431
10.93
13.43
15.93
18.429
20.929

Abb. 10: Spannungen σ_y in y-Richtung

σ_y [N/mm²]

STRUOPT1



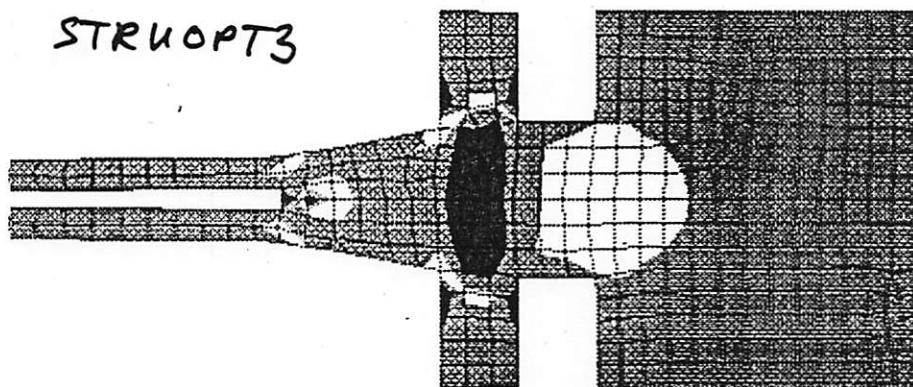
-1.457
-0.453913
0.548777
1.551
2.554
3.557
4.56
5.562
6.565
7.568

STRUOPT2



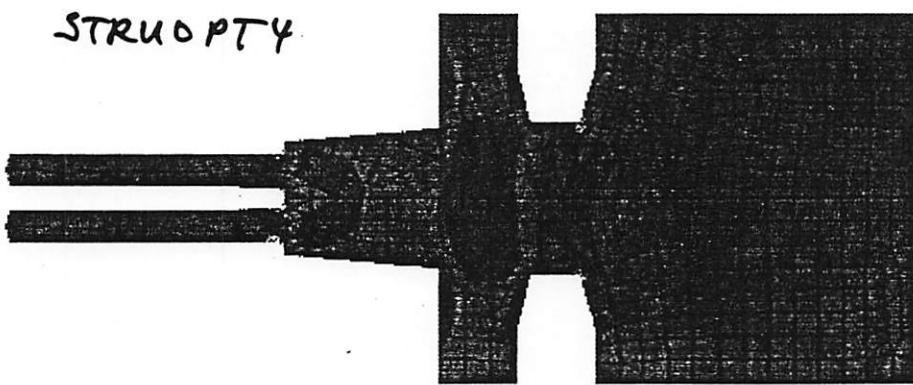
-4.163
-3.152
-2.142
-1.131
-0.12016
0.890514
1.901
2.912
3.923
4.933

STRUOPT3



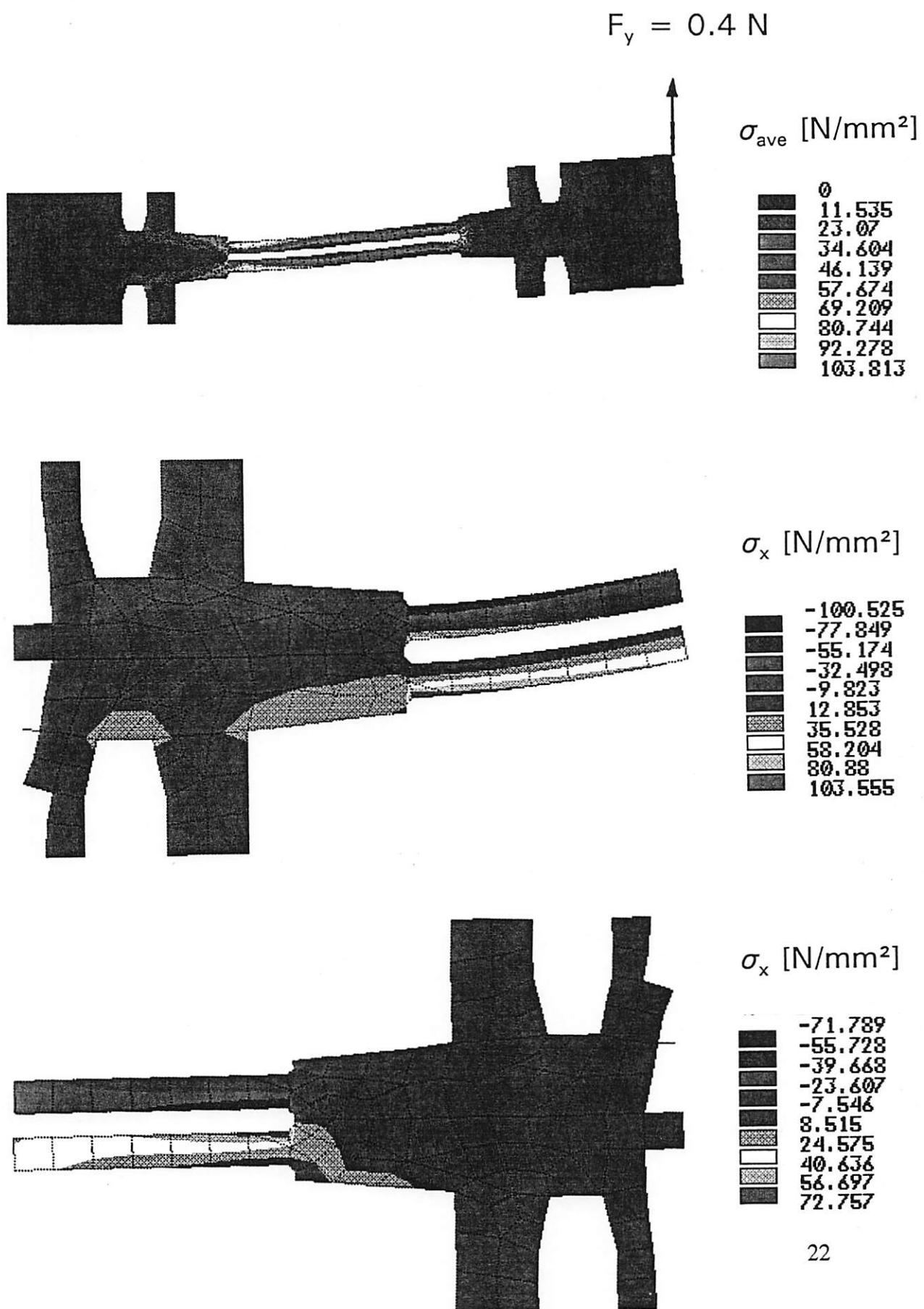
-4.374
-3.566
-2.759
-1.951
-1.144
-0.336205
0.47127
1.279
2.086
2.894

STRUOPT4



-1.611
-0.839204
-0.06779
0.703623
1.475
2.246
3.018
3.789
4.561
5.332

Abb. 11: Spannungsverteilung bei seitlicher Krafteinwirkung F_y



Parametrisierte Doppelstimmgabel:

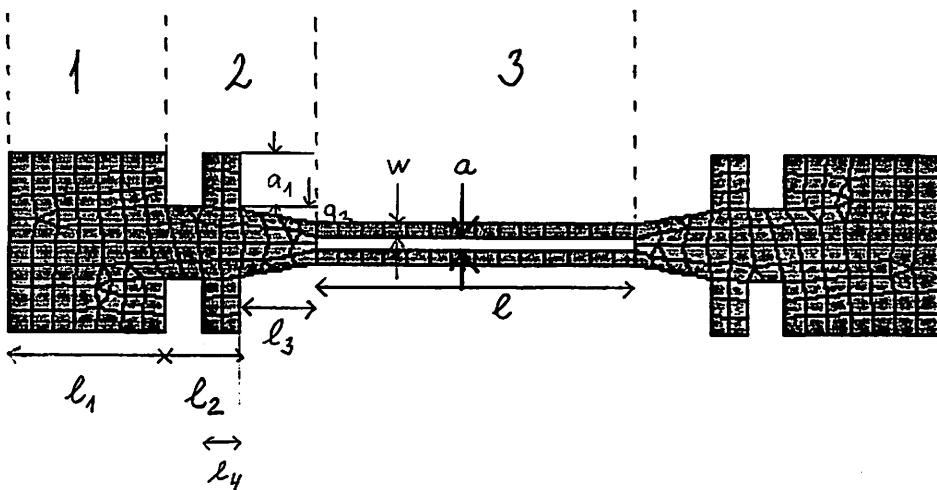
Im Abschnitt b.) sind die grundlegenden analytischen Gleichungen zusammengefaßt, die einen frequenzanalogen Sensor auf der Basis von resonanten Balken beschreiben.

Das dynamische Schwingungsverhalten des Sensors ist jedoch stark von der Strukturierung des Entkopplungsbereiches und der Art der Krafteinleitung, das statische Verhalten hingegen von den strukturbegrenzenden Winkeln abhängig. Im folgenden sollte untersucht werden, inwieweit der Sensor parametrisiert beschrieben werden kann, um beim späteren Entwurf den Einfluß der einzelnen Geometrieparameter abschätzen zu können. Die untersuchte Doppelstimmgabel basiert auf der Geometrie des FE-Modells STRUOPT3 und läßt sich durch die zehn folgenden Parameter beschreiben:

- l : Länge der Stimmgabelstege
- w : Breite der Stimmgabelstege
- t : Strukturdicke
- a : Abstand der Stimmgabelstege
- l_1 : Länge der Befestigung
- l_2 : Länge des Entkopplungsbereiches
- l_3 : Länge der Verjüngung
- l_4 : Länge der Einbuchtung
- a_1 : Breite des Entkopplungsbereiches
- a_2 : Breite der Verjüngung

In Abb. 12 ist die Sensorgeometrie mit den drei Hauptbereichen Befestigung (1), Entkopplung (2) und Schwingbereich (3) dargestellt:

Abb. 12: Parametrisierte Doppelstimmgabel



Im ersten Schritt sollten die grundlegenden Parameter, die Länge l , die Breite w und damit die Verhältnisse l/w und t/w variiert werden, um den Einfluß auf die Eigenfrequenzen und die Kraftempfindlichkeiten zu untersuchen. Im zweiten Schritt soll zukünftig der Einfluß der Geometrieparameter des Entkopplungsbereiches (l_2, l_4, a_1) und der Verjüngung (l_3, a_2) untersucht werden.

Nach Gleichung (2) sind die Resonanzfrequenzen umgekehrt proportional zu dem Quadrat der Stimmgabellänge l , was durch die Ergebnisse in Abb. 13 auch belegt wird. Die Stimmgabellänge wurde von 3.0 bis 7.0 mm variiert, wobei der Referenzwert für die ETA-Doppelstimmgabel 5.2 mm beträgt. Aufgetragen sind die Frequenzwerte der ersten fünf Schwingungsmoden des zweidimensionalen FE-Modells (STRUPARM). Abhängig vom Verhältnis l/w ändert sich die Reihenfolge der Schwingungsmoden. Bei weiterer Abnahme der Stimmgabelbreite w , wenn also $l > w$ nicht mehr erfüllt ist, werden die Schwingungseigenschaften des Sensors zunehmend schlechter. Nach oben hin ist die Länge l durch die zunehmende Knickungsgefahr bei Druckbelastung bzw. durch die mechanischen Abmessungen begrenzt. In Abb. 14 sind die beiden Sensorgeometrien für $l = 3.0$ mm und $l = 7.0$ mm abgebildet ($w = 0.248$ mm, $t = 0.180$ mm).

Die Kraftempfindlichkeit hängt nach Gleichung (10) quadratisch vom Verhältnis l/w ab, was in Abb. 16 für die beiden niedrigsten Schwingungsmoden grafisch dargestellt ist. Bei den Berechnungen wurde die Breite w von 0.4 auf 0.08 mm verringert, dieses entspricht einer ca. 56-fachen Empfindlichkeitszunahme von 0.75 %/N auf etwa 42 %/N für den zweiten Schwingungsmodus. Der Referenzwert für die Breite beträgt bei der ETA-Doppelstimmgabel 0.248 mm. In Abb. 15 sind die beiden Sensorgeometrien mit $w = 0.08$ mm und $w = 0.4$ mm abgebildet ($l = 5.2$ mm, $t = 0.18$ mm).

Neben den technologischen Grenzen für die weitere Verringerung der Breite w , steht die Zunahme der Nichlinearität der Kraft-Freuenz-Kennlinie entgegen. In Abb. 17 sind die Kennlinien der ersten beiden Schwingungsmoden y-S1 und y-A1 aufgetragen, wobei ein Polynom dritten Grades an die berechneten Wertepaare angepaßt wurde. In Tabelle 4 sind die Koeffizienten a_i verschiedener Anpassungskurven (linearer Fit, Polynom 2. und 3. Grades) an die berechneten Kennlinien angegeben.

Abb. 13: Abhängigkeit der Resonanzfrequenz von der Stimmgabellänge

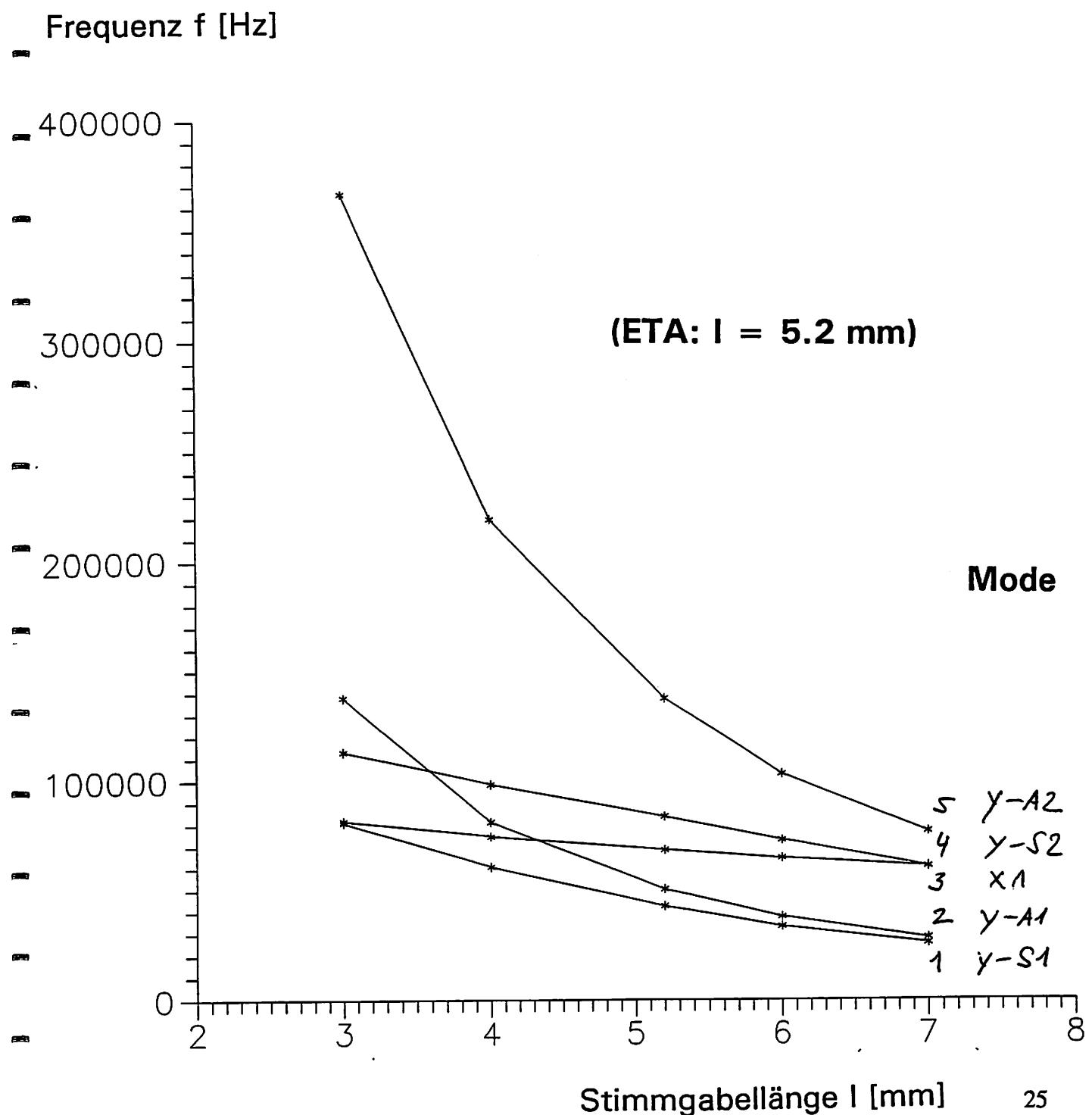


Abb. 14: Doppelstimmgabeln mit veränderten Stimmgabellängen

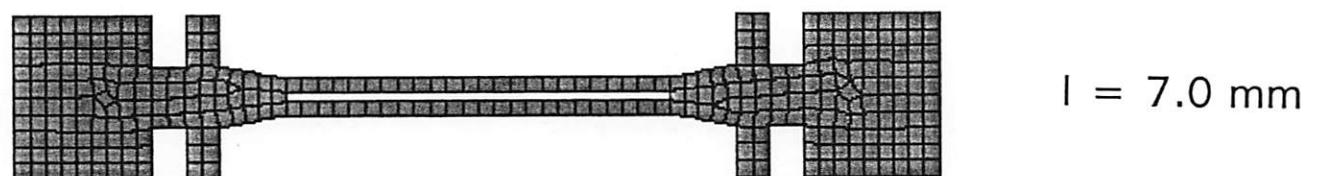
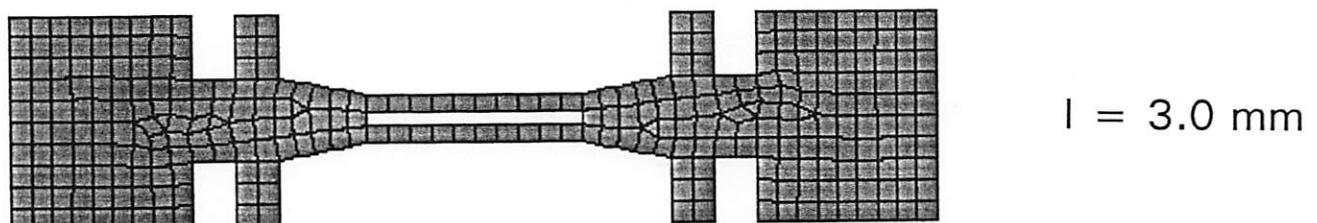


Abb. 15: Doppelstimmgabeln mit veränderten Stimmgabelbreiten

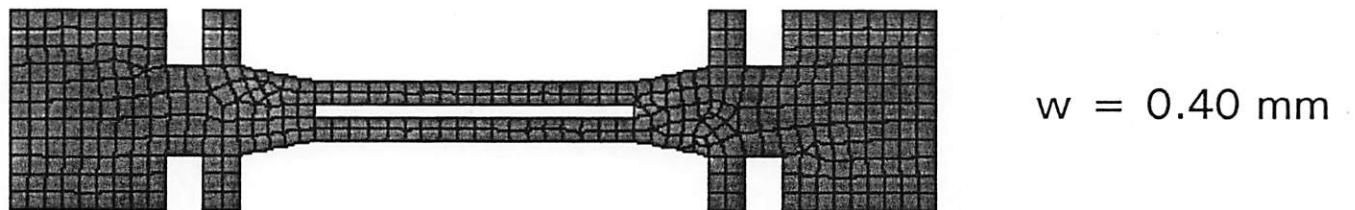
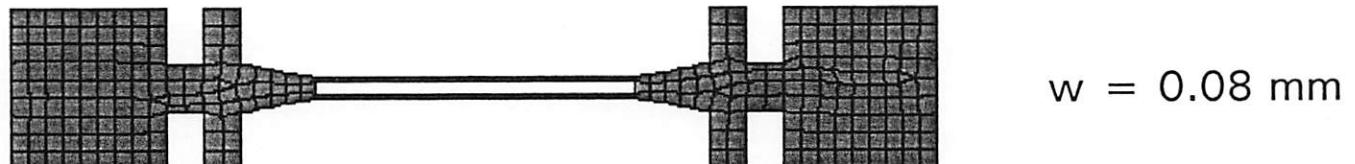


Abb. 16: Abhängigkeit der Kraftempfindlichkeit von der Stimmgabelbreite

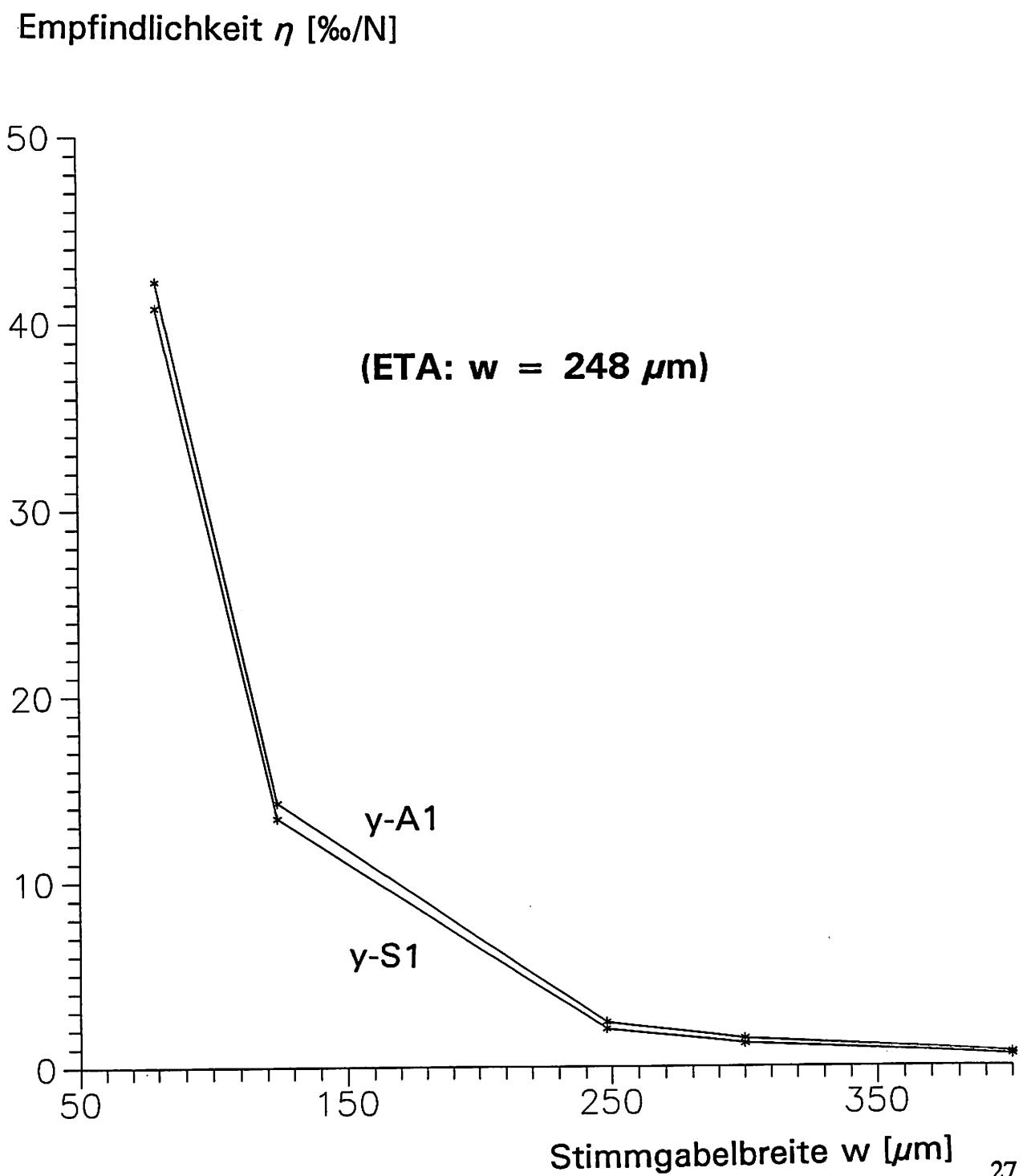
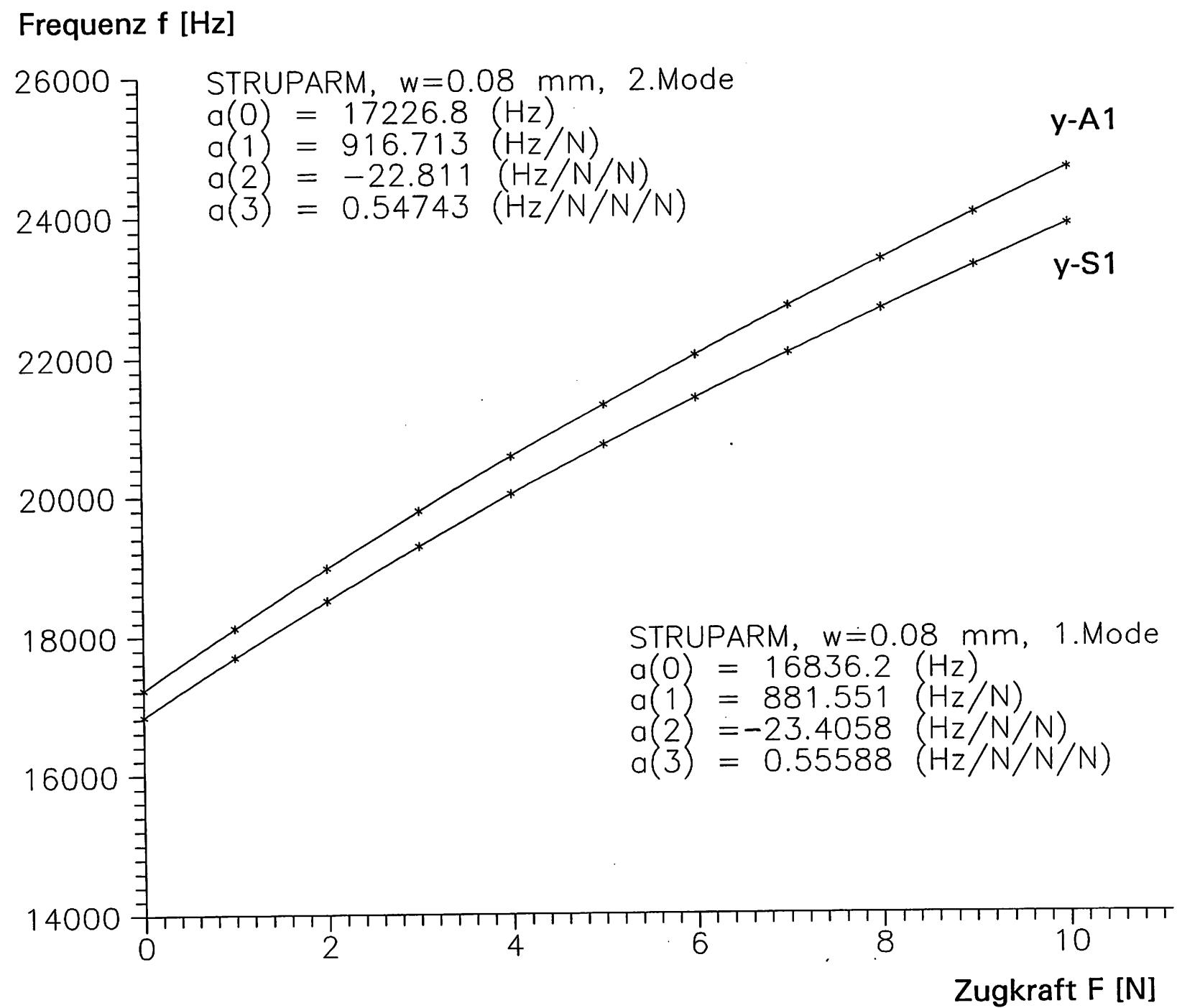


Abb. 17: Nichlinearität der Kraft-Frequenz-Kennlinien für kleine Stimmgabelbreiten



Tab. 4: Anpassungskurven an nichtlineare Kraft-Frequenz-Kennlinien:

1. Mode (y-S1):	2. Mode (y-A1):
Lineare Anpassung:	$f = a_0 + a_1 \cdot F$
$a_0 = 17082.2 \text{ Hz}$	$a_0 = 17465.5 \text{ Hz}$
$a_1 = 699.078 \text{ Hz/N}$	$a_1 = 739.406 \text{ Hz/N}$
$\delta_{\text{std}} = 147.85$	$\delta_{\text{std}} = 143.28$
$\rightarrow \eta^{(1)} = 40.92 \%/\text{N}$	$\eta^{(1)} = 42.33 \%/\text{N}$
Polynom 2. Grades:	$f = a_0 + a_1 \cdot F + a_2 \cdot F^2$
$a_0 = 16856.2 \text{ Hz}$	$a_0 = 17246.5 \text{ Hz}$
$a_1 = 849.754 \text{ Hz/N}$	$a_1 = 885.400 \text{ Hz/N}$
$a_2 = -15.068 \text{ Hz/N}^2$	$a_2 = -14.599 \text{ Hz/N}^2$
$\delta_{\text{std}} = 15.558$	$\delta_{\text{std}} = 15.322$
$\rightarrow \eta^{(2)} = 50.41 \%/\text{N}$	$\eta^{(2)} = 51.34 \%/\text{N}$
Polynom 3. Grades:	$f = a_0 + a_1 \cdot F + a_2 \cdot F^2 + a_3 \cdot F^3$
$a_0 = 16836.2 \text{ Hz}$	$a_0 = 17226.8 \text{ Hz}$
$a_1 = 881.551 \text{ Hz/N}$	$a_1 = 916.713 \text{ Hz/N}$
$a_2 = -23.406 \text{ Hz/N}^2$	$a_2 = -22.811 \text{ Hz/N}^2$
$a_3 = 0.55588 \text{ Hz/N}^3$	$a_3 = 0.54743 \text{ Hz/N}^3$
$\delta_{\text{std}} = 1.9888$	$\delta_{\text{std}} = 1.96$
$\rightarrow \eta^{(3)} = 52.36 \%/\text{N}$	$\eta^{(3)} = 53.21 \%/\text{N}$

Die Werte $\eta^{(1)}$, $\eta^{(2)}$ und $\eta^{(3)}$ stellen jeweils den linearen Anteil a_1/a_0 der Kraftempfindlichkeit dar. Der Wert δ_{std} gibt die Standardabweichung der Approximation an.

Einfachstimmgabel-Sensorstrukturen:

Einfachstimmgabelstrukturen (Single-Beam) besitzen eine doppelt so hohe Kraftempfindlichkeit wie Doppelstimmgabeln. Aufgrund der Schwingungsmöglichkeit sowohl in y- als auch z-Richtung kommen sie für Quarz- und Siliziumstrukturen gleichermaßen in Frage. Zur Erzielung einer hohen mechanischen Schwingungsgüte Q sind zusätzliche Isolationsstrukturen zur Schwingungsentkopplung erforderlich, um die durch Transversalschwingungen entstehenden Momente zu kompensieren. Im folgenden sollte untersucht werden, welchen Einfluß verschiedene SB-Geometrien auf das dynamische Verhalten der Quarzstruktur haben und welche Kraftempfindlichkeiten bzw. welche maximalen Arbeitsbereiche (bzgl. Bruchsicherheit) erzielt werden können.

In Abb. 18 sind die sechs untersuchten Geometrien dargestellt. Ausgehend von der einfachsten geometrischen Struktur SB1 wurden zusätzliche Strukturänderungen, wie seitliche Isolationsstrukturen, Verstärkungsstege, Entkopplungsbereiche und Verjüngung angebracht. Die Grundparameter wurden bei allen SB-Geometrien beibehalten:

Stimmgabellänge : $l = 5.63$ mm

Stimmgabelbreite : $w = 0.24$ mm

Strukturdicke: $t = 1.0$ mm

Strukturbreite: $a = 3.0$ mm

Die Stimmgabeln SB2 und SB2e unterscheiden sich durch verschieden lange Isolationsstrukturen (1.5 bzw. 1.0 mm). Die Stimmgabel SB3 hat zur Erhöhung des Kraftarbeitsbereiches zusätzlich zwei Verstärkungsstege der Breite 0.5 mm. Die beiden Stimmgabeln SB4 und SB5 besitzen einen von der Doppelstimmgabelgeometrie bereits bekannten Entkopplungsbereich, wobei SB5 zusätzlich einen Verjüngungsbereich der Länge 1.2 mm aufweist. Die Strukturänge L der Einfachstimmgabeln betrug 11.26 mm (SB5: L = 13.66 mm). Die erstellten zweidimensionalen FE-Modelle hatten folgende Parameter:

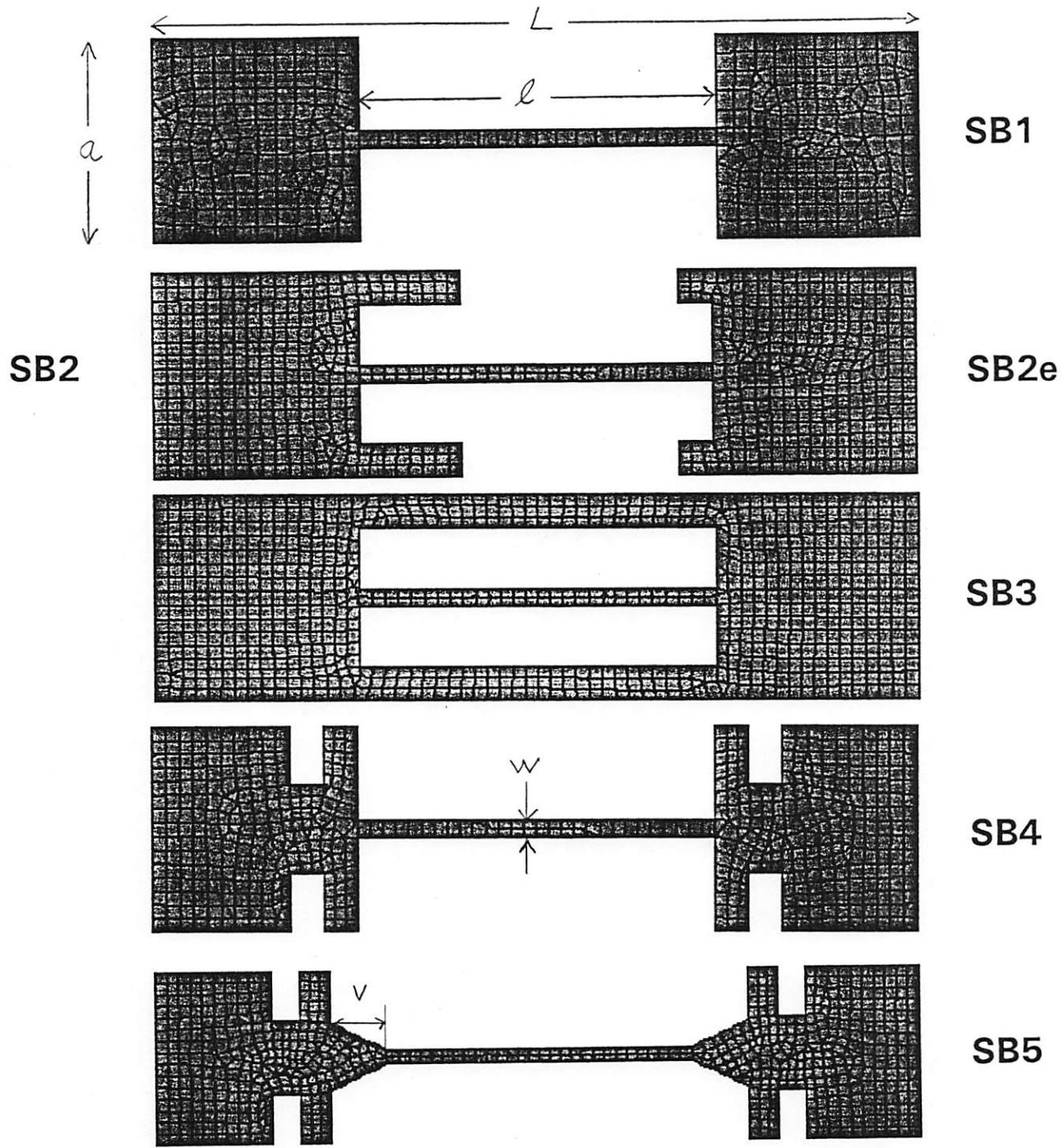
Anzahl Knoten: ca. 2000

Elementtyp: 8-knotiges 2D-Element (STIF82)

Elementgröße: 0.2 mm

Anzahl MDOF: 300 (UX, UY)

Abb. 18: Single-Beam Sensorstrukturen

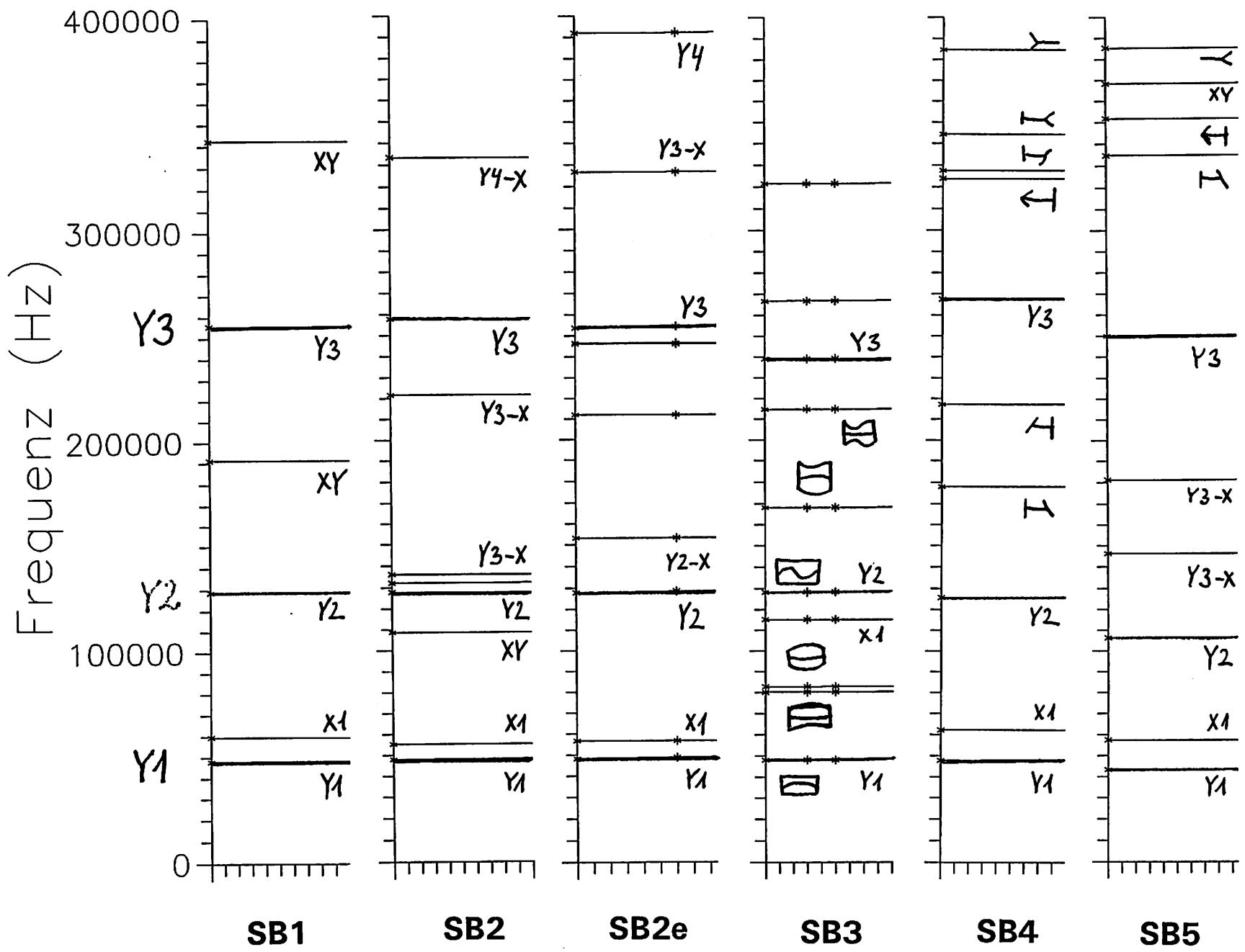


In Abb. 19 sind die ersten zehn Eigenfrequenzen und Schwingungsformen der verschiedenen Einfachstimmgabelgeometrien aufgetragen. Die Lage der Eigenfrequenzen des 'nackten' Balkens (Y_1 , Y_2 , Y_3 , etc.) sind in etwa identisch, was aufgrund der beibehaltenen Abmessungen zu erwarten ist. Zwischendurch werden Schwingungsmoden überlagerter x-y-Bewegungen (XY , Y_2-X , Y_3-X , Y_4-X , etc.) angenommen. Bei der Sensorkonstruktion muß darauf geachtet werden, daß der Sensor in seinem gesamten Arbeitsbereich auf einer wohldefinierten Resonanz schwingt und nicht in einen benachbarten Schwingungsmodus springt und dort 'einlockt' (Unimodalität). In Tabelle 5 sind die zugehörigen Kraftempfindlichkeiten zusammengefaßt. Die höchste Kraftempfindlichkeit besitzt die Grundschwingung (Y_1 -Mode) und liegt in der Größenordnung von $3.9 \text{ \%}/\text{N}$, etwa doppelt so hoch wie bei den Doppelstimmgabeln. Generell nehmen die Kraftempfindlichkeiten zu höheren Schwingungsmoden hin ab. Die Empfindlichkeit des jeweiligen Y_2 -Modes (unterstrichen) ist etwa nur noch halb so groß, wie die des Y_1 -Modes (fett gedruckt).

Tab. 5: Kraftempfindlichkeiten η [$\text{\%}/\text{N}$] für verschiedene Einfachstimmgabelgeometrien:

Mode	SB1	SB2	SB2e	SB3	SB4	SB5
1.	3.895	3.895	3.793	0.878	3.839	3.917
2.	0.026	0.024	0.025	0.196	0.024	0.023
3.	<u>1.912</u>	0.013	<u>1.637</u>	0.204	<u>1.789</u>	<u>1.632</u>
4.	0.244	0.238	0.379	0.009	0.354	0.649
5.	1.037	<u>1.647</u>	0.042	<u>0.427</u>	0.281	0.601
6.	0.151	0.001	0.000	0.104	0.907	0.951
7.	0.705	0.004	0.000	0.109	0.002	0.031
8.	0.004	0.249	1.066	0.172	0.021	0.005
9.	0.525	0.931	0.073	0.153	0.002	0.496
10.	0.239	0.115	0.285	0.053	0.185	0.003

Abb. 19: Modenspektrum verschiedener Einfachstimmgabelgeometrien



Die überlagerten Schwingungszustände besitzen eine um Größenordnungen geringere Kraftempfindlichkeit (z.B. 2. Mode X1) aus den schon bei den Doppelstimmgabel her bekannten Gründen. Die SB3-Geometrie besitzt wie erwartet die niedrigste Kraftempfindlichkeit, zeichnet sich jedoch durch den höchsten Arbeitsbereich aus. Während bei den anderen SB-Geometrien die Bruchspannung schon bei einer Zugkraft von ca. 20 N erreicht wird, beträgt die maximale Belastung bei der SB3-Struktur ca. 80 N. Durch geeignete Dimensionierung der Verstärkungsstege (Shunts) kann der Sensorarbeitsbereich (einschließlich Überlastschutz) eingestellt werden. Bei dem Entwurf ist allerdings ein Kompromiß zwischen der erreichbaren Empfindlichkeit und dem maximalen Kraftarbeitsbereich zu schließen.

Antwortspektrum infolge Anregung

Das dynamische Verhalten aller Sensorstrukturen wird durch die inhomogene, gedämpfte Schwingungsdifferentialgleichung zweiter Ordnung beschrieben:

$$[M] \cdot \{\ddot{u}\} + [C] \cdot \{\dot{u}\} + [K] \cdot \{u\} = \{F(t)\}$$

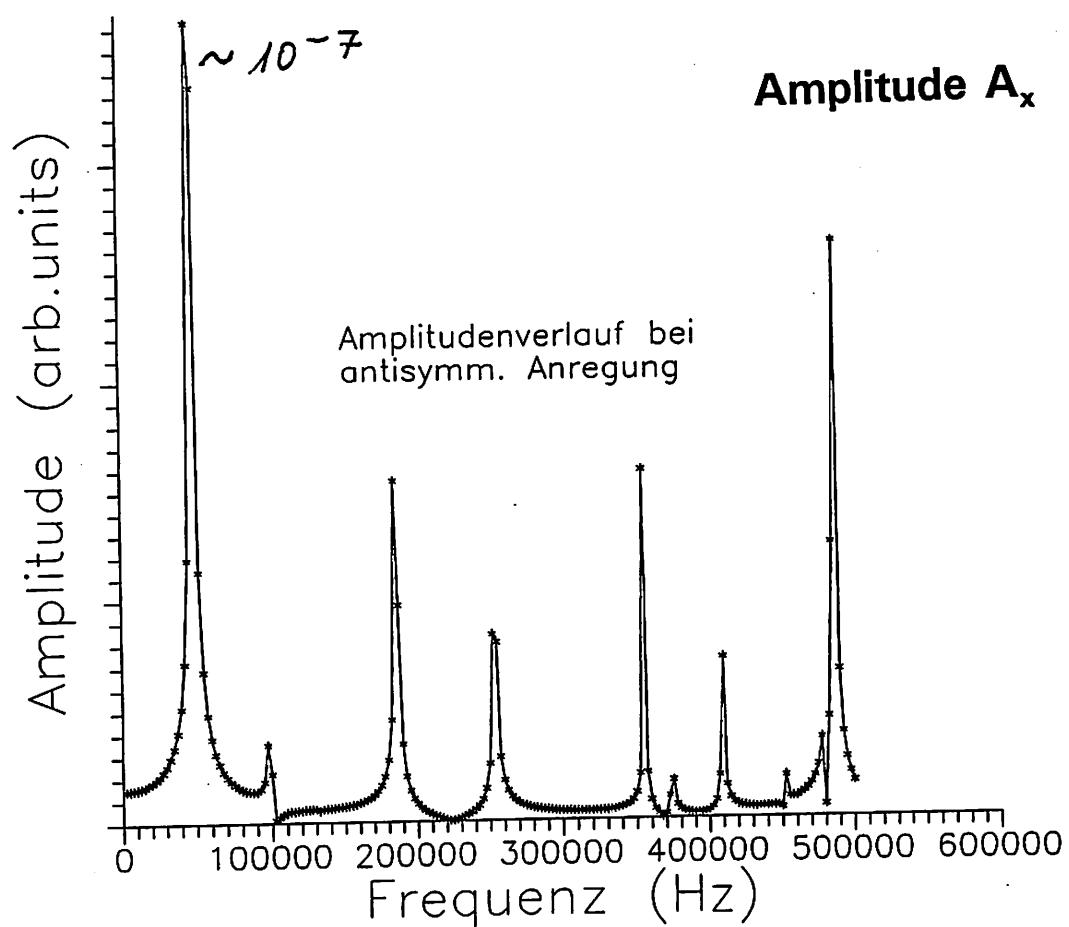
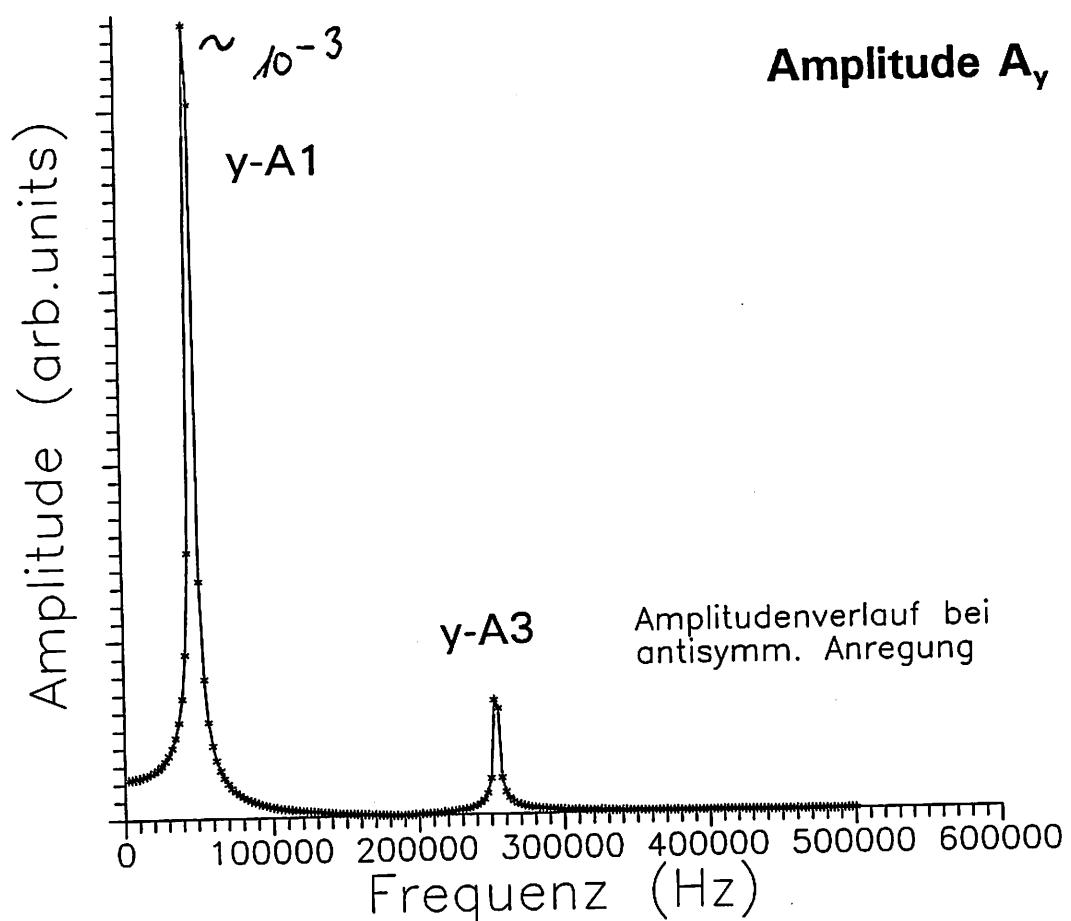
wobei: $[M]$, $[C]$, $[K]$: Massen-, Dämpfungs-, Steifigkeitsmatrix
 $\{\ddot{u}\}$, $\{\dot{u}\}$, $\{u\}$: Knotenbeschleunigung, -geschwindigkeit, -verschiebung
 $\{F(t)\}$: zeitabhängige Anregungskraft

Bei der Modalanalyse wurden die Eigenfrequenzen $f_i = \omega_i / 2\pi$ und die Schwingungseigenformen ϕ_i des Systems durch Lösen der homogenen, ungedämpften Gleichung ($C = F(t) = 0$) ermittelt. Die Kraft-Frequenz-Kennlinie $f(F)$ und die Kraftempfindlichkeit η wurden berechnet, indem die Steifigkeitsänderung des Gesamtsystems infolge einer mechanischen Vorspannung S mit berücksichtigt wurde:

$$[K] \Rightarrow [K + S], \text{ sodaß } f_i = g_1(S), \eta_i = g_2(S)$$

Soll das Frequenzverhalten der Struktur ermittelt werden, so kann durch Vorgabe der Anregungskraft $F(t)$ das Antwortspektrum berechnet werden. Ausgehend von der zugrundeliegenden geometrischen Struktur wird der frequenzabhängige Amplitudengang $A(\omega)$ und Phasen-

Abb. 20: Antwortspektrum infolge harmonischer Anregung



gang $\theta(\omega)$ berechnet. Auf diese Weise können in Abhängigkeit der verschiedenen Anregungsarten (symmetrische, antisymmetrische) die Amplitudenverhältnisse $|A(\omega_i)|$ verschiedener Eigenfrequenzen ω_i und somit die Beiträge der einzelnen Schwingungsmoden ϕ_i zur Gesamtbewegung der Struktur bestimmt werden. Außerdem lassen sich bei Kenntnis der Dämpfungsparameter, die experimentell ermittelt werden müssen, die Schwingungsgüten Q_i des Resonators bei den einzelnen Eigenresonanzen bestimmen. Die Dämpfungsmatrix $[C]$ in obiger Gleichung wird auf die Massenmatrix $[M]$ und Steifigkeitsmatrix $[K]$ bezogen:

$$[C] = \alpha \cdot [M] + \beta \cdot [K] + \sum_i c_i \cdot [D_i]$$

wobei: $\alpha \sim \omega^{-1}$: Massendämpfung } α, β : Rayleigh'sche
 $\beta \sim \omega$: Strukturdämpfung } Dämpfungskonstanten
 $c_i \cdot [D_i]$: sonstige Dämpfungsbeiträge

In Abb. 20 ist für die Doppelstimmgabelgeometrie das Amplitudenverhalten in x- (A_x) und y-Richtung (A_y) an einem zweidimensionalen FE-Modell (STRUOPT4) berechnet worden. Als harmonische Anregung $F(t) = F_0 \cdot e^{i\omega t}$ wurde an beiden Stimmgabelstegmittten punktuell jeweils eine mechanische Kraft vorgegeben. Die beiden Kraftvektoren ($|F_y| = 0.001$ N) wurden an den beiden Mittelknoten der Doppelstimmgabel entgegengesetzt angeordnet, sodaß nur antisymmetrische Schwingungszustände (y-An) angeregt werden konnten. Den Hauptanteil im Amplitudenspektrum A_y ($\approx 10^{-3}$) besitzt der Grundschwingungsmodus Y-A1 mit der Resonanzfrequenz $f_{Y-A1} = 47.5$ kHz. Die transversalen Auslenkungen u_y der Doppelstimmgabel sind in der Resonanz maximal und betragen etwa $0.9 \mu\text{m}$. Die hierbei auftretende interne Spannung σ_{ave} beträgt etwa 9.2 N/mm^2 . Über den gesamten Frequenzbereich wurde eine konstante Dämpfung angenommen. Aufgrund der hohen mechanischen Güte von Quarzstrukturen ($Q \approx 10^4 - 10^6$) wurde mit dem konstanten Dämpfungswert DMPRAT = 10^4 gerechnet.

Im unteren Teil der Abb. 20 ist das Amplitudenverhalten A_x der Doppelstimmgabel in x-Richtung über der Frequenz aufgetragen. Während die Anteile beim Amplitudenspektrum A_y lediglich aus der Grundschwingung y-A1 selber und der ersten harmonischen Oberwelle y-A3 (antisymmetrischer Mode mit drei Schwingungsbäuchen) besteht, tragen beim Amplitudenspektrum A_x ($\approx 10^{-7}$) fast alle Eigenschwingungen im Frequenzbereich bis 500 kHz zur Ge-

samtbewegung bei. Vergleicht man allerdings die absoluten Amplitudenbeträge beider Schwingungsrichtungen, so sind die Beiträge in x-Richtung vier Zehnerpotenzen kleiner und können somit für diese Sensorgeometrie in guter Näherung vernachlässigt werden.

Bei späteren Berechnungen soll statt einer mechanischen Anregungskraft die harmonische Anregung der Sensoren in piezoelektrischer Kopplung berechnet werden. Hierzu sollen flächenhaft über die Elektrodengeometrien die elektrischen Größen (Ladungen, Spannung) eingeprägt werden, die zu mechanischen Spannungen im piezoelektrischen Kristall (Quarz, ZnO) führen. Mit dieser FEM-Analyseart soll zukünftig die piezoelektrische Anregung studiert und der technologische Herstellungsprozeß weiter optimiert werden.

Beachte:

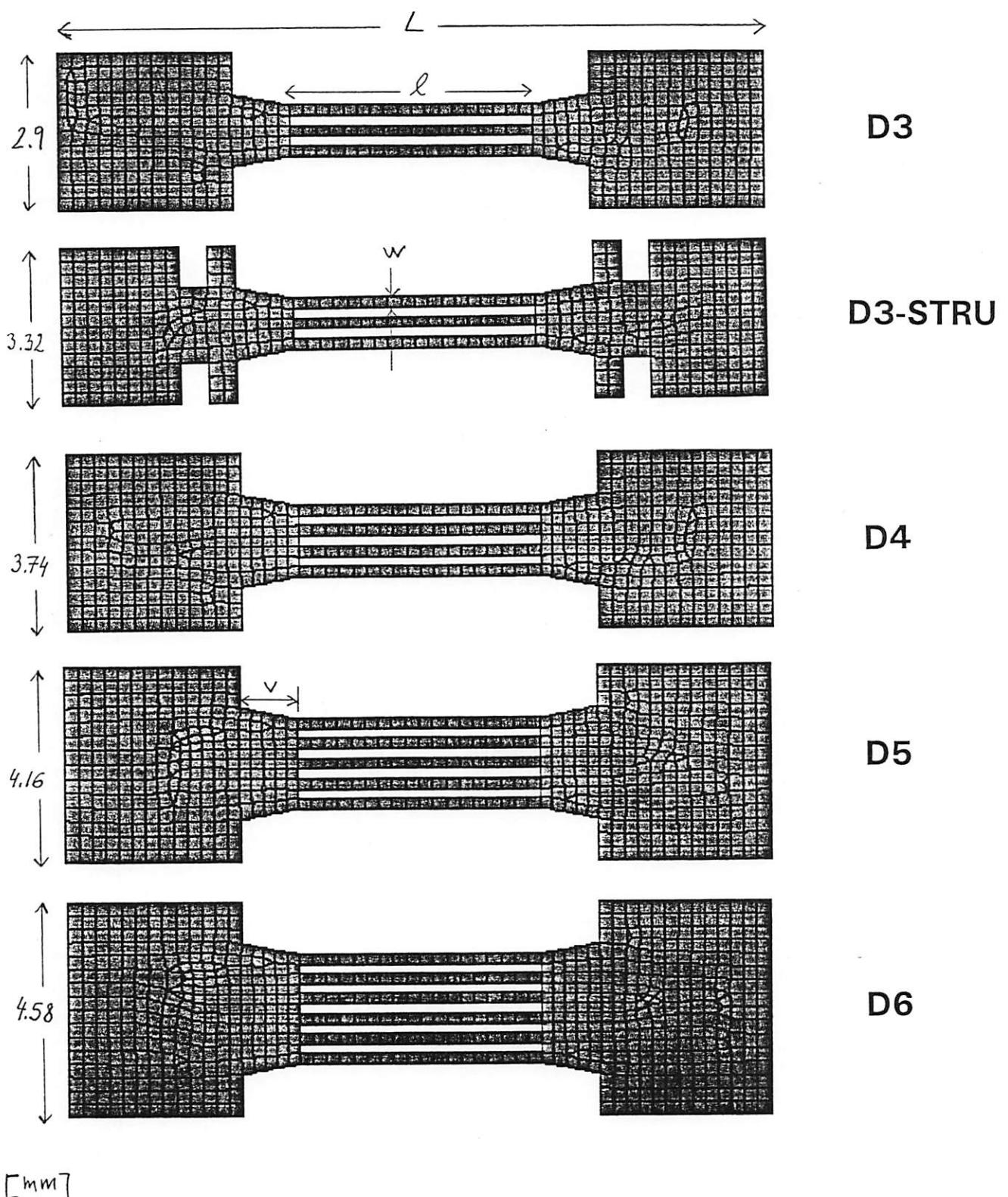
Die vom Schwingungsmodus i abhängigen Größen (ω_i , ϕ_i , η_i , $A(\omega_i)$, Q_i) spielen beim Entwurf des Sensors eine wichtige Rolle und müssen, um die dynamischen Eigenschaften des Sensors zu optimieren, gleichzeitig betrachtet werden. Die Schwingungsgüten Q sind für höhere Moden i.A. besser als für niedrige, sodaß bei der Konstruktion eines Sensors, neben der Beachtung anderer Randbedingungen, das Produkt $(Q \cdot \eta)_k$, auch 'figure of merit' genannt, maximiert werden muß (vgl. [And88]).

Schwinger in 'Multistring'-Anordnung:

Ausgehend von den geometrischen Grundelementen (Befestigung, Entkopplungsbereich mit Verjüngung, Schwingbereich) die für einen resonanten Sensor notwendig sind, sollte mit Hilfe erster Berechnungen das grundsätzliche Verhalten von Quarzschwingern mit mehr als zwei Stimmgabeln erklärt werden. In Abb. 21 sind fünf mögliche Sensorgeometrien dargestellt, bei denen jeweils eine Stimmgabel mehr hinzugefügt wurde. Erneut wurden die wichtigsten Geometrieparameter für alle Multistring-Anordnungen beibehalten:

Strukturlänge:	$L = 15.0$ mm
Stimmgabellänge :	$l = 5.20$ mm
Stimmgabelbreite :	$w = 0.24$ mm
Strukturdicke:	$t = 1.00$ mm
Verjüngungslänge:	$v = 1.20$ mm

Abb. 21: Swinger in 'Multistring'-Anordnung



Die Abbildungen 22 bis 25 auf den folgenden Seiten zeigen die ersten Schwingungsformen des jeweiligen 'Multistring'-Sensors. Aufgrund der Festlegung auf Quarzstrukturen wurden Schwingungen nur in x- und y-Richtung betrachtet, sodaß Schwingungen aus der Ebene heraus (z-Richtung) nicht berücksichtigt sind. Abhängig von der Anzahl der Stimmgabeln stellen sich Schwingungsmoden ein, die frequenzmäßig dicht beieinander liegen. In Tabelle 5 sind die zu den Schwingungsformen zugehörigen Kraftempfindlichkeiten aufgelistet.

Tab. 6: FE-Modellparameter und Kraftempfindlichkeiten der Schwinger in Multistring-Anordnung:

FE-Modell:	D3	D3-STRU	D4	D5
Elementanzahl:	895	838	1043	1179
Knotenanzahl:	2974	2839	3471	3926
ELSI [mm]:	0.2	0.2	0.2	0.2
Anzahl MDOF:	300	300	300	300
Kraftempfindlichkeit η [%/N]:				
1.Mode:	1.565	1.492	1.501	1.452
2.Mode:	<u>1.623</u>	<u>1.624</u>	<u>1.546</u>	<u>1.487</u>
3.Mode:	1.596	1.602	1.500	1.456
4.Mode:	0.010	0.009	1.519	1.444
5.Mode:	0.752	0.630	0.009	1.458
6.Mode:	0.825	0.825	0.710	0.009
7.Mode:	0.814	0.818	0.784	0.688
8.Mode:	0.344	0.348	0.770	0.762
9.Mode:	0.477	0.348	0.772	0.752
10.Mode:	0.452	0.477	0.303	0.751

Bei der D3-Geometrie liegen die ersten drei Eigenformen dicht beieinander und besitzen vergleichbar große Kraftempfindlichkeiten. Der zweite Mode ($f_2 = 48.3$ kHz) zeichnet sich allerdings durch seinen antisymmetrischen (180° phasenverschobenen) Schwingungszustand aus und besitzt auch die höchste Kraftempfindlichkeit.

Die Eigenschwingungsformen der D3-STRU-Geometrie sind identisch zu denen der D3-Geometrie. Durch die zusätzliche Strukturierung des Entkopplungsbereiches ist eine Verbesserung des dynamischen Verhaltens des Sensors bezüglich der Schwingungsgüte Q zu erwarten, so daß bei etwa gleicher Kraftempfindlichkeit das Produkt $(Q \cdot \eta)_2$ erhöht werden konnte. Die Geometrien D4 und D5 weisen vier bzw. fünf frequenzmäßig dicht beieinander liegende Moden mit fast gleicher Kraftempfindlichkeit auf. Aus kinematischen Gründen zeichnen sich auch hier die beiden antisymmetrischen Schwingungsmoden (Mode Nr. 2) aus. Allen Sensorgeometrien ist gemeinsam, daß die Kraftempfindlichkeit höherer Moden abnimmt. Auch treten die bereits von den Einfach- und Doppelstimmgabeln her bekannten 'kraftunempfindlichen' Schwingungsmoden mit x-Schwingungsanteilen auf.

Beachte:

Die Kraftempfindlichkeit der 'Multistring'-Sensoren nimmt mit steigender Stimmgabelanzahl ab, da sich die anliegende Gesamtkraft auf mehrere Stimmgabelstege verteilen muß. Die uniaxiale Krafteinleitung wird durch die zunehmende Breite des Sensors erschwert, sodaß eine gleichmäßige Kraftbeaufschlagung aller Stimmgabelstege hohe Anforderung an die Krafteinleitungsmechanik (Hebellenker) stellt. Dieses ist aber eine wichtige Voraussetzung dafür, daß der Sensor ein sauberes Modenverhalten zeigt und definiert in einem Mode schwingt (Unimodalität). Die definierte Anregung eines n-fach Multistings kann u.U. problematisch werden, da mehrere Stimmgabeln in Resonanz versetzt werden können. Betrachtet man die ersten fünf Moden beim D5-Schwinger (Abb. 25), so bewegen sich jeweils nur zwei Stimmgabeln in Phase bzw. in entgegengesetzter Phase, sodaß diese durch Elektroden auch angeregt werden müßten. Die anderen Stimmgabeln übernehmen im Prinzip nur die Rolle von Verstärkungsstegen. Aufgrund dieser Überlegung läßt sich ein n-fach Quarzschwinger, der in y-Richtung schwingt, immer auf einen Schwinger mit nur zwei oder drei schwingenden Stimmgabeln zurückführen. Bei Schwingungen aus der Stimmgabelebene heraus (z-Richtung) erscheint das Multistring-Konzept sinnvoller, da Gegenmomente durch die entgegengesetzt schwingenden

Abb. 22: Eigenschwingungsformen des D3-Schwingers

Mode

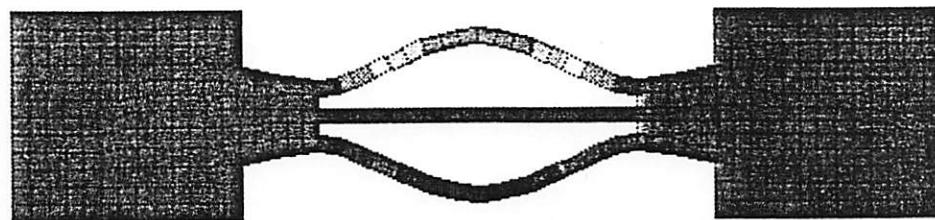
Frequenz f [kHz]

1.



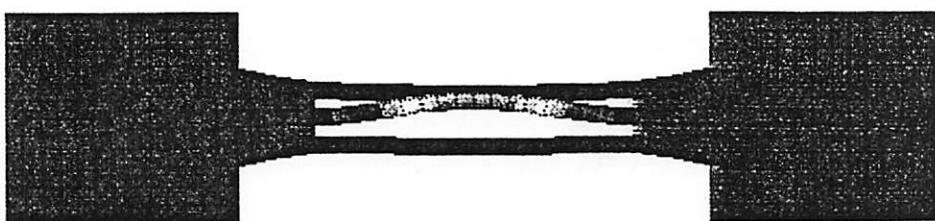
47.1

2.



48.3

3.



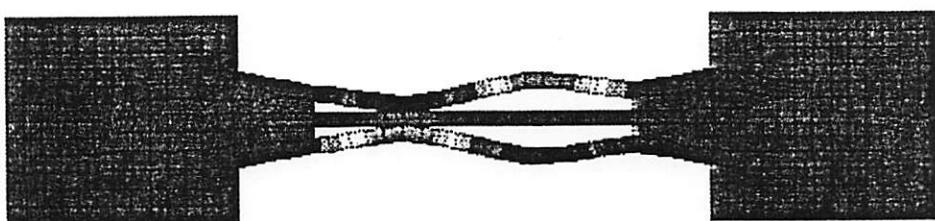
49.4

4.



121.2

5.



130.9

Abb. 23: Eigenschwingungsformen des D3-STRU-Schwingers

Mode

Frequenz f [kHz]

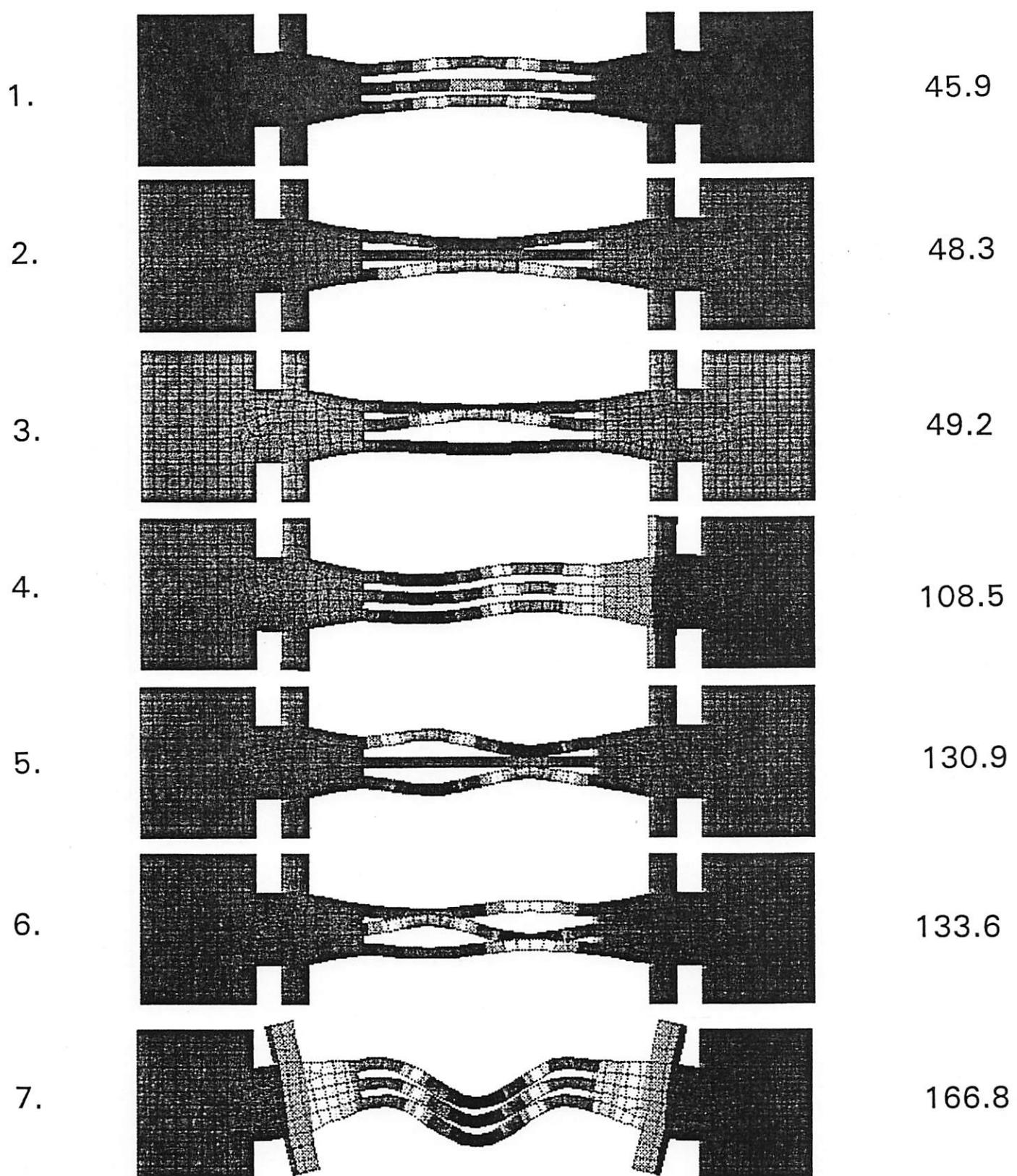


Abb. 24: Eigenschwingungsformen des D4-Schwingers

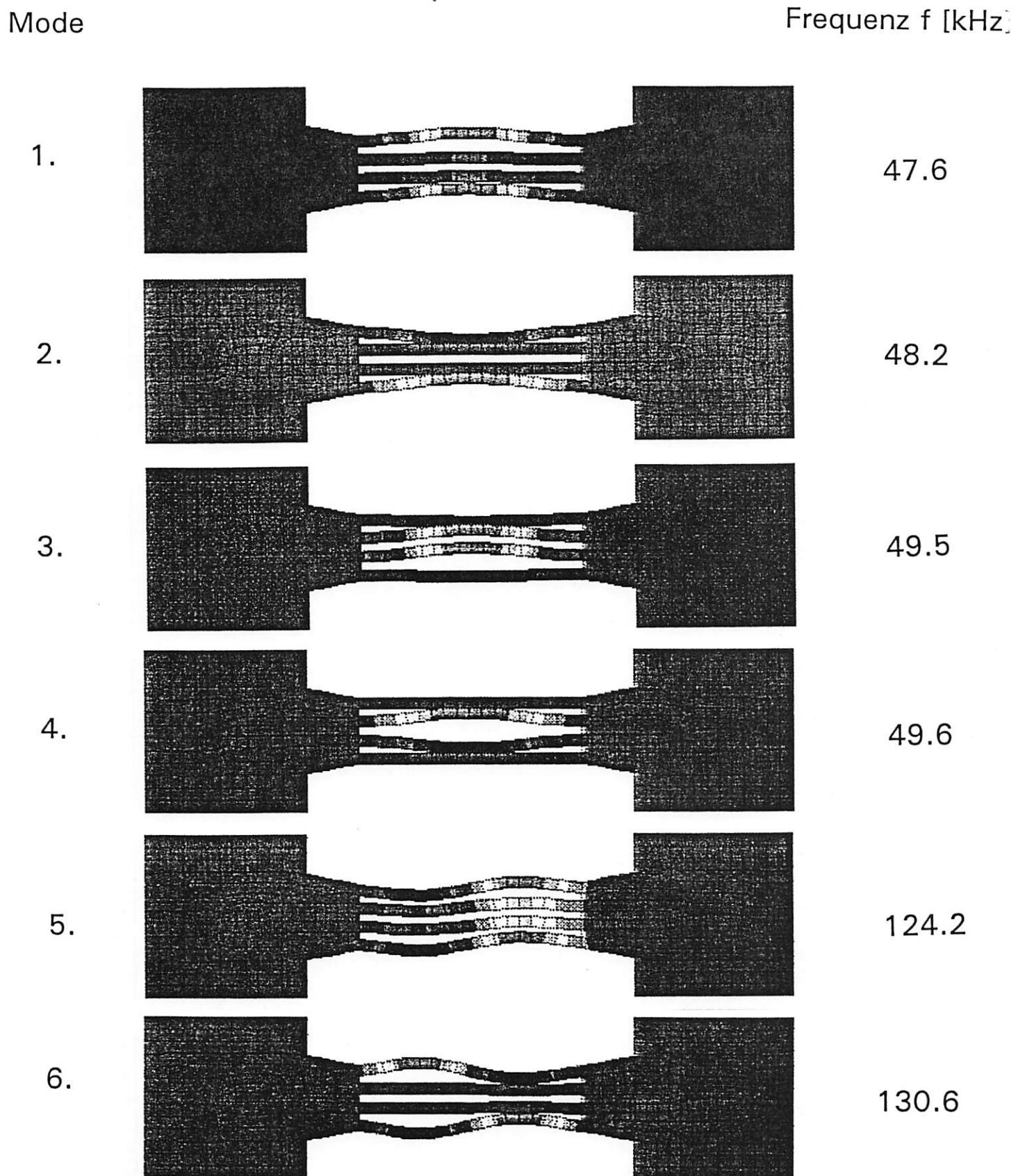


Abb. 25: Eigenschwingungsformen des D5-Schwingers

Mode

Frequenz f [kHz]

1.



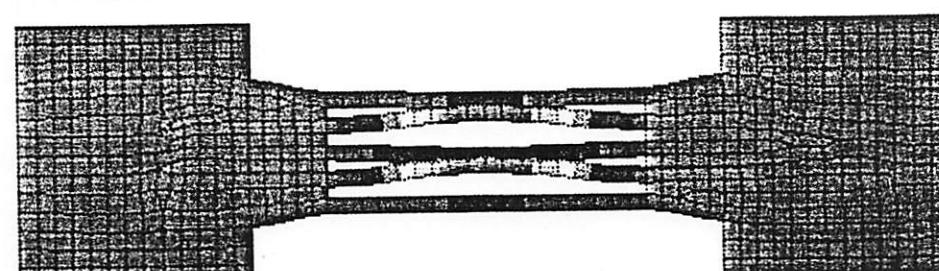
47.9

2.



48.2

3.



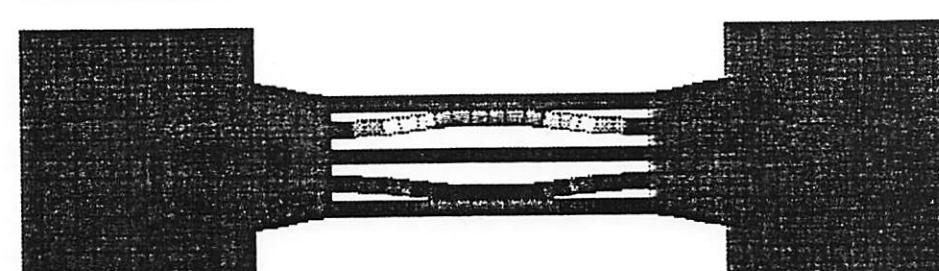
49.4

4.



49.6

5.



49.7

Stimmgabeln ($n \geq 3$) automatisch kompensiert werden (vgl. hierzu auch [Kir84]).

Für eine Sensoranwendung basierend auf Silizium mit piezoelektrischer oder thermischer Anregung erscheint der Aufbau eines Dreifachschwingers aufgrund der inhärenten Schwingungsentkopplung, und der damit verbundenen hohen Schwingungsgüte und Kraftempfindlichkeit besonders interessant.

d.) Ergebnisse der FEM-Rechnungen:

Die numerischen Berechnungen haben gezeigt, daß ein resonanter Sensor auf der Basis von Einfach-, Doppel- und Mehrfachstimmgabeln, geeignet beschrieben werden kann, und dynamische Eigenschaften abgeleitet werden können, die analytisch nicht ohne weiteres herzuleiten wären.

Die Technik der dyamischen FEM-Berechnungen wurde erarbeitet und es ist nun möglich die mechanischen Resonatoreigenschaften des Sensors (ω_i, ϕ_i), die Kopplung zwischen Meßgröße und Resonator (η_i) und die Schwingungsanregung ($A(\omega), Q_i$) zu modellieren. Unter Zugrundeliegung beliebiger, auch dreidimensionaler Sensorgeometrien, ist es möglich unter Berücksichtigung der Materialanisotropie das Verhalten der Sensorelemente zu beschreiben.

Auf den folgenden Seiten sind die wichtigsten Ergebnisse der FEM-Berechnungen in Form von Entwurfsvorschlägen ('Design-Regeln') kurz zusammengefaßt und sollen bei der Auslegung eines konkreten Sensors für die Kraft- bzw. Druckmessung behilflich sein.

'Design-Regeln':

- Die grobe Festlegung des Sensor-Arbeitspunktes erfolgt durch geeignete Wahl der Länge l, Weite w und Dicke t (siehe Gleichungen (2), (4) und (6))
- Der maximale Arbeitsbereich wird durch die Überlastanforderungen (Bruchsicherheit) mit Hilfe entsprechender Auslegung der Verstärkungsstegdimensionen festgelegt:
$$\sigma_B(\text{Quarz}) \approx 100 \text{ N/mm}^2$$
$$\sigma_B(\text{Si}) \approx 2 - 3 \sigma_B(\text{Quarz})$$

(Die Bruchspannungen σ_B sind abhängig von der Kristallorientierung)
- Das resonante Strukturelement des Sensors muß entweder unter Zug- oder Druckspannung stehen
- Die Kraft- bzw. Druckeinleitung muß senkrecht zur Schwingungsrichtung erfolgen
- Reduzierung intern auftretender Spannungen durch statische Strukturoptimierung:
 - * strukturbegrenzende Winkel sollten größer 90° sein
 - * spitze Winkel sollten vermieden werden (Kerbwirkung)
 - * Ecken sollten durch Polygonzüge 'entschärft' werden
 - * Stimmgabelaufhängung in Verjüngungsstruktur enden lassen
- Maßnahmen zur dynamische Strukturoptimierung:
 - * Benutzung 'antisymmetrischer' Schwingungsmoden (y-An, z-An)
 - * Erhöhung der Schwingungsgüte durch Entkopplungsbereich
 - * Vermeidung von Modenkopplung, infolge geeigneter Strukturparameterwahl (Unimodalität) und Elektrodenformgebung
 - * einwandfreie Halterung des Resonators sicherstellen
- Die statische und dynamische Strukturoptimierung muß zusammen erfolgen

- Vermeidung von Scherkräften durch uniaxiale Krafteinleitung auf die Stimmgabelstege mit Hilfe eindimensionaler Balkenstrukturen
- Gleichzeitige Erhöhung des Produktes aus Schwingungsgüte Q und Kraftempfindlichkeit η :
 - * Strukturabmessungen des Resonators in Schwingungsrichtung minimieren
 - * Minimierung der äußeren Dämpfung (Resonatorgehäuse evakuieren, Polieren der Resonatoroberflächen)
 - * Unterdrückung höherer, harmonischer Oberwellen durch geeignete Wahl der Elektrodenformen
(Kompromiß: $Q \sim \omega$ aber $\eta \sim \omega^{-1}$)
- Kompromiß zwischen Auflösung (Empfindlichkeit) und maximaler Belastung (Arbeitsbereich) schließen
- Auswahl eines geeigneten Kristallschnitts (Quarz) zur Temperaturkompensation, unter Beachtung der Strukturierungsmöglichkeit (Ätzraten) und Waferverfügbarkeit (Preis)

Zusammenfassung Einfachstimmgabeln:

Vorteile:

- + Patentlage für Quarzsensoren evtl. günstiger als für DETF-Geometrien
- (+ höchste Empfindlichkeit η aller Sensorgeometrien)
- + höchste Schwingungsgüte Q aller Sensorgeometrien ($Q_{SB} >> Q_{DETF}$)
- + unproblematische Kraftbeaufschlagung
- + eignet sowohl für Quarz- als auch Siliziumstrukturen

Nachteile:

- Schwingungsentkopplung erfordert prinzipiell zusätzliche Isolationstrukturen
- Schwingungsentkopplung in z-Richtung (Siliziumstruktur) problematisch, da Anordnung der Isolationsstrukturen in z-Richtung erfolgen müssen *sollten*
- Modenselektion schwieriger als bei Mehrfachschwingern aufgrund der Symmetrieeigenschaften des Resonators
- (- Bruchempfindlichkeit hoch, erfordert u.U. die Verwendung von Verstärkungsstegen)
- definierte Herstellung der Stimmgabelbreite w ist technologisch anspruchsvoll

Zusammenfassung Doppelstimmgabeln:

Vorteile:

- (+ hohe Schwingungsgüte Q bei antisymmetrischen Moden (*transversal in Balkenebene*))!
- + höhere Kraftempfindlichkeit erzielbar, als bei 'Multistring'-Anordnung
- + ideale Schwingergeometrie für Quarzstrukturen (*transversaler Schwingg.*)

Nachteile:

- Patentlage bei Quarzschwingern 'fast' aussichtslos *bedenken*
- Kraftbeaufschlagung kritisch, aufgrund der erforderlicher Gleichheit der Stimmgabelbelastungen
Begiken

Zusammenfassung Mehrfachschwinger:

Vorteile:

- (+ günstige Patentlage bei Quarz und Silizium)
- + Dreifachschwingerstruktur ($n = 3$) günstig für Quarz und Silizium (Momentenausgleich)
- + hoher maximaler Arbeitsbereich Bei Schwingungsmode an der Balkenebene braus
- + Möglichkeit zum Aufbau von Array-Strukturen

Nachteile:

- gleichzeitige Balken Kraftbeaufschlagung der Stimmgabelstege extrem kritisch
- erhöhte Gefahr von Modenkopplung durch komplexe Schwingungseigenformen möglich
- (- niedrigste Empfindlichkeit aller Sensorgeometrien)



Zusammenfassung 'Beam-on-Diaphragm' Struktur (BOD):

Für die Applikation als Drucksensor erscheint die Verwendung einer BOD-Struktur sehr interessant, da sich die Vorteile beider Grundgeometrien (Balken, Membran) verbinden lassen.

Vorteile:

- (+ Patentlage z.Zt. sehr günstig, sowohl für Quarz als auch für Silizium)
- (+ Herstellung in Quarz und Silizium möglich)
- + Trennung von Druckeinleitung (Membran) und Resonator (SB, DETF)
- + gute Einstellbarkeit des Sensorarbeitspunktes durch entsprechende Dimensionierung des Balkens, der Aufhängungshöhe und der Membrandicke
- (+ hybride Herstellung möglich (Quarz, Silizium))

Nachteile:

- (- Technologie in monolithischer Herstellung aufwendig)
- Anwendung auf Druckmessung ausgelegt
- Auftreten von wärme-induzierten Spannungen beim hybriden Aufbau

e.) Weiteres Vorgehen:

Das weitere Vorgehen wird im einzelnen mit den Verbundpartnern im Projekt abgestimmt. In gemeinsamen Gesprächen soll unter Zugrundelegung der applikationsspezifischen Anforderungen eine Sensorstruktur erarbeitet werden. Anschließend soll mit Hilfe der FEM, aufbauend auf den bisher erzielten Ergebnisse, die Sensorkonstruktion rechnerisch optimiert werden.

Daneben sollen die Methoden der FE-Berechnungen weiter erarbeitet werden:

- Berechnung verschiedener Stegquerschnitte (3D-Modellierung)
- Piezoelektrische, resonante Anregung zur Berechnung elektrischer Kenngrößen (Impedanz-, Phasenverlauf, Frequenzgang, elektromechanische Kopplungsfaktoren) zum späteren Vergleich mit der Quarzmeßtechnik (Charakterisierung piezoelektrischer Resonatoren)
- Optimierung der Elektrodenformen
- Modellierung temperaturabhängiger Effekte
 - * wärme-induzierte Spannungen
 - * thermische Anregung von Silizium-Strukturen
- Überlegungen zu neuartigen Sensorstrukturen
 - * Multistring-Anordnung
 - * 'Beam-on-Diaphragm' Strukturen (BOD)
- Modellierung von Mehrschichtsystemen:
 - * Si-ZnO / SiO₂
 - * Si-Si₃N₄
 - * Si-Cr/Ni
- Variierung des Quarz-Kristallschnitts
- Optimierung der Überlasteigenschaften (Schock), durch Simulation des gesamten Sensorsystems (Sensor und Krafteinleitung)
- Studium und Vergleich verschiedener Anregungsmechanismen
- Optimierungsläufe bei FEM-Berechnungen automatisieren

Abbildungsverzeichnis:

- Abb. 1:** Doppelseitig eingespannter Biegebalken
- Abb. 2:** Grundschwingungsstruktur - Quarz
- Abb. 3:** Grundschwingungsstruktur - Silizium
- Abb. 4:** Quarz-Doppelstimmgabel
- Abb. 5:** Eigenfrequenzen in Abhängigkeit der FE-Modellgröße
- Abb. 6:** Strukturuntersuchung an Doppelstimmgabeln
- Abb. 7:** Modenspektrum verschiedener Doppelstimmgabelgeometrien
- Abb. 8:** Eigenschwingungsformen des piezoelektrischen 3D-Modells unter Berücksichtigung der Materialanisotropie
- Abb. 9:** Spannungen σ_x in x-Richtung
- Abb. 10:** Spannungen σ_y in y-Richtung
- Abb. 11:** Spannungsverteilung bei seitlicher Krafteinwirkung F_y
- Abb. 12:** Parametrisierte Doppelstimmgabel
- Abb. 13:** Abhängigkeit der Resonanzfrequenz von der Stimmgabellänge
- Abb. 14:** Doppelstimmgabeln mit veränderten Stimmgabellängen

- Abb. 15:** Doppelstimmgabeln mit veränderten Stimmgabelbreiten
- Abb. 16:** Abhängigkeit der Kraftempfindlichkeit von der Stimmgabelbreite
- Abb. 17:** Nichlinearität der Kraft-Frequenz-Kennlinien für kleine Stimmgabelbreiten
- Abb. 18:** Single-Beam Sensorstrukturen
- Abb. 19:** Modenspektrum verschiedener Einfachstimmgabelgeometrien
- Abb. 20:** Antwortspektrum infolge harmonischer Anregung
- Abb. 21:** Schwinger in 'Multistring'-Anordnung
- Abb. 22:** Eigenschwingungsformen des D3-Schwingers
- Abb. 23:** Eigenschwingungsformen des D3-STRU-Schwingers
- Abb. 24:** Eigenschwingungsformen des D4-Schwingers
- Abb. 25:** Eigenschwingungsformen des D5-Schwingers

Verzeichnis der Tabellen:

- Tab. 1:** Berechnung der Eigenfrequenzen bei Verwendung verschiedener FE-Modellparameter
- Tab. 2:** Kraftempfindlichkeiten η [%/N] für verschiedene Doppelstimmgabelgeometrien
- Tab. 3:** Eigenfrequenzen und Schwingungsformen des 3D-Modells D2P-3
- Tab. 4:** Anpassungskurven an nichtlineare Kraft-Frequenz-Kennlinien
- Tab. 5:** Kraftempfindlichkeiten η [%/N] für verschiedene Einfachstimmgabelgeometrien
- Tab. 6:** FE-Modellparameter und Kraftempfindlichkeiten η [%/N] der Schwinger in Multistring-Anordnung