

NETZWERKMODELLIERUNG VON DOPPELWANDLER SYNTHETIC JET AKTOREN

M. Schüller^(a), R. Schulze^(b), C. Gebauer^(b), M. Lipowski^(a),
E. Kaulfersch^(a), J. Nestler^(b), T. Otto^(a), T. Geßner^{(a),(b)}

(a) Fraunhofer ENAS, Chemnitz, Deutschland

(b) Technische Universität Chemnitz, Chemnitz, Deutschland

Zusammenfassung

Die Modellierung von Synthetic Jet Aktoren unter Verwendung von elektrischen Ersatzschaltbildern wurde bereits in verschiedenen Veröffentlichungen behandelt. Das vorliegende Paper zeigt dieses Verfahren und dessen Anwendung für modifizierte Aktoren mit zwei piezoelektrischen Wandlern auf. Synthetic Jet Aktoren (SJA) sind seit einigen Jahren in der Luftfahrt für die aktive Strömungsbeeinflussung bekannt. Ein Synthetic Jet Aktor ist ein resonanter elektroakustischer/elektrofluidischer Antrieb in kompakter Bauweise mit geringer Leistungsaufnahme. Er erzeugt bei einem effektiven Netto-Null-Massenstrom einen Impulsfluss größer Null [1]. In der Literatur sind Konzepte zu finden, die unterschiedliche elektroakustische Membranwandler, wie piezoelektrische Wandler [1-6], elektromagnetische Wandler [7-9] und Formgedächtnislegierungen [10] nutzen. Wichtige Kenngrößen der Aktoren sind die Resonanzfrequenz, die Austrittsgeschwindigkeit sowie der Volumen- bzw. Massenfluss. Diese hängen stark von der geometrischen Dimensionierung des Systems ab. Um SJAs applikationsspezifisch optimieren zu können, ist es notwendig, die Aktoren vollständig zu beschreiben. Zur übersichtlichen Modellierung der Aktoren ist eine Aufteilung in Teilsysteme sinnvoll [11]. Zum einen wird der elektromechanische Wandler, zum anderen das akustische/fluidische Teilsystem modelliert. Wie in [6] dargestellt, eignet sich die Beschreibung mit Hilfe der Netzwerkmethodik. Genauere Ergebnisse liefert die Kombinierte Simulation [12], eine Methodik, die Netzwerk- und Finite Element Methode auf Benutzerebene verbindet. Bei einem am Fraunhofer ENAS neu entwickelten SJA-Konzept wird, im Gegensatz zu konventionellen SJAs, ein Helmholtz-Resonator mit zwei Membranwandlern ausgestattet, die an dessen Seitenwänden angebracht sind, um die Leistungsfähigkeit der Aktoren zu erhöhen. Für diesen Aufbau müssen neue Modelle für die Optimierung entwickelt werden. Im vorliegenden Beitrag wird aufgezeigt, wie die Modellierung für diese neuen Aktoren mit der Kombinierten Simulation erfolgen kann.

1. EINLEITUNG

Aktoren, welche Energie benötigen, um betrieben zu werden und im Umkehrschluss Energie in eine Strömung einbringen, werden als Active Flow Control Actuators (AFC Actuators) bezeichnet. Es gibt verschiedene Beispiele, von elektromechanischen [13-15] und piezoelektrischen Klappen [16-21], über kontinuierliches [13,22-24] und gepulstes [25-28] Einblasen, bis hin zu voice-coil drivers [29,30], powered resonance tubes [16,31-33], fluidic oscillating jets [34] und plasma actuators [35]. Es ist seit einigen Jahren bekannt, dass Synthetic Jets dafür verwendet werden können, die Grenzschicht zu beeinflussen oder mit ihr zu interagieren und so Separation zu verhindern oder zu kontrollieren. Erste Studien über SJAs für Flow Control wurden bereits im Jahre 1994 von Smith und Glezer [36] durchgeführt. Seitdem nahm die Forschung in diesem Bereich immer mehr zu und die Luftfahrtindustrie wurde auf diesen Aspekt der Technik aufmerksam. Das Interesse der Forschung an Synthetic Jet Aktoren liegt an deren Anwendbarkeit in der Strömungsbeeinflussung [1], wie zum Beispiel Separations-Kontrolle [47], Reduzierung von Wandreibung, virtuelles Aero-Shaping [5] und Beschleunigung von Mischvorgängen [37-41, 48], aber auch die Wärmeabfuhr von Bauelementen, wie zum Beispiel von Schaltkreisen [43-46]. Besonders bei der Separation von Strömungen gibt es ein starkes Interesse,

diese zu manipulieren oder zu verzögern, da diese zu großen Energieverlusten und in vielen Anwendungen zu Auftriebsverlusten und einer Erhöhung des Luftwiderstandes führt. Sie sind generell attraktiver als kontinuierliches oder gepulstes Einblasen in die Strömung, da sie kein komplexes und mitunter kompliziertes Druckluftversorgungssystem benötigen. Desweiteren zeigte sich, dass SJAs eine zu kontinuierlichem Einblasen oder Absaugen vergleichbare Effektivität bei kleinerem Moment und damit auch kleinem Energieeintrag aufweisen [42]. Synthetic Jet Aktoren sind sogenannte Null-Massen-Fluss-Aktoren, es gibt also keinen Netto-Massen-Umsatz. Die Aktoren bringen jedoch ein Moment in das zu beeinflussende Medium ein. Der SJA besteht, wie in Bild 1 dargestellt, aus einer Kavität, welche auf der einen Seite durch den Wandler und auf der anderen Seite durch eine Öffnung (ein Kanal oder eine Düse) begrenzt wird. Je nach Anwendung reicht die Bandbreite von einfachen akustischen bis hin zum universell einsetzbaren piezoelektrischen Aktoren. Das oszillierende Fluid fließt periodisch durch die Düse aus der Kavität. Während der Ansaugphase wird das Fluid aus der Umgebung in die Kammer gesogen und in der Ausstoßphase gerichtet aus der Kammer befördert. Dabei bildet sich eine Scherschicht zwischen austretendem Fluid und Umgebungsfluid, die sich eindreht und damit zur Ausbildung von Vortex-Ringen

führt. Beginnt die Ansaugphase erneut, so hat sich der Vortex-Ring weit genug entfernt. Dies führt zu einer Reihe von hintereinander folgenden Ringen. Bei relevanten Amplituden und Frequenzen kollabieren diese Ringe in einen turbulenten Strahl in der Nähe der Öffnung.

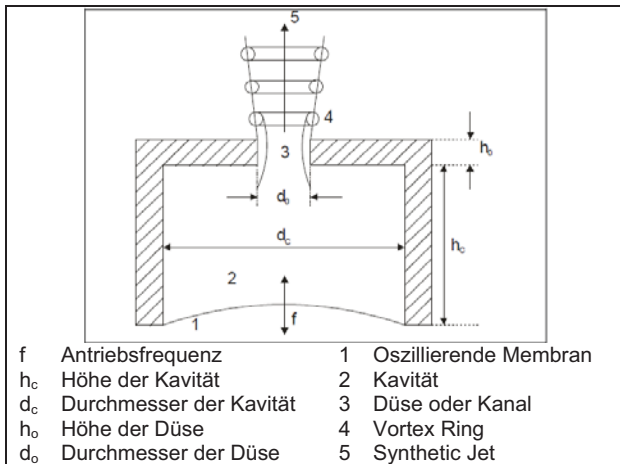


BILD 1. Aufbau eines SJA nach [2]

Im Gegensatz zu einer Mikropumpe oder zum Pulsed Jet Aktuator, welche einen Massenfluss aufweisen, erhält man beim SJA einen Zero-Net-Mass-Flux, da das Ansaug- dem Ausstoßvolumen genau entspricht [1]. Die Leistungsfähigkeit der Aktoren in Abhängigkeit der Anwendung wird von verschiedenen Faktoren bestimmt, zum Beispiel der Amplitude und Frequenz der periodischen Anregung, der Geometrie und des Volumens der Kammer und der Form und Größe der Austrittsdüse und damit dessen akustisches Verhalten. Ziel der verschiedenen Modellierungs- und Auslegungswerkzeuge ist die Optimierung der verschiedenen Parameter, um die Performance des Aktors zu maximieren.

2. STATE OF THE ART

Die vereinfachte Modellierung oder die Modellierung mit reduzierten Modellen verfolgt das Ziel, den mit SJAs erzeugten Fluss in Echtzeit zu regeln. Desweiteren sollen Werkzeuge entwickelt werden, die mit geringem Rechenaufwand eine Multiparameteroptimierung der Aktoren für unterschiedliche Anwendungen ermöglichen. Eine Herausforderung ist dabei die Aufgabenstellung, ein empirisches Modell für die Aktoren zu entwickeln und zu validieren. Es wurden bereits verschiedene Modelle entwickelt, welche jedoch nicht generell die essentiellen dynamischen Eigenschaften der durch einen Synthetic Jet Aktor generierten Strömung abzubilden vermögen. Es gibt eine nicht zu verachtende Anzahl an Publikationen, welche die Wirkung von Synthetic Jets auf die Grenzschicht behandeln. Desweiteren gibt es verschiedene Veröffentlichungen, in denen die Beschreibung und Modellierung [49] von Aktoren, die genutzt werden können, derartige Jets zu erzeugen, dargestellt ist.

2.1. Modelle niedriger Ordnung

Gallas et al. [6] entwickelte ein Lumped Element Model (LEM) für einen Synthetic Jet Aktor mit piezoelektrischem Wandler. Das Modell zeigt eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten. In einem äquivalenten

elektrischen Ersatzschaltbild werden die einzelnen Komponenten des Aktors abgebildet. Die Frequenzantwortfunktion wird bestimmt, um den Volumenfluss durch den Auslass pro Volt über der Piezokeramik zu erhalten. Das Modell ist zweigeteilt und beinhaltet sowohl das mechanische Verhalten der Membran als auch das Verhalten von Kammer und Düse, die zusammen als Helmholtz-Resonator wirken. In einer weiteren Veröffentlichung [50] wendete Gallas dieses Modell auf die Entwicklung von Aktoren an, wobei ein zweigeteiltes Verfahren angewendet wurde. Zum einen wurden definierte Wandler verwendet und die geometrischen Parameter des Helmholtzresonators variiert, zum anderen wurden Kammer und Düse konstant gehalten. Zudem wurde mit unterschiedlichen Membranen experimentiert. Es konnte gezeigt werden, dass sich mit verschiedenen Anpassungen die Performance um bis zu 50% steigern ließ. Ebenfalls ein LEM wurde von Agashe et al. [51] entwickelt. Es dient der Modellierung von Aktoren auf Basis von elektrodynamischen Wandlern. Das Modell wurde mit drei verschiedenen Aktoren, welche mit robuster Niedrigpreisfertigung hergestellt wurden, validiert. Es konnte gezeigt werden, dass das Modell für niedrige Frequenzen eine gute Voraussage der zu erwartenden Austrittsgeschwindigkeiten bereitstellt. Sharma et al [49] zeigte, dass es möglich ist, die Aktorik mit Hilfe verschiedener einfacher Differentialgleichungen abzubilden und sowohl ohne als auch mit externer Strömung die Austrittsgeschwindigkeiten in Abhängigkeit der Eingangskraft zu bestimmen. Die Ergebnisse wurden an den Daten von Gallas [6] geprüft und es zeigte sich eine durchaus gute Übereinstimmung. Tesar et al [7] beschrieb und diskutierte ebenfalls ein Modell, welches eine Reihe einfacher Differentialgleichungen enthält, und zeigte damit die Beschreibung von Synthetic Jet Aktoren hinreichend gut. Das Modell wurde unter Verwendung einer SJ Datenreihe getestet, welche in großer Entfernung aufgenommen wurden, wo sich der Charakter der Abhängigkeiten auf interessante Art und Weise ändert. Die Experimente zeigten, dass, um das Verhalten ideal anzunähern, das Proportionalglied der Gleichungen mit zunehmendem Abstand von der Düse variieren sollte. In seiner Masterarbeit zeigte Rathnasingham [52] analytische Modelle für zwei unterschiedliche Aktorkonzepte: ein Membranaktor und ein Aktor mit einem Biegewandler, wobei für das Verhalten der Aktoren und für die resultierenden Austrittsgeschwindigkeiten analytische Modelle Anwendung fanden. Das Modell wurde mit experimentellen Daten verglichen und genutzt, um eine effiziente Konfiguration eines Membranaktors zu entwickeln. Prasad [53] diskutierte in seiner Thesis die Entwicklung eines LEM für einen axialsymmetrischen piezoelektrischen Wandler. Für die Berechnung der Auslenkung der Membran wurde die klassische Plattentheorie genutzt. Das Modell wurde mit Hilfe von FEM und Messungen verifiziert. Es wurde gezeigt, dass das Modell mit Literaturwerten übereinstimmt und für die Entwicklung und Optimierung von Aktoren verwendet werden kann. Ein analytisches Modell, welches auf der vereinfachten Gasdynamik basiert, wurde von Persoonsa [54] beschrieben, um die Austrittsgeschwindigkeiten von Synthetic Jets abzuschätzen. Das Modell ist um eine dämpfende Kraft erweitert, die dem Druckverlustkoeffizienten für laminare Strömungen in kurzen Kanälen entspricht. Das Design von fest eingespannten kreisrunden piezokeramischen Unimorph- und Bimorph-Konfigurationen, speziell für die Anforderung

maximaler Volumenauslenkungen für vordefinierte Bandbreite, wurde von Papila et al. [55] beschrieben. Dieses Optimierungsproblem wurde auf Basis von analytischen Gleichungen für Unimorph- und Bimorph-Strukturen unter Verwendung der Schichtplattentheorie entwickelt. Es wurden verschiedene geometrische Konfigurationen untersucht und es konnte gezeigt werden, dass die optimale Volumenauslenkung mit der Bandbreite über einen Energieansatz verbunden ist und ein konstantes Amplituden-Bandbreiten-Produkt zur Folge hat. Kooijman und Ouweltjes [56] präsentierten ein elektroakustisches LE-Modell für einen Synthetic Jet Aktor, welches einen nichtlinearen Strömungswiderstand beinhaltet. Das Modell wurde für den zeitgemittelten Impulsstrom mit experimentellen Daten verschiedener Konfigurationen verglichen. Es konnte gezeigt werden, dass ein Modell mit einem nichtlinearen Strömungswiderstand deutlich besser funktioniert, um den Impulsstrom und den Strömungswiderstand zu bestimmen, als ein klassisches analytisches Modell. Ein LE-Modell, welches den mechanischen Teil entkoppelt vom fluidischen Teil des Synthetic Jets betrachtet, ist das von Tang und Zhong [57] entwickelte. Die Ergebnisse des Modells wurden mit Hilfe von CFD Simulationen und experimentellen Daten validiert. Es konnte gezeigt werden, dass die modellierten Austrittsgeschwindigkeiten gut mit den Experimenten übereinstimmen, das Modell jedoch nicht geeignet ist, die richtigen Informationen über die Phasenlage in Helmholtz-Resonanz vorauszusagen. Crowter und Gomes [58] führten eine Studie durch, welche den Einsatz von AFC Aktoren mit den damit verbundenen Kosten gegenüberstellte. Das dabei verwendete Modell basierte auf einem Massen-Modell geringer Ordnung, welches die spezifische Masse der Aktoren inklusive aller peripheren Elemente beinhaltet. Es ist mit einer empirischen Abschätzung der benötigten fluidischen und elektrischen Versorgung eines AFC System am Beispiel eines A320 verbunden, um so ein Kosten-Nutzen-Verhältnis zu ermitteln. Weitere Modelle, die für die Modellierung und Beschreibung von Synthetic Jet Aktoren verwendet werden, wurden von De Breuker et al. [59] (Modell auf der Basis der Theodorsen Theorie), Yamaleev und Carpenter [60] (Modell auf Basis von zeitabhängigen quasi-ein-dimensionalen Eulerschen Gleichungen) und Rediniotis et al. [61] (proper orthogonal decomposition (POD)) vorgestellt.

2.2. Aktoren

In den letzten 10 Jahren wurden verschiedene Aktoren entwickelt, die sehr unterschiedliche Wandler- und Aufbaukonzepte aufweisen. Ein kleiner Abriss sei im Folgenden dargestellt. Ein Synthetic Jet Aktuator, für den durch Quentin Gallas [6] ein Lumped Element Model erstellt wurde, zeigte beim Modellvergleich mit experimentellen Untersuchungen eine gute Übereinstimmung mit den simulierten Ergebnissen. So wurden verschiedene Aktoren mit Membran-Durchmessern zwischen 20 mm und 25 mm und Auslassdurchmessern im Bereich von 0.64 mm oder 1.6 mm untersucht und mit einer Anregung von 800 Hz maximal 60 m/s erzielt. In einer weiteren Veröffentlichung [45] wurde das Modell verwendet, um die Optimierung und das Design an spezifische Anwendungen anzupassen. Ein Synthetic Jet Aktor mit einem piezoelektrischen Wandler wurde von Lee et al. [1] beschrieben. In Experimenten wurde gezeigt, wie der Aktor ohne Querströmung arbeitet

und wie effektiv er die Strömungsprofile in der Grenzschicht zu beeinflussen vermag. Der Aktor mit einer 0,5 mm Düse und einer Kavität von 1,25 mm x 40 mm lieferte Jetgeschwindigkeiten von 7,4 m/s ohne und 40 m/s mit Querstrom. Die Resonanzfrequenz beträgt 900 Hz und die Kapazität des Wandlers beträgt 140 nF. Der Aktuator selber wird mit einem Sinussignal begetrieben. Damit konnte gezeigt werden, dass die Aktoren für eine effektive Beeinflussung der Strömung eine ausreichend hohe Geschwindigkeit aufweisen müssen und dass die Effizienz der Aktoren mehr von der Antriebsfrequenz als von der Antriebsspannung abhängt. Im Jahr 2003 veröffentlichte Linag et al [62] eine Arbeit über eine neuartige Membran auf Basis von Ferromagnetischen Shape Memory Alloy (FSMA) Komposite, welche die mechanischen und ferromagnetischen Eigenschaften und deren Optimierung zur Herstellung von Membranen enthält. Als Anwendung wurden unter Anderem Synthetic Jet Aktoren angegeben. Die Verwendung dieser kompositbasierten Membranen als Wandler wurde durch Liang (und andere) vorangetrieben und drei Jahre später ein SJA präsentiert, der Austrittsgeschwindigkeiten von 190 m/s bei Membranen von maximale 72 mm Durchmesser und Düsen mit 5 mm zu 1 mm generiert [10]. Dazu wurden drei Varianten der FSMA untersucht: Martensit mit konstantem Magnetfeld, eine vom Magnetfeld induzierte Phasentransformation und ein Hybrid Mechanismus mit hohen elektromagnetischen Gradienten. Die ersten beiden Varianten erschienen nicht geeignet, da wegen des konstanten Magnetfeldes keine hohen Kräfte erzeugt werden konnten. Die dritte Variante konnte hohe Kräfte erzeugen, was einen großen Hub mit einer schnellen Reaktion aufgrund des Antriebs mit den hohen elektromagnetischen Gradienten zur Folge hat. Motorgesteuerte SJA, welche in einem Flugzeugflügel verbaut waren, erforschte Adam Cole Miller in seiner Thesis [63] und generierte maximale Austrittsgeschwindigkeiten von 124 m/s bei 100 Hz. Es wurden zwei verschiedene Positionen (12 % cord und 99 % cord) auf dem Flugzeugflügel untersucht. Bei der Leading-Edge-Variante kam es zum Verschieben des Strömungsabrisses auf dem Flügel, der Strömungsabriss wurde sogar bis zu einen Anstellwinkel von 25° unterdrückt, unterhalb eines Anstellwinkels von 16° waren jedoch keine signifikanten Effekte sichtbar. Bei der Trailing-Edge Variante hingegen zeigten die Experimente, dass ein konstanter Jet effektiver sei als ein oszillierender. Trávníček et al. [8] zeigte und beschrieb einen neuen fluidischen Jet Aktor, welcher eine Kombination eines elektrodynamischen Synthetic Jet Aktors und einer ventillosen Pumpe ist. Der resultierende fluidische Jet weist einen intrinsischen Masse-Fluss auf, der im Gegensatz zu klassischen Synthetic Jets nicht netto Null ist. Die optimalen Parameter für den Aktor wurden sowohl aus theoretischer Analytik als auch auf Basis von Experimenten gewonnen. Der Vergleich beider Daten zeigte einen nominalen Arbeitspunkt bei 90 Hz und dabei Austrittsgeschwindigkeiten von bis zu 21 m/s. Desweiteren wurde untersucht, ob eine sinus- oder rechteckförmige Anregung zu unterschiedlichen Ergebnissen führt. Es konnte gezeigt werden, dass die sinusförmige Anregung der Membran weitaus effektiver ist. Weiterführende Untersuchungen, wie die phasengeregelte Visualisierung der Strömung, Charakterisierung und numerische Simulation des zeitgemittelten Flussfeldes wurden in einem zweiten Teil der Veröffentlichung [64] dargestellt. Luis Gomes (und andere) [3] erprobte piezobasierte

Aktoren, welche in drei Positionen in die Flugzeugflügelstruktur eingebaut wurden, die eine Jetströmung bis zu 130 m/s bei einer Amplitude von 250 V und 2500 Hz realisieren konnten. Die Geometrie der Kavität war mit 5 mm Tiefe und 30 mm im Durchmesser gegeben und durch eine Öffnung mit 1,2 mm begrenzt. Allerdings hatte diese Version des Aktors nur eine Effizienz von 7 %. Eine Effizienz von 15 % wurde mit einer Variante von 90 V Amplitude und 70 m/s erreicht. Coea et al [9] präsentierte einen Synthetic Jet Aktor mit mehreren Auslässen und zeigte dabei die Realisierbarkeit der Integration von Mikroventilen, um den dynamischen Fluss durch die Düse zu modulieren. Die Modulator-Einheit ist bei diesem Konzept pneumatisch gesteuert, der eigentliche Synthetic Jet Aktor besitzt einen elektrodynamischen Wandler. Das Paper diskutiert die Herstellung und Charakterisierung des Systems und demonstriert die Anwendung des Modulators für die dynamische Beeinflussung des Jets durch mehrere Düsen. Mit dem klassisch aufgebauten Synthetic Jet Aktor wurden dabei Strömungsgeschwindigkeiten im Bereich von 5 bis 20 m/s erreicht. Das Verhalten des Aktors wurde sowohl mit Druckmessungen als auch mit PIV verifiziert. Poorna Mane (und andere) [4] untersuchte die Auswirkungen bei der Verwendung zweier verschiedener piezoelektrischer Aktoren (Bimorph und Thunder) und verschiedener Kavitätsvarianten. Der Bimorph besteht aus zwei PZT-Discs und Thunder wird aus drei unterschiedlichen Schichten bei Hochtemperatur gebondet, was zu einer ungleichmäßigen Auslenkung und somit zu einer sehr komplexen Modellierung führt. Dennoch wurden bei Kavitäten von 9,5 mm und 5,5 mm, bei Düsen von 2 mm bis 3,67 mm und Membranen mit 63,5 mm im Durchmesser maximale Austrittsgeschwindigkeiten um die 28 m/s bei 90 Hz ermittelt. Die Veröffentlichung befasst sich ebenfalls mit der Optimierung der Aktorik und der verschiedenen Einflussfaktoren (Wellenform, Spannung, Frequenz und geometrische Parameter des Aktors) auf das Systemverhalten. Es wurde herausgestellt, dass alle Einflussfaktoren eng miteinander verbunden sind und dass die Antriebsfrequenz kein signifikanter Faktor ist, die Wellenform der Anregung hingegen einen großen Einfluss auf die Leistungsfähigkeit zeigen kann. M. Watson (und andere) [5] untersuchte Aktoren auf der Leading Edge eines Deltaflügels mit 60° Sweepwinkel. Ziel war es, die Aktoren zu verwenden, um die un stetigen dynamischen Lasten, die auf dem sogenannten Vortex-Breakdown- oder Vortex-Burst-Phänomen beruhen, zu modifizieren. Die Experimente wurden mit Aktoren auf Basis von piezoelektrischen Wandlern, welche Jetgeschwindigkeiten von 9,5 m/s bei 1200 Hz lieferten, durchgeführt. Dazu wurden 18 SJAs auf der Leading-Edge verteilt. Die SJAs waren mit einer Membran von 15 mm im Durchmesser, einer Düse von 1 mm und einer Kavität von 12,5 mm im Durchmesser zu 3 mm Tiefe ausgestattet. Das Verhalten der SJAs und deren Wirkung auf die Strömung wurde mit Hilfe von PIV visualisiert. Es konnte gezeigt werden, dass die Separation lokal in der Nähe der Auslässe der SJAs verzögert werden konnte. Václav Tesař und Jozef Kordík [7] bedienten sich bei der Auswahl des Antriebes eines akustischen Aktors, einem Lautsprecher. Es wurden Geschwindigkeitsprofile in Abhängigkeit der Düsenentfernung modelliert und anhand von Experimenten bestärkt. So hatte zum Beispiel eine Aktorvariante einen Düsendurchmesser von 4 mm und es wurde die Geschwindigkeitsausbreitung bei 400 mm

Entfernung gemessen. Ergebnis dieser Messung war, dass bei Frequenzen um die 100 Hz nur geringe Durchlässe von 235 m²/s gegenüber den Frequenzen um die 50 Hz mit 301 m²/s auftraten. Ein Konzept, Synthetic Jets zu erzeugen, indem über hohe Spannungen ein Plasma erzeugt wird, wurde von Caruana et al. [65] vorgestellt und als Plasma Synthetic Jet Aktor (PSJA) bezeichnet. Dieses Prinzip ermöglicht sehr hohe Strömungsgeschwindigkeiten bis zu 500 m/s und durch die nichtmechanische Erzeugung der Jets einen robusten Aufbau ohne bewegliche Elemente.

3. ANALYTISCHES MODELL

Für die Modellierung des Verhaltens der Membran wird das vereinfachte Modell einer drehgelagerten Biegeplatte (nach [66] und [67]) angenommen. Die Annäherung der Auslenkung ist nach der Theorie für laminierte Platten von Ashton und Whitey [68] für die axiale Auslenkung einer bilaminaren Platte bestehend aus einer piezoelektrischen und einer metallischen Platte wie in Gleichung (1) definiert. Diese Gleichung beinhaltet sowohl einen Term für die Berechnung der Auslenkung unter Druck-Last, als auch einen Term zur Berechnung der Auslenkung unter Wirkung eines elektrischen Feldes. Daraus lassen sich sowohl die statische Auslenkung als auch die Federsteifigkeit bestimmen, die zur Erstellung des Netzwerkmodells notwendig sind. Ist die Druckbelastung Null und wird ein elektrisches Feld Φ_0 appliziert, so ändert sich Gleichung (1) zu einer Biegelinie, die auch in [67] zu finden ist.

$$w(r) \approx \frac{R^2 - r^2}{h_p^2 \left[3(1 - \alpha^2 \eta)^2 - 4(1 - \alpha \eta)(1 + \alpha^3 \eta) \right]} \quad (1)$$

$$\cdot \left[\frac{3s_{11}^E (1 - \nu_p^2) (1 + \alpha \eta)}{16h_p} \cdot \left(r^2 - \frac{5 + \nu_p}{1 + \nu_p} \right) p_{pl} \right] + 3d_{31} (1 + \alpha) \alpha \eta \Phi_0$$

Zur Berechnung des Übertragungsfaktors X wird dem Vorgehen bei der Bestimmung der Parameter unter Verwendung numerischer Experimente [69] gefolgt. Der Wandlungsfaktor kann bestimmt werden, wenn bei gleichzeitiger Belastung mit einer Spannung U und einer Druckbelastung p_{pl} das verdrängte Volumen Null wird. Das verdrängte Volumen lässt sich durch Rotation der Biegelinie bestimmen.

$$(2) \quad \Delta V = 2\pi \int_0^R w(r) r dr$$

Damit ergeben sich für das verdrängte Volumen unter einem elektrischen Feld Φ_0 bzw. unter einem einer Druckbelastung p_{pl} .

$$\Delta V = \frac{\pi s_{11}^E (1 - \nu_p) (7 + \nu_p) (1 + \alpha \eta) R^6}{16h_p^3 \left[3(1 - \alpha^2 \eta)^2 - 4(1 - \alpha \eta)(1 + \alpha^3 \eta) \right]} \quad (3)$$

$$\cdot \left[p_{pl} - \frac{24h_p d_{31} (1 + \alpha) \alpha \eta}{s_{11}^E R^2 (1 - \nu_p) (7 + \nu_p) (1 + \alpha \eta)} \cdot \Phi_0 \right]$$

Aus den verdrängten Volumina lassen sich nun die akustische Nachgiebigkeit und der Wandlerfaktor bestimmen [69].

$$(4) \quad X = \left. \frac{p'_U}{U} \right|_{\Delta V=0} = - \frac{\Delta V_U}{\Delta V_P} \cdot \frac{p_U}{U}$$

$$(5) \quad N_{m,a} = - \frac{\Delta V_U}{p_U}$$

Durch Einsetzen der verdrängten Volumina ergibt sich:

$$(6) \quad X = - \frac{24h_p d_{31}(1+\alpha)\alpha\eta}{s_{11}^E R^2 (1-\nu_p)(7+\nu_p)(1+\alpha\eta)} \cdot \frac{\Phi_0 \cdot p_{pl}}{p_{pl} \cdot U}$$

bzw.

$$(7) \quad N_{m,a} = \frac{\pi s_{11}^E (1-\nu_p)(7+\nu_p)(1+\alpha\eta)R^6}{16h_p^3 [3(1-\alpha^2\eta)^2 - 4(1-\alpha\eta)(1+\alpha^3\eta)]}$$

Gleichzeitig lässt sich die Funktion $p_{pl}(\Phi_0)$ bestimmen, die als Eingangsfunktion für das Modell von Sharma genutzt werden kann (vgl. [66]).

$$(8) \quad p_{pl}(\Phi_0) = - \frac{24h_p d_{31}(1+\alpha)\alpha\eta}{s_{11}^E R^2 (1-\nu_p)(7+\nu_p)(1+\alpha\eta)} \Phi_0$$

Die Steifigkeit der Membran bzw. die Federkonstante ergibt sich aus der akustischen Nachgiebigkeit und der Plattenfläche. Da sich Biegeplatten unter Flächenlast (zur Berechnung der akustischen Nachgiebigkeit) und unter Einzelkraft unterschiedlich verhalten (vgl. [70,71]), ist ein Faktor zur Kompensation eingefügt. Damit ergibt sich für die Steifigkeit der Membran:

$$(9) \quad C_p = \frac{4\pi R^2}{N_{m,a}}$$

Zur Bestimmung der dynamischen Eigenschaften der Membran ist zusätzlich die Masse bzw. die akustische Masse (wenn das Modell in der akustischen Domain gerechnet wird) zu bestimmen. Zum einen kann die Masse über Messung oder einfache Berechnung anhand der Dichtewerte der verwendeten Materialien bestimmt werden, zum anderen besteht die Möglichkeit, eine dynamische Analyse durchzuführen und unter Verwendung der Resonanzfrequenz und der Nachgiebigkeit die Masse zu bestimmen:

$$(10) \quad M_{m,a} = \frac{1}{\sqrt{(2\pi f_{res})^2 N_{m,a}}}$$

Damit sind alle charakteristischen Werte des mechanischen Teils des Wandlers bestimmbar:

Akustische Nachgiebigkeit: $N_{m,a} = 7,39 \cdot 10^{-13} \text{ m}^5/\text{N}$

Akustische Masse: $M_{m,a} = 7,669 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^4$

Akustische Impedanz: $I_{m,a} = 6,1122 \cdot 10^6 \text{ Ns/m}^5$

Über das Quadrat der Fläche lassen sich die akustischen Kennwerte in mechanische Kennwerte umwandeln.

mechanische Nachgiebigkeit: $N_m = 4,28 \cdot 10^{-6} \text{ m/N}$
 Masse: $M_m = 1,32 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$
 Dämpfung: $D_m = 1,06 \text{ Ns/m}$

Die mechanischen Parameter sind in der Bewegungsgleichung wiederzufinden:

$$(11) \quad M_m \ddot{x} + D_m \dot{x} + \left(\frac{1}{N_m} \right) x = F$$

Damit kann man die Übertragungsfunktion bestimmen:

$$(12) \quad H(f) = 20 \cdot \log \left[\frac{C_m}{-M_m \omega^2 + i D_m \omega + C_m} \right]$$

Um das dynamische Verhalten des akustischen Teilsystems, also des Helmholtz-Resonators, abzubilden, werden die akustischen Kennwerte des Systems bestimmt und dann in mechanische Kennwerte transferiert. Somit kann der Resonator als Feder-Masse-Schwinger behandelt werden. Die grundlegende Modellierung des akustischen Teilsystems erfolgt mit Netzwerkelementen bei Annahme einer kreisrunden axialsymmetrischen Anordnung und lässt sich mit den Elementen:

- akustische Nachgiebigkeit des volumenartigen Hohlraumes mit Volumen, Höhe und mit Radius
- akustische Masse des Kanals, Länge und Radius
- akustische mitschwingende Mediummasse des Kanals

beschreiben. Die akustische Nachgiebigkeit ist trivial bestimmbar mit:

$$(13) \quad N_{k,a} = \frac{V_0}{\kappa \cdot p_0} = \frac{V_0}{\rho_0 \cdot c_0^2}$$

Die akustische Masse des Kanals kann mit

$$(14) \quad M_{k,a} = \rho_0 \frac{l}{A}$$

bestimmt werden. Für die akustische mitschwingende Mediummasse existieren in der Literatur sehr viele Näherungslösungen. Eine umfassende Untersuchung der Mündungskorrektur, eine aus der akustischen mitschwingenden Mediummasse abgeleitete Größe, ist in [74] zu finden. Für eine erste Abschätzung wird folgende Berechnung der akustischen mitschwingenden Mediummasse aus der Mündungskorrektur gewählt:

$$(15) \quad M_{k,a} = \rho_0 \frac{l_0 + \Delta l_i}{A}$$

Dabei ist Δl_i die Mündungskorrektur bei Annahme von Freifeldbedingungen (vgl. [74]) für die innere (Ende des Kanals mit Mündung in die Kavität) Mündungskorrektur. Die äußere Mündungskorrektur Δl_e wird über die Strahlungsimpedanz des Fernfeldes bestimmt:

$$(16) \Delta l_i \approx \frac{0,9}{2} \sqrt{A}.$$

Für exaktere Berechnungen, insbesondere im Bereich geringer Höhen der Kavität, ist die Gleichung aus [74] zu nutzen. Dadurch können große Abweichungen dieses Netzwerkelements vermieden werden. Eine weitere empirische Näherung, die in [69] dokumentiert ist, kann mit

$$(17) \Delta l_i \approx 0,6r.$$

beschrieben werden. Welche der beiden Näherungen zweckmäßiger ist, bleibt zu untersuchen. Werden zudem Dämpfungseinflüsse berücksichtigt, dann ist für Kanäle mit Kreisquerschnitt:

$$(18) Z_{k,a} = \frac{8\mu}{r^2} \cdot \frac{l_0 + \Delta l_i}{A}.$$

zu berechnen, wobei die Zähigkeit/Viskosität des Materials im Kanal, i.A. Luft, ist. Für die Abstrahlung in das Fernfeld müssen weitere Dämpfungseffekte berücksichtigt werden. Dazu sind in der Literatur verschiedene Näherungen zu finden (siehe auch [74]). Verbindet man die einfache Modellierung der Membran mit dem Helmholtz-Resonator-Modell so ergibt sich eine Kombination aus zwei einfachen Differentialgleichungen. Zusätzlich ist die Erweiterung der Gleichungen um den zweiten Wandler notwendig. Dies geschieht über den Arbeitspunkt- bzw. Energieansatz. Maximale Auslenkung und Maximalkraft sind über die Steifigkeit miteinander verbunden. Das soll Abbildung 2 verdeutlichen.

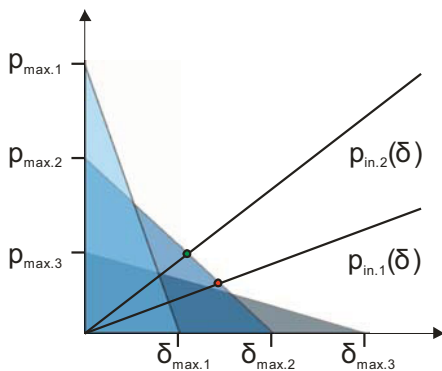


BILD 2: Kennlinien und Arbeitspunkte verschiedener Wandlerkonfigurationen

Je größer die Auslenkung, umso kleiner die Maximalkraft. Zusätzlich sind beide Größen über die Energie verbunden, die es zu optimieren gilt. Wird der Wandler betrieben, so bewegt er sich auf der Arbeitsgeraden. Ist der Wandler an ein abgeschlossenes Volumen angeschlossen, so erzeugt die Auslenkung eine Volumenverdrängung, die wiederum zu einem Druckanstieg führt, welcher gegen die Membran wirkt. Dies kann als Kennlinie in das Energiediagramm eingetragen werden. Damit bildet sich für jede Konfiguration ein Arbeitspunkt aus. Verwendet man einen Aktor mit zwei Wandlern, so ist die Volumenverdrängung bei gleicher Auslenkung doppelt so groß. Dies spiegelt sich in der Kammerkennlinie wieder.

Der Druck in der Kammer, der sich aus dem Arbeitspunkt ergibt, bildet die Eingangsgröße für das Verhalten des Helmholtz-Resonators. Der Fluss durch die Mündung des Resonators wird als gleichförmiger, voll ausgebildeter laminarer Fluss in ein einem kreisrunden Kanal mit dem Radius a_0 und der Länge L angenommen [72]. Bei höheren Frequenzen kann die Geschwindigkeit in einem kreisrunden Kanal für einen oszillierenden Druckgradienten nach White [73] wie folgt ausgedrückt werden:

$$(19) u(r,t) = j \frac{\Delta p}{\omega \rho_0 L} \left\{ 1 - \frac{J_0 \left(\sqrt{-j \frac{\omega r^2}{\nu}} \right)}{J_0 \left(\sqrt{-j \frac{\omega a_0^2}{\nu}} \right)} \right\} e^{j\omega t}.$$

Dabei ist J_0 eine Bessel Funktion nullter Ordnung und ν die kinematische Viskosität. In der Gleichung wird deutlich, dass die Geschwindigkeit u proportional zum Druckgradienten und umgekehrt proportional zu $p_0 \omega$ ist. Desweiteren ist das Geschwindigkeitsprofil von der Stokes-Zahl

$$(20) St = \sqrt{\frac{\omega a_0^2}{\nu}}.$$

abhängig, wie in Abbildung 3 dargestellt. Läuft die Stokes Zahl gegen Null, so entspricht das Geschwindigkeitsprofil einem Poiseuille Fluss. Steigt die Stokes Zahl, so sinkt die Dicke der Stokes-Schicht unter a_0 , was zu einem Strömungsprofil mit einem reibungsfreien Kern, umgeben von einer ringförmigen viskosen Region, führt [72].

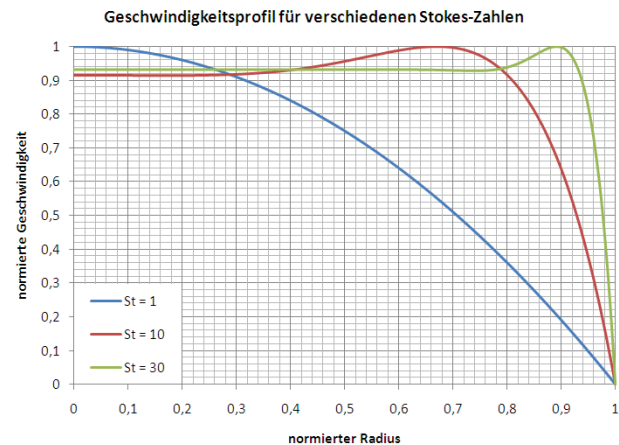


BILD 3: Geschwindigkeitsprofil für verschiedene Stokes-Zahlen nach [72]

Die numerische Integration der Geschwindigkeitsfunktion führt über die Differentialgleichung für den SJA zu den Stokes-Zahl abhängigen Kennlinien für die K-Werte [57,72]. Die Einbindung dieser Verlustkoeffizienten in das LEM erfolgt über eine Datentabelle. Für die analytische Berechnung wird Gleichung 19 verwendet, da diese bereits die Stokes-Zahl Abhängigkeit der Strömung über die Bessel-Funktionen enthält.

4. LUMPED ELEMENT MODELL

Die Modellierung von Synthetic Jet Actuators wurde u. a. in [72] behandelt. An dieser Stelle soll ein verbessertes Netzwerkmodell vorgestellt werden, das als Basis die kombinierte Simulation hat. Es kann von folgender Struktur ausgegangen werden die in [77] zu finden ist. In erster Näherung kann und sollte von einem niederfrequenten piezoelektrischen Signalgeber mit piezoelektrischer Biegeplatte ausgegangen werden. Dessen Struktur und die Anpassung für einen Synthetic Jet Actuator (SJA) ist in Bild 4 dargestellt.

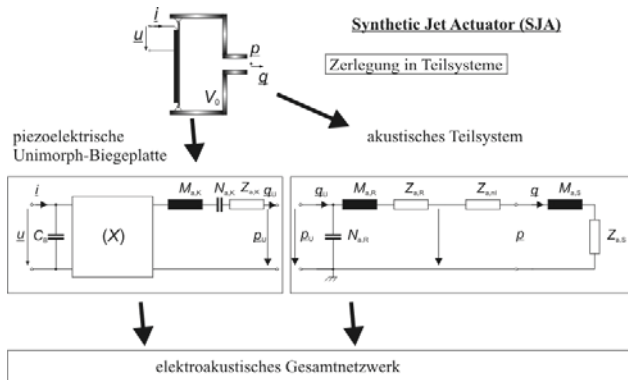


BILD 4: Netzwerkmodell eines SJA nach [81]

Die Struktur des Synthetic Jet Actuators ist in Teilsysteme zerlegbar. Zum einen in das Teilsystem „piezoelektrischer Wandler“ - eine piezoelektrische Unimorph-Biegeplatte, zum anderen in ein akustisches Netzwerk. Insbesondere der piezoelektrische Wandler wird mit einfachen Netzwerkelementen nur unzureichend beschrieben; vergleiche [77]. Daher ist insbesondere die Beschreibung der Wandler mit der kombinierten Simulation [69,77,78] zweckmäßig bzw. eine exakte Herleitung eines Modells notwendig. Das angeschlossene System bezieht sich auf die Beschreibung eines Helmholtz-Resonators und des angeschlossenen Schallfeldes. Zusätzliche Rückwirkungen bzgl. des strömungsmechanischen Betriebsverhaltens bleiben zunächst noch unberücksichtigt und werden im Verlauf ergänzt.

4.1. Kombinierte Simulation

Die Bestimmung der Parameter der Schaltung soll in diesem Abschnitt mit Hilfe von FE-Methoden erfolgen, da damit der Zugang zur Netzwerkmodellierung und das Verständnis des Wandlermechanismus erleichtert wird.

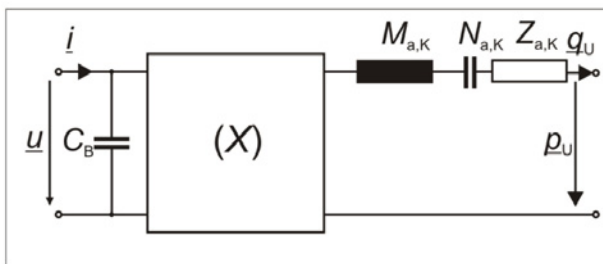


BILD 5: Parameter des mechanischen Teilsystems in Schaltungsdarstellung

Dazu wird ein FE-Modell der piezoelektrischen Wandlers benötigt. Dieses kann mit Hilfe eine kommerziellen FE-Programms, z. B. ANSYS, erstellt werden. Durch einzelne Versuche (statische, harmonische und Modal-Analysen) können die entsprechenden Parameter der Schaltung (Bild 5) bestimmt werden. Dabei müssen zunächst die Gleichungen des piezoelektrischen Wandlers beschrieben werden:

$$(21) \quad \underline{i} - j\omega C_B \underline{u} = \frac{1}{Y \cdot A} \underline{q} = \frac{1}{X} \underline{q}$$

$$(22) \quad \underline{p} + \left(j\omega M_{a,K} + \frac{1}{j\omega N_{a,K}} \right) \underline{q} = \frac{1}{Y \cdot A} \underline{u} = \frac{1}{X} \underline{u}$$

Prinzipiell lässt sich der Wandlermechanismus der piezoelektrischen Biegeplatte in drei physikalischen Wirkungsebenen beschreiben. Ausgehend von einer elektrischen Erregung erfolgt in der mechanischen Ebene eine Bewegung. Diese führt zu einer Auslenkung des anliegenden Fluids, es resultiert ein akustische Wirkung. Da allerdings eine verkürzte Beschreibung ausreichend ist, können die Auswirkungen in der mechanischen Ebene in der akustischen Ebene beschrieben werden. Dies betrifft die Kurzschluss-Nachgiebigkeit der Membran, diese kann in der akustischen Ebene durch eine entsprechende akustische Masse abgebildet werden. Die Parameter der Schaltung sind dabei:

C_B	Blockierkapazität
$M_{a,K}$	Akustische Masse
$N_{a,K}$	Akustische Nachgiebigkeit
$Z_{a,K}$	Akustische Widerstand
X	Wandlerkonstante

Entsprechend für eine Bestimmung der genannten Parameter kann folgender Ablauf genutzt werden, der in [69] für die Beschreibung eines Signalgebers genutzt wird:

1. Anregung der piezoelektrischen Schicht mit einer definierten Spannung U . Bestimmung der freien Kapazität mit einer statischen Analyse; Bestimmung des verdrängten Volumens aus der Auslenkung des Unimorph
2. Statische Analyse einer Druckbelastung des Unimorph mit einem definierten Druck und Bestimmung des verdrängten Volumens und Berechnung der akustischen Nachgiebigkeit. Zudem lässt sich der Wandlerfaktor X bei gleichzeitiger Belastung einer Spannung U und einem Druck $p'U=U \cdot X$ bei einem gesamten verdrängtem Volumen der Biegeplatte von Null bestimmen
3. Die Blockierkapazität lässt sich aus den vorliegenden Ergebnissen berechnen.
4. Die akustische Masse wird über eine unbelastete Modalanalyse ($U=0$; $p=0$) ermittelt und aus der sich ergebenden Eigenfrequenz f_0 der Platte berechnet.
5. Letztlich wird oftmals eine Abschätzung des akustischen Widerstandes genutzt, wenn die Materialdämpfung nicht bekannt ist oder, wie in [78], nicht

bestimmt werden kann. Es wird eine Güte von $Q=60$ angenommen, die Erfahrungswerten entspricht. Es lässt sich $Z_{k,a}$ ermitteln. Zum Teil werden Güten auch durch Hersteller angegeben. Die Analysen können mit weiteren Versuchen verifiziert werden; Siehe dazu [78].

4.2. Netzwerkmodellierung eines SJAs

Die grundlegende Modellierung des akustischen Teilsystems ist durch Nutzung von Netzwerkelementen bei Annahme einer kreisrunden axial-symmetrischen Anordnung leicht möglich und lässt sich mit den Elementen:

- akustische Nachgiebigkeit
- akustische Masse des Kanals
- akustische mitschwingende Mediummasse des Kanals

beschreiben. Die Bestimmung der Werte erfolgt analog der Angaben im analytischen Modell. Weiterhin ist eine Betrachtung der strömungsmechanischen Einflüsse notwendig. [57]. Wie bereits dargestellt, besteht das akustische System aus den Größen akustische Masse (+ Mündungskorrektur), akustische Nachgiebigkeit der Kammer sowie dem linearen Strömungswiderstand der Kanalöffnung. Das akustische Fernfeld kann über die Strahlungsimpedanz abgebildet werden; zusätzlich wirkt eine nichtlineare Impedanz, die sich zeitabhängig ändert und von einer Rückwirkung des Volumenflusses abhängt. Diese ist wie folgt zu beschreiben:

$$(23) \quad Z_{a,nl} = K_{a,nl} \frac{8\rho_0}{\pi^2 r^4} \underline{q}$$

Der Einfluss dieser Kenngröße ist durchaus beträchtlich. Zudem muss die Strahlungsimpedanz angepasst werden:

$$(24) \quad Z_a = K_z Z'_a$$

$$(25) \quad M_a = K_M M'_a$$

Nachteilig an dieser notwendigen Anpassung ist die Abhängigkeit von der Austrittsgeschwindigkeit und somit vom Volumenfluss am Ausgang. Resultierend müssen die entsprechenden Berechnungen mit dem Netzwerkmodell im Zeitbereich durchgeführt werden, harmonische Analysen sind folglich nicht anwendbar. Die Grenzen der Anwendbarkeit des Modells lassen sich mit den dimensionslosen Kenngrößen der Strömungsakustik, MACH-Zahl und STOKES-Zahl, formulieren. Letztere wird in [57] benutzt um die Abhängigkeiten der konzentrierten Elemente und entsprechende Korrekturfaktoren anzugeben. An dieser Stelle muss bemerkt werden, dass nunmehr drei Kenngrößen durch nichtlineares Verhalten geprägt sind. Die Beschreibung des Modells erfolgt im Weiteren nicht mehr im Kleinsignal- sondern im Großsignalbetrieb. Die Großsignaleigenschaften des piezoelektrischen Wandlers können allerdings noch vernachlässigt werden. Aufgrund der umfangreichen Untersuchung wird davon abgesehen die Modellierung an dieser Stelle in alternative Berechnungsverfahren zu überführen. Vielmehr soll die Leistungsfähigkeit der Methodik bewiesen werden, da die Beschreibung von nichtlinearen Elementen in weiteren Arbeiten [82] von Bedeutung ist.

4.3. Modellierung eines Dual-Transducer-Synthetic-Jet-Actuator (DSJA)

Basierend auf der Modellierung, die im vorangegangenen Abschnitt beschrieben worden ist, kann ein Modell eines Synthetic Jet Actuator mit zwei Wandlern erstellt werden. Eine Darstellung ist in Bild 6 zu sehen. Bestandteile sind zwei piezoelektrische Wandler, die einen Schallfluss in der Kammer des angeschlossenen akustischen Systemes erzeugen und über eine gemeinsame Öffnung mit dem akustischen Fernfeld verbunden sind. Die Wandler sind wie in Abbildung 6 deutlich erkennbar parallel geschaltet und wirken damit von beiden Seiten symmetrisch auf die Kammer.

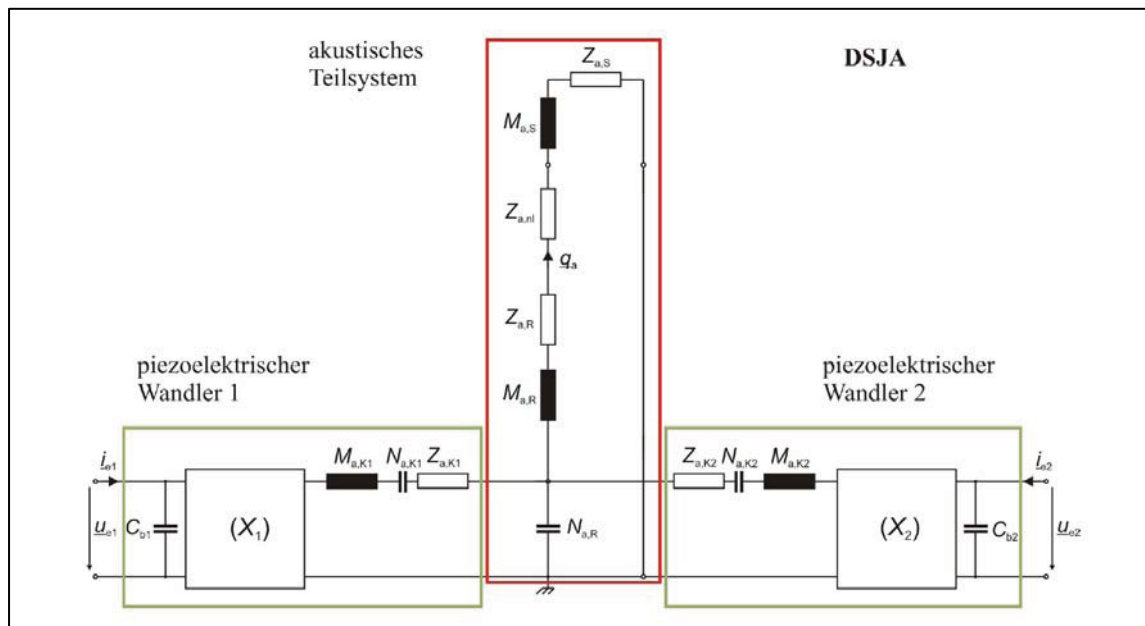


BILD 6: Modell eines DSJA in Schaltungsdarstellung

5. AUSWERTUNG

Die in Kapitel 3 und 4 vorgestellten Modelle können Anwendung finden, um SJA zu modellieren und optimieren. Die Methode der Netzwerkmodellierung kann jedoch genauer und vor Allem umfangreicher sein. Versuche aus vorangegangenen Arbeiten, bei denen das analytische Modell und das LEM mit Messwerten aus der Literatur verglichen wurden, zeigte eine gute Übereinstimmung. (vgl. Bild 7 [12])

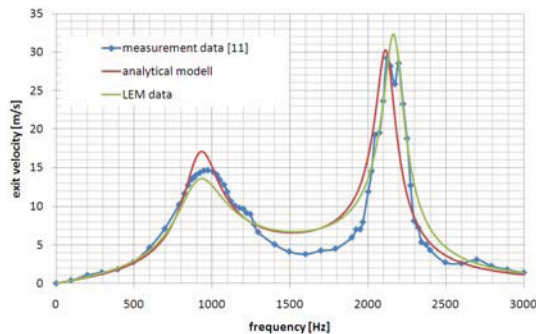


BILD 7: Vergleich der Modelle mit Messwerten [11,12]

Auf dieser Grundlage wurden sowohl das analytische Modell als auch das Netzwerkmodell verwendet, um einen Doppelwand-Aktor zu modellieren. Eine erste Variante des Aktors ist in Abbildung 8 dargestellt

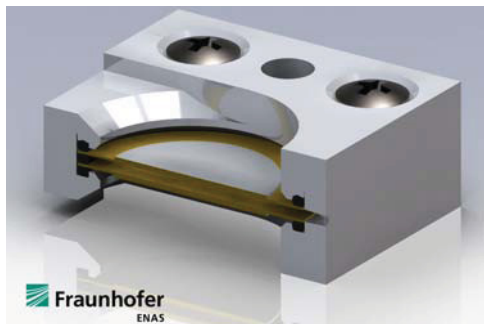


BILD 8: Doppelwand-SJA

Die erwarteten Austrittsgeschwindigkeiten (Siehe Bild 9) zeigen, dass diese zwar höher als bei gewöhnlichen SJA mit einem Wandler ausfallen, die Verdopplung der eingegeben Leistung durch zwei Wandler aber nicht zu einer Verdopplung der Austrittsgeschwindigkeit führt. Desweiteren zeigte sich, dass die Kammergeometrie einen großen Einfluss auf diesen Unterschied hat.

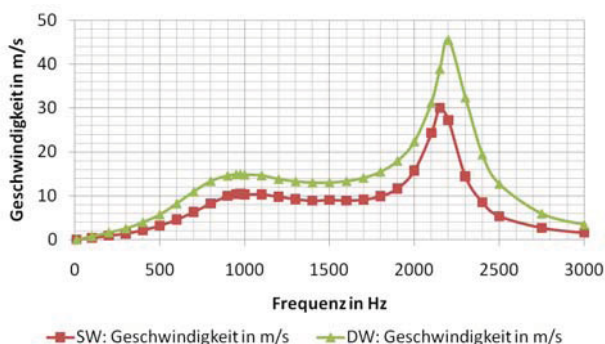


BILD 9: Modellierter Austrittsgeschwindigkeiten

6. QUELLEN

- [1] C. Lee et al., Sensors and Actuators A 108 (2003) pp 168–174
- [2] S.G. Mallinson et al, Sensors and Actuators A 105 (2003) pp 229–236
- [3] L. Gomes et al.: Towards a Pratical SJA for Industrial Scale Flow Control Applications pp.1–8
- [4] P. Mane et al., Journal of Int. Mat. Systems and Struct. 18, 2007, pp 1175–1190
- [5] M. Watson, A. J. Jaworski and N. J. Wood, THE AERONAUTICAL JOURNAL AUGUST 2007 Paper No. 3160
- [6] Q. Gallas, Thesis, 2002
- [7] Václav Tesar , Jozef Kordik: Sensors and Actuators A : Physical 2008 1-11
- [8] Z. Travnicek et al., Sensors and Actuators A 120 (2005) pp 232–240
- [9] David J. Coea, Mark G. Allen, Christopher S. Rinehart, Ari Glezer, Sensors and Actuators A 132 (2006) 689–700
- [10] Y. Liang et al., Sensors and Actuators A 125 (2006) pp 512–518
- [11] R. N. Sharma,,16th Australasian Fluid Mechanics Conference, (2007)
- [12] M. Schueller et al. ACTUATOR 2010, Paper P117
- [13] Sarno R.L., Franke M.E., JAircr 1994; 31 (1) : p. 90–6.
- [14] Mongeau, L, Franchek, M. A., and Kook, H., Proceedings of the 1999 Noise and Vibration Conference, Vol. 2, pp. 1257-1266, May 1999.
- [15] Shaw L., McGrath S., AIAA 96-1617, April 1996.
- [16] Stanek M., Raman G., Kibens V., Ross J., Odedra J., Peto J., AIAA 2000-1905, June 2000.
- [17] Cattafesta III L.N., Garg S., Choudhari M., Li F., AIAA 97- 1804 , June 1997.
- [18] Cattafesta III L.N., Garg S., Shukla D., AIAAJ 2001; 39(8):1562–8.
- [19] Cattafesta III L.N., Mathew J., Kurdila A., SAE 2000 Trans—J Aerosp (Sect1) 2001; 109: 1088–95.
- [20] Mathew J., Song Q., Sankar B., Sheplak M., Cattafesta III L., AIAAJ 2006; 44(12): 2919–28.
- [21] Yokokawa Y., Fukunishi Y., Kikuchi S., AIAA 2000-1931, June 2000.
- [22] Bueno P.C., Ünalms Ö.H., Clemens N.T., Dolling D.S., AIAA 2002-0663, January 2002.
- [23] Grove J., AIAA 2000-1904, June 2000.
- [24] Grove J., Leugers J., Akroyd G., AIAA 2003-0009, January2003.
- [25] Shaw L., AIAA 98-2347, June 1998.
- [26] Shaw L., Northcraft S., AIAA 99-1902, May 1999
- [27] Smith B.R., Jordan J.K., Bender E.E., Rizk S.N., Shaw L.L., AIAA 2000-1927, June 2000.
- [28] Williams D.R., Cornelius D., Rowley C.W., Proceedings of the first Berlin conference on active flow control, September2006.
- [29] Williams D.R., Fabris D., Morrow J., AIAA 2000-1903, June 2000.
- [30] Rowley C.W., Williams D.R., AIAA 2003-0008, January 2003.
- [31] Raman G., Kibens V., Cain A., Lepicovsky J., AIAA 2000-1930, June 2000.
- [32] Stanek M.J., Raman G., Kibens V., Ross J.A., Odedra J., Peto J.W., AIAA 2001-2128, May 2001.
- [33] Raman G., Cain A.B., Proc Instn Mech Eng G J Aerosp Eng 2002; 216:303–323

- [34] Raman G., Raghu S., Bencic T.J., AIAA 99-1900, May 1999.
- [35] Chan S., Zhang X., Gabriel S., AIAAJ 2007; 45(7):1525–38.
- [36] Hilton C. de M. Mello, Fernando M. Catalano, Leandro F. de Souza, J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng., January-March 2007, Vol. XXIX, No. 1, pp 34 - 41
- [37] M. Amitay, A. Honohan, M. Trautman, and A. Glezer, 28th Fluid Dynamics Conference, Snowmass Village, CO, AIAA 1997-2004, 1997.
- [38] D. Smith, M. Amitay, V. Kibens, D. Parekh, and A. Glezer, AIAA Conference - 6th Aerospace Sciences Meeting & Exhibit, number 98-0209, Reno, NV, January 1998.
- [39] Y. Chen, S. Liang, K. Aung, A. Glezer, and J. Jagoda, 37th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, AIAA 1999-0449, 1999.
- [40] A.M. Honohan, M. Amitay, and A. Glezer, Fluids 2000 Conference and Exhibit, Denver, CO, AIAA 2000-2401, 2000.
- [41] E. Chatlynne, N. Rumigny, M. Amitay, and A. Glezer, Number 2001-0732 in 39th Aerospace Sciences Meeting, Reno, NV, January 2001. AIAA.
- [42] D. McCormick, 38th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, number AIAA Paper 2000-0519, Reno, Nevada, January 2000.
- [43] US 2007/0096118 A1
- [44] US 2007/0119575 A1
- [45] WO 2005/08348 A2
- [46] WO 2006/028992 A2
- [47] Guang HONG:, 16th Australasian Fluid Mechanics Conference, Australia, Dec. 2007, pp 887 – 891
- [48] Mautner T., Biosensors and Bioelectronics 19 (2004) 1409–1419
- [49] R.N. Sharma, 16th Australasian Fluid Mechanics Conference, 2-7 December 2007, pp. 1242-1248
- [50] Q. Gallas, G. Wang, M. Papila, M. Sheplak, and L. Cattafesta, 41st Aerosp.Sci.Meet., Reno, NV, AIAA 2003-0635, 2003.
- [51] J.S. Agashe, D.P. Arnold, and L.N. Cattafesta III, 7th AIAA Aerosp.Sci.Meet., Orlando, Florida, AIAA 2009-1308, 2009.
- [52] Ruben Rathnasingham, PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology, September 1995.
- [53] S. A.N. PRASAD, Master's thesis, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, UNIVERSITY OF FLORIDA, 2002.
- [54] T. Persoonsa and T. S. ODonovan, PHYSICS OF FLUIDS, 19, 2007.
- [55] Melih Papila, Mark Sheplak, and Louis N. Cattafesta III, Sensors and Actuators A: Physical, 147, Issue 1:310–323, September 2008.
- [56] G. Kooijman and O. Ouweltjes, J. Acoustoustic Soc. Am 125/4, pages 1911–1918, 2009.
- [57] H. Tang and S. Zhong, Aerospace Science and Technology, 13:331–339, 2009.
- [58] W.J. Crowther and L.T. Gomes. An evaluation of the mass and power scaling of synthetic jet actuator flow control technology for civil transport aircraft applications. Proc. IMechE Vol., 222 - Part I: J. Systems and Control Engineering:357–372, 2008.
- [59] R. De Breuker, M. Abdalla, A. Milanese, and P. Marzocca, 49th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conf., AIAA 2008-1726, 2008.
- [60] N.K. Yamaleev and M.H. Carpenter, AIAA Journal, 44(2):208–216, 2006.
- [61] O.K. Rediniotis, J. Ko, and Kurdila A.J., J. Fluid Engineering, 124(2):433–443, 2002.
- [62] Y. Liang, M. Taya and Y. Kuga, Proc. SPIE, Smart Struct. Mater. 5054 (2003), pp. 45–52.
- [63] Adam Cole Miller : Thesis, Dezember 2004
- [64] Z. Travnicek, V. Tesar, A.-B. Wang, Sensors and Actuators A 125 (2005) 50–58
- [65] Caruana D., Barricau P., Hardy P., 47th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including The New Horizons Forum and Aerospace Exposition 5 - 8 January 2009, Orlando, Florida, AIAA 2009-1307
- [66] E. Stemme, S.-G. Larsson, 1973, IEEE Transactions on Electron Devices
- [67] Wijngaart W, Andersson H, Enoksson P, Noren K and Stemme G, Proc. MEMS 2000 (Miyazaki, Japan, 2000) pp 674-9
- [68] Ashton J.E., Whitney J.M., Progress in Material Science, Vol. IV, 1970
- [69] Starke, E., Dissertation, Technische Universität Dresden, Dresden, 2010.
- [70] Pfeifer, G., Vorlesungsskript, Technische Universität Dresden, Dresden, 2006.
- [71] Pfeifer, G., Wissenschaftliche Schriftenreihe der Technische Hochschule Karl-Marx-Stadt 1982/6, Karl-Marx-Stadt, 1982.
- [72] Gallas, Q., Holman, R., Nishida, T., Carroll, B., Sheplak, M., Cattafesta, L., AIAA Journal Vol. 41, No.2, 2003
- [73] F.M. White, Viscous Flow, 2nd edition, McGraw-Hill, New York, 1991
- [74] Schulze, R., Studienarbeit, Technische Universität Dresden, Dresden, 2008
- [75] Gebauer, Ch.: Studienarbeit, Technische Universität Chemnitz, Chemnitz, 2009.
- [76] Lenk, A.; Pfeifer, G.; Werthschützky, R., Springer-Verlag, Berlin [u. a.], 2001, ISBN 3-540-67941-3.
- [77] Ballas, R.; Pfeifer, G.; Werthschützky, R., Springer-Verlag, Berlin [u. a.], 2009, ISBN 978-3-540-89317-2.
- [78] Schulze, R., Diplomarbeit, Technische Universität Dresden, Dresden, 2009.
- [79] Lenk, A., Verlag Technik, Berlin, 1974.
- [80] Zeising, V., interner Forschungsbericht, Fraunhofer ENAS, Chemnitz, 2010.
- [81] Prasad, S., A., N., Gallas, Q.; Horowitz, S.; Homeijer, B.; Sankar, B., V.; Cattafesta, L., N.; Sheplak, M.: AIAA 2006, 44/10: S. 2311-2318.
- [82] Nestler, J.: Dissertation, Technische Universität Chemnitz, Chemnitz, 2010.
- [83] Gallas, Q.; Mathew, J.; Kasyap, A.; Holman, R.; Nishida, T.; Carroll, B.; Sheplak, M.; Cattafesta, L.: AIAA 2002: 2002-0125.

7. DANKSAGUNG

Die vorliegenden Ergebnisse entstanden zum Teil im Rahmen des JTI (Joint Technology Initiative) Clean Sky, welches eine Public-Private Partnership zwischen der European Commission und der europäischen Industrie darstellt und von der Europäischen Commission gefördert wird.