



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Technischer Bericht

Abschlussbericht

Dokumentation der Ergebnisse seitens
der Technischen Universität Darmstadt

Projekt: EnerVib
Projektnummer: FKZ 20E1717

Autoren

Hendrik Holzmann, Fachgebiet Systemzuverlässigkeit, Adaptronik und Maschinenakustik (SAM)

hendrik.holzmann@lbf.fraunhofer.de, hendrik.holzmann@sam.tu-darmstadt.de

Darmstadt, Juni 2022

Inhaltsverzeichnis

1	Kurzdarstellung	7
1.1	Aufgabenstellung	7
1.2	Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben durchgeführt wurde	7
1.3	Planung und Ablauf des Vorhabens	8
1.4	Wissenschaftlicher und technischer Stand, an den angeknüpft wurde	8
1.5	Zusammenarbeit mit anderen Stellen	8
2	Eingehende Darstellung	10
2.1	Anforderungsermittlung - AP 1	10
2.1.1	Analyse des Schwingverhaltens	10
2.1.2	Klassifizierung des Schwingverhaltens	10
2.1.3	Erstellung des Lastenhefts	12
2.2	Materialanalyse und -modellierung - AP 2	13
2.2.1	Experimentelle Materialcharakterisierung	13
2.2.2	Aufbau der Simulationsmodelle der Proben	14
2.2.3	Validierung der Simulationsmodelle und Modellupdate	18
2.3	Konzeptentwicklung und Test - AP 3	20
2.3.1	Erstellug von Konzepten für Energiewandler	20
2.3.2	Aufbau der Simulationsmodelle der Coupons und Experimentelle Erprobung auf Coupon-/Komponenten-Ebene	21
2.3.3	Bewertung und Auswahl von Konzepten	36
2.4	Modellierung und Integration - AP 4	37
2.4.1	Modellierung der Flugzeugkomponenten	37
2.4.2	Definition der Erregerquellen und Schwingungsanalyse	37
2.4.3	Integration der Konzepte in die Komponenten	37
2.4.4	Optimierung und numerische Demonstration	40
2.4.5	Bewertung und Energieabschätzung	44
2.5	Die wichtigsten Positionen des zahlenmäßigen Nachweises	48
2.6	Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit	48
2.7	Voraussichtlicher Nutzen, insbesondere der Verwertbarkeit des Ergebnisses im Sinne des fortgeschriebenen Verwertungsplans	48
2.8	Während der Durchführung des Vorhabens dem ZE bekannt gewordenen Fortschritts auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen	49
2.9	Erfolgte oder geplanten Veröffentlichungen des Ergebnisses	49

Abbildungsverzeichnis

2.1	Aufteilung der Klassifizierung als morphologischer Kasten	10
2.2	Anforderungsliste	12
2.3	Zugversuch an IXPP-Proben ohne Elektrode, links: Versuchsaufbau, rechts: σ - ϵ -Diagramm	13
2.4	links: IXPP-Piezoelektret Proben; rechts: Aufbau eines Piezoelektret Energy- Harvesters mit seismischer Masse	14
2.5	Prinzipskizze und experimenteller Aufbau des 4-Punkt-Biegeversuchs (blau: Messpunkt)	14
2.6	Parallel-Tunnel FEP; links: Probe; rechts: schematischer Querschnitt der Tunnelstruktur mit statischer Ladungsverteilung. Die Hauptbezugsrichtun- gen entsprechen der Abbildung 2.10.	15
2.7	Parameter des Materialmodells	15
2.8	Ablauf der Modellierung und Simulation	16
2.9	Vierpunkt-Biegeversuch als ANSYS-Modell	16
2.10	Schematische Darstellung eines piezoelektrischen Materials mit den Haupt- bezugsrichtungen. δL stellt die Dehnung durch die Spannung T_1 dar, die zur Dehnung S_1 und zur elektrischen Spannung u_{el} führt.	17
2.11	Leistungskurve des d33-Harvesters mit seismischer Masse	18
2.12	Modellabgleich Biegeversuch, blau: mechanisches Übertragungsverhalten, rot: elektromechanisches Übertragungsverhalten	19
2.13	Konzepte ohne und mit Abstandshaltern zur Leistungserhöhung	20
2.14	Konzepte für Energy Harvesting. Die Übersetzung der Dehnung der Host- Struktur in eine Dehnung des Piezoelektrets wird über einen Winkel α gesteuert; links: IXPP im gestapelten Zustand; rechts: Parallel-tunnel FEP in mechanischer Parallelschaltung	21
2.15	Simulation und Experimentelle Modellvalidierung für das Konzept mit Ab- standshaltern	22
2.16	Simulation und Experimentelle Modellvalidierung für das Konzept mit Ab- standshaltern	23
2.17	Simulationsmodell, experimenteller Aufbau und Vergleich von Simulation und Experiment des ersten Aufbaus des IXPP-Mechanismus	24
2.18	Messkette.	26
2.19	Konzept des Energy-Harvesters basierend auf parallel-Tunnel-FEP	27
2.20	Simulationsmodell und experimenteller Aufbau des FEP-Mechanismus mit simuliertem und experimentell bestimmtem Verlauf des mechanisch-elektrischen Amplitudengangs	28
2.21	Parametrische Geometrie des Mechanismus	29
2.22	Auftretende Spannungen im Mechanismusarm in Abhängigkeit der Armlänge für verschiedene Höhen des Mechanismusarms, berechnet mit Hilfe der Glei- chung 2.21. Die Streckgrenze von Baustahl ist als horizontale gestrichelte Linie dargestellt.	31

2.23	Geschätzte optimale Leistungsabgabe des Energy Harvesters pro eingesetzter Masse über die charakteristische Länge des Mechanismus und für verschiedene Höhen der Mechanismusarme h_{mech} . Berechnet unter Vernachlässigung der Krümmung der Hoststruktur und für eine Piezoelektrode mit einer Fläche von $1 \cdot 10^{-4} \text{m}^2$	32
2.24	Geometrie des Finite Elemente Modells	33
2.25	Zusammengebauter Mechanismus, oben: ohne parallel-Tunnel FEP, Mitte: mit parallel-Tunnel-FEP, unten: vorgespannt und elektrisch verbunden im Versuchsaufbau	34
2.26	Simulation vs. experimentelle Ergebnisse des mechanisch-mechanischen Übertragungsverhaltens des Paralleltunnel-FEP-Mechanismus im Vier-Punkt-Biegeversuch	35
2.27	Simulation vs. experimentelle Ergebnisse für das mechanisch-elektrische Übertragungsverhalten des parallel-Tunnel FEP Mechanismus im Vierpunkt-Biegeversuch. Oben: Ergebnisse im Sinne der Gleichung 2.28 für offene Elektroden, Unten: Ergebnisse im Sinne der Gleichung 2.29 für kurzgeschlossene Elektroden	36
2.28	Randbedingungen und Dehnungsabschätzung mithilfe des NASA CRM . .	37
2.29	Massenverteilung für das NASA CRM mit angenommenen Randbedingungen und resultierender Maximaldehnung für stationären Fall (smooth cruise)	38
2.30	Mögliche Anordnung des ausgewählten Konzeptes in einem Cluster und resultierende Leistung	39
2.31	Mögliche Anordnung des untersuchten Mechanismus in einem Cluster . . .	40
2.32	Optische Messung und Modellabgleich der frei gelagerten Demonstratorstruktur ohne Energy-Harvester	40
2.33	Messung und Modellabgleich der eingespannten Demonstratorstruktur mit IXPP-Mechanismus unter Verwendung von Kohlefaser	41
2.34	Modellbasierte Optimierung der Position von Energy Harvestern über eine Matlab-ANSYS Schnittstelle	41
2.35	Mechanismus mit seismischer Masse und Federmodell mit (elektromechanischer) Steifigkeitsmatrix	42
2.36	Mechanische Kopplung der Energy-Harvester Modelle an ein Finite Elemente Modell	42
2.37	Gesamtsystem und Leistungsberechnung	43
2.38	Ergebnisse; links: Balken mit 2 mm Dicke; rechts: Balken mit 5 mm Dicke .	44
2.39	Experimentelle Untersuchung und Modellabgleich einer Piezokeramik . . .	45
2.40	Spannungs- und Ladungs-Übertragungsfunktionen der Piezoelektrode-Konzepte im Vergleich zu einer Piezokeramik	45
2.41	Vergleich der Konzepte mit Batterien	46
2.42	Vergleich der Konzepte mit Kabeln	47

Tabellenverzeichnis

2.1	E-Moduli der Proben und Mittelwert	13
-----	--	----

2.2	Geometrie- und Materialeigenschaften von parallel-tunnel FEP für die Simulation (*zur Vereinfachung des Modells wurde eine konstante Dicke angenommen)	29
2.3	Parameter der detaillierten Geometrie	33

Einleitung

Dieser Abschlussbericht zum Projekt EnerVib behandelt den Zeitraum November 2018 bis Oktober 2021. Für die Zeiträume Für die Jahre 2018 und 2019 und 2020 wurde bereits ein Zwischenbericht angefertigt, die inhaltlich in diesen Bericht eingliedert und um Inhalte des Zeitraums 2021 erweitert wurden.

1 Kurzdarstellung

1.1 Aufgabenstellung

Im Verbundvorhaben EnerVib (Innovative Energiegewinnungskonzepte aus vibrierenden Flugstrukturen) sollten neue Ansätze entwickelt werden, um durch Ausnutzung des piezoelektrischen Effekts elektrische Energie aus schwingenden Leichtbaustrukturen zu gewinnen. Dabei sollte als Hauptziel des vom Fachgebiet Systemzuverlässigkeit, Adaptronik und Maschinenakustik (FG SAM) der TU Darmstadt bearbeiteten Teilvorhabens verfolgt werden, Energiegewinnungskonzepte zur Integration in vibrierende Flugzeugstruktursysteme zu entwerfen. Hierbei sollten sog. Ferroelektrite, auch Piezoelektrite genannt, als Wandlermaterial zum Einsatz kommen. Das Arbeitsziel des FG SAM war damit ein Machbarkeitsnachweis der Nutzbarmachung von Schwingungsenergie in Flugzeugstrukturen als elektrische Energie in einem breiten Frequenzbereich mittels flächiger Energy Harvester auf Basis von Piezoelektretfolien. Bisherige örtlich konzentrierte Konzepte im unteren bzw. einem fest definierten Frequenzbereich sollten so auf eine breitbandige Verwendung erweitert werden. Weiterhin war die Aufgabe des FG SAM, auch piezokeramischen Wandler zu untersuchen, die als Referenz für die neuen Materialien dienen.

1.2 Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben durchgeführt wurde

Die Beherrschung von Systemen zur elektromechanischen Energiewandlung gehört zu den Kernaufgaben des FG SAM. Wesentliche wissenschaftliche Aufgaben liegen in der Entwicklung von Methoden, die zur Auslegung, Berechnung und experimentellen Analyse solcher Systeme erforderlich sind. Wichtige FuE-Felder sind die numerische und experimentelle vibroakustische Systemanalyse, die Auslegung und Implementierung intelligenter Material- und Struktursysteme, die Modellbildung und numerische Systemsimulation, die Regelungstechnik und Systemintegration inklusive Elektronikentwicklung. Weiterhin werden intensive Arbeiten auf den Gebieten der Systembewertung und Sicherstellung der technischen Zuverlässigkeit komplexer aktiver Struktursysteme unter betrieblichen Randbedingungen durchgeführt. Im Zuge der FuE-Arbeiten wurden in verschiedenen Forschungs- und industriellen Kooperationsprojekten (z.B. EU InMAR, EU HiperAct, BMBF FIEELAS, BMWi EPES) aktive Lager, adaptive Tilger und Systeme zur aktiven Schwingungs- und Schallreduktion realisiert sowie neuartige Methoden und Verfahren zur Systemzuverlässigkeitsbewertung entwickelt. Die erzielten Projektergebnisse des LOEWE-Zentrums AdRIA (Adaptronik - Research, Innovation, Application) sollten aufgegriffen und aufbereitet werden. Der dort vorgestellte und validierte Simulationsansatz zur Modellierung und Simulation von mechanischen und mechatronischen Systemen konnte verwendet werden, um die ganzheitliche Simulation zu erstellen. Keine Schutzrechte und Schutzrechtsanmeldungen (Dritter) konnten einer späteren Ergebnisverwertung entgegenstehen.

1.3 Planung und Ablauf des Vorhabens

Im Vorhaben gab es keine gravierenden Abweichungen des Ablaufs im Vergleich zur Planung. Relevante Schwingungsdaten zu Dehnungen in Flugzeugkomponenten mussten durch das FG SAM mit etwas mehr Aufwand generiert werden, als ursprünglich vorgesehen. Durch die Corona-Pandemie konnten einige Projekttreffen nicht persönlich wahrgenommen werden, wodurch Reisekosten nicht vollumfänglich wie geplant abgerechnet werden konnten.

1.4 Wissenschaftlicher und technischer Stand, an den angeknüpft wurde

Im Zusammenhang mit der rasanten Elektrifizierung von Maschinen und Anlagen gewinnt die dezentrale Energiegewinnung zunehmend an Bedeutung. Unter dem Begriff Energy Harvesting wird die Umwandlung von Energie aus unterschiedlichen Energiequellen, z. B. optischen, thermischen oder mechanischen Quellen verstanden. Ein Schwerpunkt liegt dabei auf der Nutzbarmachung (Ernte) von mechanischer Schwingungsenergie [1, 2]. Die Methoden der schwingungsbasierten Energy Harvester lassen sich grundsätzlich in die drei Kategorien elektrodynamisch, elektrostatisch und piezoelektrisch unterteilen. Der Nutzen piezoelektrischer Energiewandler wurde aufgrund der vorteilhaften Strukturintegrierbarkeit und der Einfachheit des Generatorgesamt-systems auch am FG SAM [3] für vielfältige Anwendungen untersucht [4]. Dabei wurde erkannt, dass Generator- und Verbrauchersysteme gezielt aufeinander abgestimmt werden müssen. Die am FG SAM zusammen mit dem Fachgebiet Elektroakustik der TU Darmstadt entwickelten Elektret- und Piezoelektret Energy Harvester sind elektrostatische Harvester, die im Falle von Piezoelektreten piezoelektrische Eigenschaften aufweisen. Durch eine seismische Masse, die auf eine oder mehrere Stapel von Piezoelektretfolie aufgrund ihrer Beschleunigung eine Kraft F ausübt, wird eine elektrische Ausgangsleistung P erzeugt. Je nach Kraftausübung in Dicken- oder Längsrichtung der Piezoelektretfolie kommt es zu einem longitudinalen (d33-) Effekt oder einem transversalen (d31-)Effekt [5, 6, 7]. Zur Ausnutzung des jeweiligen Effekts wurden Bauformen mit seismischer Masse umgesetzt. Im Vergleich zu piezoelektrischen Harvestern besitzen Piezoelektrete hohe elektrische Spannungskoeffizienten g_{33} oder g_{31} , durch welche die Höhe der Spannungsgeneration beschrieben wird. Somit bieten Piezoelektrete je nach Anwendung ein höheres Potenzial zum Einsatz als Energy-Harvester (EH). Ihre prinzipielle Nutzbarkeit wurde in den Grundlagenuntersuchungen nachgewiesen. Ihr Potenzial für die Praxis soll im Rahmen des Vorhabens für den Einsatz in Flugzeugstrukturen aufgezeigt werden.

1.5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Im Projekt EnerVib fand eine rege Zusammenarbeit mit anderen Stellen auf verschiedenen Ebenen statt. Innerhalb des Verbundes ist hierbei der Projektpartner, die RWTH Aachen (SLA) zu nennen, mit der regelmäßig, vierteljährlich und bedarfsweise auch zusätzlich in Projekttreffen der Bearbeitungsstand der Arbeitspakete besprochen wurde und notwendige Absprachen vereinbart wurden. Neben der Bearbeitung des Projekts wurde gemeinsam an Konferenzen teilgenommen und eine gemeinsame wissenschaftliche Zeitschriftenpublikation erarbeitet. Außerhalb des Projektverbundes ist zum einen das Fraunhofer LBF zu

nennen, das beratend bei jedem Projekttreffen anwesend war und auf der anderen Seite die Airbus Operations GmbH, die als assoziierter Partner gewonnen werden konnte, um Unterstützung durch Bereitstellung von Schwingungsdaten zu geben, und die Projektfortschritte interessiert bei jedem Jahresreview zu verfolgen. Insgesamt war es eine gute interne und externe Zusammenarbeit, bei der es keine Leerlaufzeiten oder Verzögerungen im Projektablauf gab, die durch die Partner oder Dritte verschuldet wurden.

Literatur (Ausgangslage)

- [1] Mitcheson, P.D. et al. (2016): Energy harvesting from human and machine motion for wireless electronic devices. *Proceedings IEEE*, Vol. 96, pp. 1457-1486.
- [2] Briand, D., Yeatman, E., Roundy, S. (2015): *Micro energy harvesting*, Wiley.
- [3] Erturk A., Inman D.J. (2011): *Piezoelectric Energy Harvesting*. John Wiley and Sons, New York.
- [4] Kurch, M. (2014): *Entwicklung einer Simulationsumgebung für die Auslegung piezoelektrischer Energy Harvester*. Dissertation, TU Darmstadt
- [5] Pondrom, P. et al. (2016): Elektret- und Piezoelektret-Energy-Harvester. In: *DAGA 2016 - 42. Jahrestagung für Akustik*, 14.-17. März 2016, Aachen.
- [6] Zhang, X., Pondrom, P., Wu, L., Sessler, G. M. (2016): Vibration-based energy harvesting with piezoelectrets having high d31 activity. In: *Applied Physics Letters*, Vol. 108, pp. 193903.
- [7] Pondrom, P. et al. (2015): Schwingungsbasiertes Energy Harvesting auf Elektret- und Piezoelektretbasis. In: *DAGA 2015 - 41. Jahrestagung für Akustik*, 16.-19. März 2015, Nürnberg.

2 Eingehende Darstellung

2.1 Anforderungsermittlung - AP 1

2.1.1 Analyse des Schwingverhaltens

Das AP 1.1 war inhaltlich dem Instut SLA zugeordnet. Die Inhalte aus AP 4.1 und 4.2, die seitens des SAM durchgeführt wurden, können jedoch auch teilweise diesem AP zugeordnet werden.

2.1.2 Klassifizierung des Schwingverhaltens

Das Schwingungsverhalten von Flugzeugen lässt sich für das Energy Harvesting mit piezoelektrischen Materialien hinsichtlich unterschiedlicher Gesichtspunkte klassifizieren. Eine visuelle Unterteilung ist in Abbildung 2.1 zu sehen.





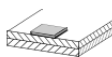




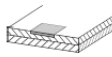
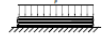










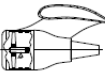

Energy-Harvester-Parameter				
Wandlungseffekt und Folienanordnung	Anbringungs-ort	Anregungsform	mechanische Übertragung	Befestigung des Elektrets
d_{31} geschichtet 	Passagiersitze 	Fluginsassen 	Scherenstruktur 	geklebt 
d_{33} geschichtet 	Kabinenboden 	Strömungsdynamisch 	Pendel und Grashalmeffekt 	im Faserverbund 
d_{33} gefaltet 	Handgepäckfächer 	Turbulenzen und Böen 	Nockenwelle 	geklemmt 
Ausprägungen	Gepäckcontainer 		Stempel 	
	Hilfstriebwerk 		Seismische Masse 	
	Tragflügel 		Ellipse 	
	Turbine 		direkt 	

Abbildung 2.1: Aufteilung der Klassifizierung als morphologischer Kasten

Eine erstes Unterscheidungsmerkmal bildet die **Art der Belastung des Wandlermaterials**. Bezogen auf das Energy Harvesting mit Piezoelektretfolien, die sich durch ein großes Verhältnis von Kantenlänge zu Dicke auszeichnen, können im wesentlichen der 33- und der 31-Effekt des Materials sinnvoll verwendet werden. Zudem kann das Material in beiden Fällen gestapelt oder gefaltet werden. Im Fall des 33-Effekts lassen sich prinzipiell alle lateral zu Komponentenoberflächen auftretenden Schwingungen verwenden, wofür grundsätzlich alle Teile des Flugzeugs infrage kommen. Im zweiten Fall des 31-Effekts sind alle zyklisch auftretenden Oberflächendehnungen von Interesse.

Bei einer **Klassifizierung hinsichtlich des Anbringensortes** der Folien ergeben sich Positionen wie der Kabinenboden, die Handgepäckfächer, die Gepäckcontainer im Frachtraum, die Trieb- und Hilfstriebwerke und insbes. die Tragflügel.

Weiterhin können Schwingungen am Flugzeug in Bezug zu ihrer **Anregung** gesetzt werden. Hierbei wurden drei relevante Anregungsquellen identifiziert, die direkt oder indirekt genutzt werden können:

- Aerodynamik also die Anregung durch Druckschwankungen der Umgebungsluft
- Triebwerksunwuchten
- Anregung der Struktur bzw. Piezoelektretfolien durch Insassen

Neben den genannten Einteilungsmöglichkeiten, kommen konstruktiv bedingte Eigenschaften des Energy-Harvesters hinzu. Bspw. macht eine Klassifizierung von lokalen Schwingungen hinsichtlich ihrer **mechanischen Übertragung** in das Wandlermaterial durch Hebelmechanismen oder seismische Massen (für den 33-Effekt) Sinn und es lassen sich Unterscheidungen bzgl. der Befestigung der Elektrete an die Komponenten treffen, wobei flächige Klebungen an Oberflächen, eine Integration in die Komponenten oder eine Klemmung infrage kommen.

Die dargestellten Klassifizierungen können durch äußere Bedingungen wie das **Flugmanöver** (Start, Cruise, Landung, Taxi) ergänzt werden, bei dem klar der Cruise im Fokus der Untersuchung steht. Die **Flugbedingung** kann weiterhin in normal und abnormal (z. B. Böen oder Flattern) unterteilt werden, wobei der normale Flugbetrieb untersucht wird. Als vielversprechendste Konzepte wurden die folgenden beiden Schwingungsmechanismen verwendet, die im Vorhaben weiter untersucht werden:

- Flächige Klebung von Piezoelektretfolien auf Teile des Flugzeugflügels ohne Einsatz einer seismischen Masse zur Belastung der Folie im 31-Modus. Der Grund ist das Auftreten von lokalen Dehnungen, die am Flügel - ausgehend von vereinzelt Literaturdaten - am größten eingeschätzt werden. Zur Optimierung der Leistung hinsichtlich Amplitude und Frequenz können bei Bedarf Stacks oder Hebelmechanismen wie Abstandshalter zum Einsatz kommen. Die Anregung wird hinsichtlich Triebwerksunwuchten und Aerodynamik untersucht.
- Verwendung einzelner Folien oder Stacks im 33-Modus mit seismischer Masse, die durch eine schon vorhandene Masse im Flugzeug gebildet wird, bspw. Gepäckstücke. Die Befestigung erfolgt ebenfalls durch eine Klebung. Die Anregung erfolgt durch aerodynamisch induzierte Schwingungen oder durch die Insassen.

2.1.3 Erstellung des Lastenhefts

In diesem Vorhaben wurde das Lastenheft, das i.d.R. aus Sicht eines Kunden erstellt wird, als Anforderungsliste umgesetzt, um Anforderungen an Energy Harvester möglichst systematisch zu quantifizieren. Die Anforderungsliste für alle betrachteten Energy-Harvester ist in Abbildung 2.2 zu sehen.

Nr.	Beschreibung/ Name der Anforderung	Art (FF,BF,ZF,W)	Zahlenwert (mit Toleranz) oder Beschreibung			Einheit (phys.)	Gewichtung	Ursprung/ Erläuterung
			min.	exakt / Beschreibung	max.			
1	Foliengeometrie							
1.1	Form	FF		flächig				
1.2	Abmaß (Rechteck)							
1.2.1	Länge	BF	> 0	durch Bauraum und Herstellung bedingt, allg. so groß wie möglich	0,1	m	Hersteller	
1.2.2	Breite	BF	> 0		0,1	m	Hersteller	
1.2.3	Dicke	BF	> 0		0,00018	m	Hersteller	
2	Folienmaterial							
2.1	Betriebsfestigkeit							
2.1.1	Temperaturbeständigkeit	BF	-55,00	gewährleistet während Start, Flug und Landung,	ca. 85	°C	Lufttemperatur in 10 km Höhe	
2.1.2	Mech. Wechselfestigkeit	FF	0,00		0,50	% Dehnung	Zugversuch	
2.2	Piezoel. Ladungskonstante	ZF		so hoch wie möglich		C/N		
4	Harvester-Prinzip	FF		mech. Schwingungen in elektrische Leistung wandeln				
5	Harvester-Geometrie							
5.1	Länge	BF	> 0	Verfügbarer Bauraum, in dem relevante Anregung auftritt	~ 0,5	m	CRM-Daten	
5.2	Breite	BF	> 0		~ 5	m		
5.3	Höhe	BF	> 0			m		
6	Harvester-Performance							
6.1	Frequenzbereich	BF	> 0	breitbandig	100,00	Hz	100 Hz == Größenordnung	
6.2	Leistungs-Output							
6.2.1	Wert	BF	10 nW	Betrieb eines Verbraucher-Demonstrators	max.	W	unterer Bereich des EH-Sweetspot für Standby	
6.2.2	Verfügbarkeit	ZF		so lange wie möglich bzgl. Reiseflughdauer		%	abhängig von Verbraucher	
7	Harvester-Position							
7.1	Kopplungskoeffizient	ZF		max		1/1		
7.2	Einfluss auf Aerodynamik	FF		nicht negativ beeinflussen				
8	Signalkonditionierung							
8.1	Leistungsamplitude	ZF		Leistung möglichst hoch lassen				
2	Glättung	ZF		Leistung möglichst geglättet bereitstellen				
3	Invertierung	FF		Leistung bei Bedarf in DC invertieren				

Abbildung 2.2: Anforderungsliste

Alle Anforderungen sind entweder als Festforderungen (FF) oder Bereichsforderungen (BF) definiert, die für die Funktionsweise des Energy Harvesters zwingend einzuhalten sind. Zielforderungen (ZF) werden im späteren Projektverlauf verwendet, um Konzepte für Energy-Harvester quantitativ miteinander vergleichen zu können.

Für die Integration von Konzepten in Komponenten müssen insbesondere die thermische und mechanische Beständigkeit des eingesetzten Wandlerwerkstoffes berücksichtigt werden, sowie das Platzangebot in der jeweiligen Komponente. Der Leistungsoutput eines Harvesters sollte mindestens 10 nW (Standby-Leuchte) betragen, um einen Verbraucher betreiben zu können. Die Verfügbarkeit sollte möglichst über den gesamten Reiseflug gegeben sein. Wichtig ist zudem, dass der Energy-Harvester keinen direkten negativen Einfluss auf die Kraftstoffbilanz des Flugzeugs hat, wie bspw. durch die Beeinflussung aerodynamischer Eigenschaften bei einer direkten Aufbringung auf die Außenhaut oder durch das Einbringen zu großer zusätzlicher Massen.

2.2 Materialanalyse und -modellierung - AP 2

2.2.1 Experimentelle Materialcharakterisierung

Zur Bestimmung der Materialparameter wurden neben Herstellerangaben Messungen an mehreren IXPP-Proben herangezogen. Die Materialproben wurden von der Tongji-Universität in Shanghai, China, kommerziell erworben. Mithilfe einer Kapazitätsmessung wird die statische Kapazität der IXPP-Proben mit einer Elektroden-Kantenlänge von 100 mm zu durchschnittlich etwa 1 nF bestimmt. Da bei einer flächigen Anbringung ohne seismische Masse an eine vibrierende Struktur hauptsächlich Verformungen in der Folienebene auftreten, wird an dieser Stelle nicht auf die Bestimmung des E-Moduls in Dickenrichtung eingegangen. Über einen Zugversuch wird der E-Modul der Elektretfolie in 1-Richtung bestimmt, wie in Abbildung 2.3 dargestellt. Dazu wurden vier Proben ohne Elektrode getestet.

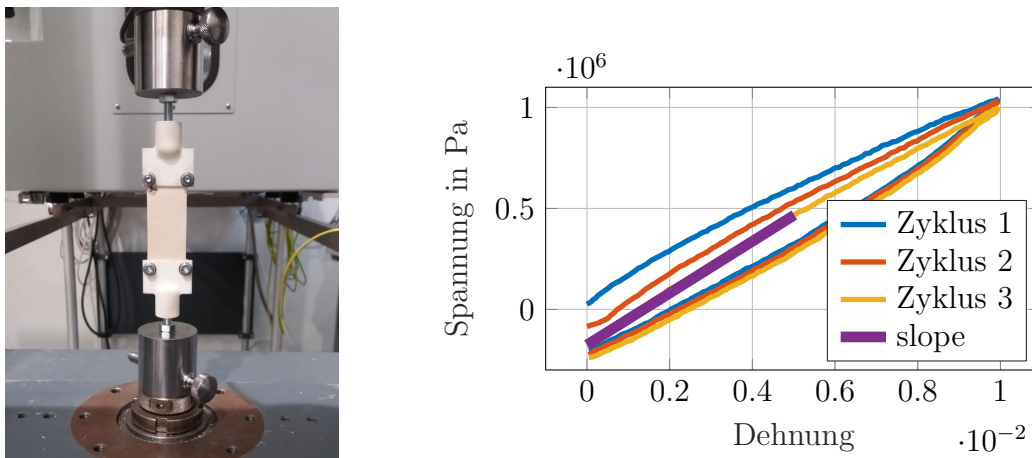


Abbildung 2.3: Zugversuch an IXPP-Proben ohne Elektrode, links: Versuchsaufbau, rechts: σ - ϵ -Diagramm

Probe	E-Modul in MPa
1	128, 21
2	122, 36
3	154, 83
4	127, 63
\bar{Y}	133, 26

Tabelle 2.1: E-Moduli der Proben und Mittelwert

Durch die Steigung der Graphen im Spannungs-Dehnungs-Diagramm (Abbildung 2.3), rechts lässt sich der E-Modul der Proben ohne Elektrode in 1- bzw. 2-Richtung zu 133, 26 N/m² wie in Tabelle 2.1 bestimmen.

Zudem wurden IXPP-Proben als Aufbau mit seismischer Masse wie in Abbildung 2.4 gezeigt umgesetzt, um das Material hinsichtlich seiner Leistungsgeneration im d_{33} -Modus zu charakterisieren und die Möglichkeit eines Vergleichs von FE-Modellen mit analytischen zu schaffen. Der Modellabgleich mit experimentellen Ergebnissen wird in Abschnitt 2.2.3 beleuchtet.

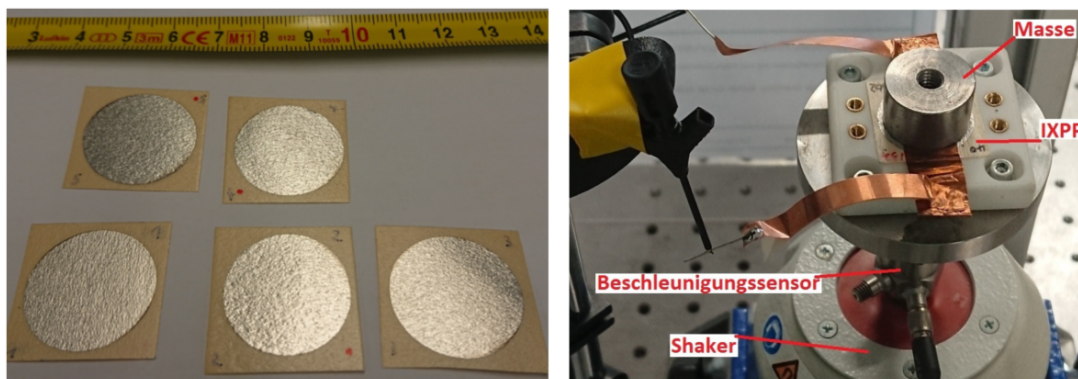


Abbildung 2.4: links: IXPP-Piezoelektrische Proben; rechts: Aufbau eines Piezoelektrischen Energy-Harvesters mit seismischer Masse

Mit einem Vierpunkt-Biegeversuch wurde weiterhin das elektromechanische Verhalten von Proben untersucht, die flächig auf flexible Probenträger geklebt wurden. Der prinzipielle Versuchsaufbau, sowie die Umsetzung als Prüfstand sind in Abbildung 2.5 zu sehen. Die experimentellen Ergebnisse sind ebenfalls in Abschnitt 2.2.3 im Abgleich mit dem Modell dargestellt.

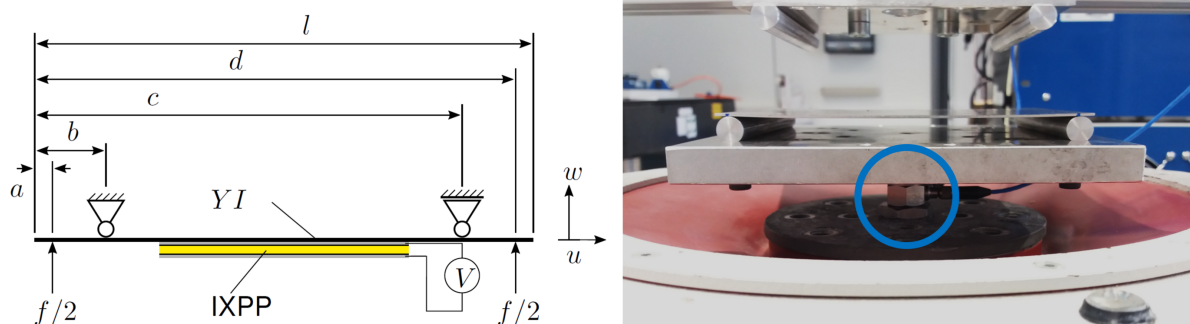


Abbildung 2.5: Prinzipskizze und experimenteller Aufbau des 4-Punkt-Biegeversuchs (blau: Messpunkt)

Über die Materialcharakterisierung der IXPP-Proben wurden als Ergänzung im Jahr 2020 zusätzlich Proben des Piezoelektrischen parallel-Tunnel FEP untersucht.

In Abbildung 2.6 ist auf der linken Seite eine in dieser Arbeit verwendete Probe dargestellt. Auf der rechten Seite ist ein schematischer Querschnitt des Materials zu sehen.

Wesentliche Versuchsergebnisse zur statischen Kapazität waren bei einer Vermessung von 6 Proben ein Mittelwert von 19,73 pF. Die generierte Spannungsdifferenz war bei einer statischen Belastung im δ_{31} -Modus mit einer Masse von 2,6 g durchschnittlich 3,96 V. bei einer Probenbreite von 1,2 cm ergibt sich daraus eine g_{31} -Spannungskonstante von 1,83 Vm/N die in der Größenordnung des Literaturwertes von 3,0 Vm/N liegt.

2.2.2 Aufbau der Simulationsmodelle der Proben

Simulationsmodelle zu Energy Harvestern basierend auf Piezoelektrischen Folien wurden bereits in der Dissertation von P. Pondrom untersucht und experimentell validiert. Die Modelle basieren alle auf Prinzipien von Energy-Harvestern mit seismischer Masse und einem Freiheitsgrad. Da Flugzeugkomponenten i. Allg. gekrümmte Geometrien aufweisen,

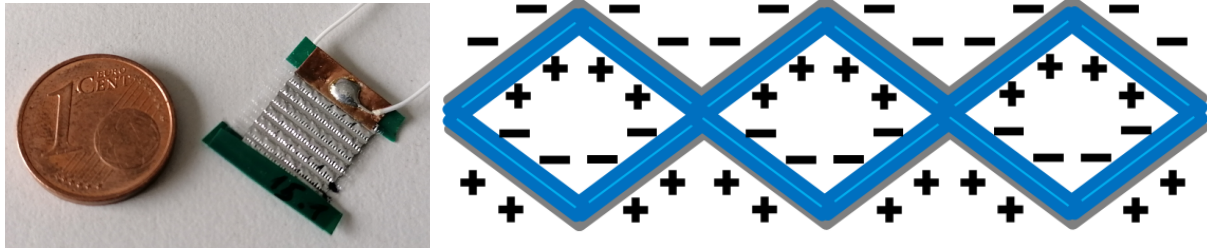


Abbildung 2.6: Parallel-Tunnel FEP; links: Probe; rechts: schematischer Querschnitt der Tunnelstruktur mit statischer Ladungsverteilung. Die Hauptbezugsrichtungen entsprechen der Abbildung 2.10.

wurde für dieses Vorhaben die Simulation der Wandlerwerkstoffe und Energy-Harvester mithilfe von numerischen Methoden, insbes. der Finite Elemente Methode gewählt. Für Spezialfälle können die erzeugten Harvestermodelle mit den analytischen Modellen verglichen werden. Um das Werkstoffverhalten der Piezoelektrifolien abzubilden wurde ein transversal isotropisches Materialmodell verwendet, wie es auch zur Beschreibung von Piezokeramiken im linearen Bereich zum Einsatz kommt, mit den in AP 2.1 ermittelten Werkstoffparametern.

	Parameter	Quelle
	Dichte ρ	Literatur, Berechnung
	Geometrie, insbes. Dicke t	Herstellerangabe, Messung
elastische Größen	E-Modul $\gamma_1 = \gamma_2$	Literatur, Zugversuch
	E-Modul γ_3	Literatur, Berechnung
	Schubmodul G_{12}	Berechnung
	Schubmodul $G_{13} = G_{23}$	Abschätzung
	Poisson-Zahl ν_{12}	Abschätzung
	Poisson-Zahl $\nu_{13} = \nu_{23}$	Abschätzung
elektrische Größen	Permittivität $\epsilon_{11} = \epsilon_{22}$	Literatur, Berechnung
	Permittivität ϵ_{33}	Literatur, Berechnung
	Kapazität C_p	Messung
elektromechanische Größen	Ladungskonstante d_{33}	Literatur, Herstellerangabe, Messung
	Ladungskonstante $d_{31} = d_{32}$	Literatur, Messung, Ableitung
	Ladungskonstante d_{15}	Abschätzung

$$s_{ij} = \begin{bmatrix} \frac{1}{\gamma_1} & -\frac{\nu_{12}}{\gamma_1} & -\frac{\nu_{31}}{\gamma_3} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{12}}{\gamma_1} & \frac{1}{\gamma_1} & -\frac{\nu_{31}}{\gamma_3} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{13}}{\gamma_1} & -\frac{\nu_{13}}{\gamma_1} & \frac{1}{\gamma_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2G_{13}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2G_{13}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2G_{12}} \end{bmatrix}$$

$$\epsilon_{ij} = \begin{bmatrix} \epsilon_{11} & 0 & 0 \\ 0 & \epsilon_{11} & 0 \\ 0 & 0 & \epsilon_{33} \end{bmatrix}$$

$$d_{ij} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{33} \\ 0 & d_{15} & 0 \\ d_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Abbildung 2.7: Parameter des Materialmodells

Die Parameter werden in Form von Nachgiebigkeiten s_{ij} , piezoelektrischen Ladungskonstanten d_{ij} und Permittivitäten ϵ_{ij} in die piezoelektrischen Gleichungen

$$\begin{aligned} \mathbf{S} &= \mathbf{s}^E \mathbf{T} + \boldsymbol{\delta} \mathbf{E} \\ \mathbf{D} &= \boldsymbol{\delta} \mathbf{T} + \boldsymbol{\epsilon}^T \mathbf{E} \end{aligned} \tag{2.1}$$

eingefügt, die elektrische und mechanische Größen miteinander koppeln. Dabei bezeichnet \mathbf{S} den Dehnungstensor, \mathbf{T} den Spannungstensor, \mathbf{E} die elektrische Feldstärke und \mathbf{D} die elektrische Verschiebungsdichte. Die Gleichungen werden zusätzlich zur Massendichte ρ in ANSYS® Mechanical implementiert. Viskoelastische Materialeigenschaften und nichtlineare Effekte werden vernachlässigt.

Der prinzipielle Ablauf der Modellbildung und Simulation ist in Abbildung 2.11 zu sehen.

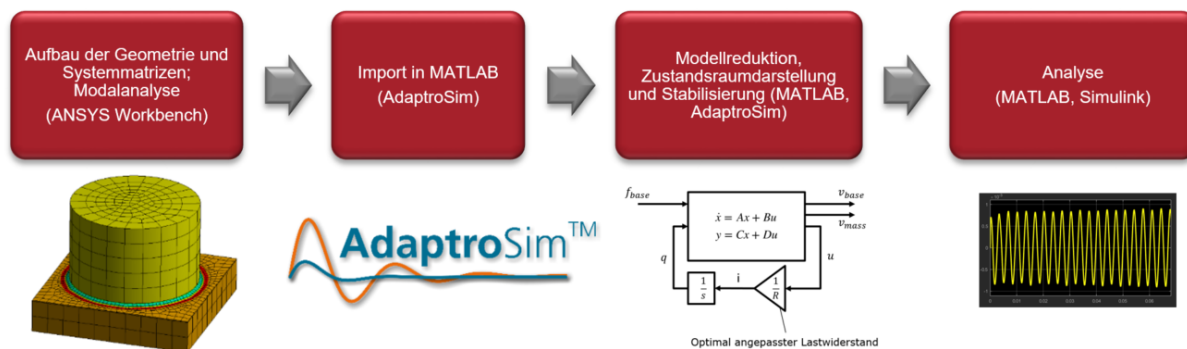


Abbildung 2.8: Ablauf der Modellierung und Simulation

Das elektromechanische Modell wird in ANSYS Workbench aufgebaut, bei Bedarf vorher in einer CAD-Software erstellt. Nach einer Vernetzung werden die FE-Matrizen über die am Fraunhofer LBF entwickelte MATLAB-Toolbox AdaptoSim nach MATLAB exportiert. Dort erfolgt eine Modellreduktion zur Steigerung der Recheneffizienz und eine Darstellung im Zustandsraum. Letztere wird verwendet, um durch Substitution die Bewegungsgleichung in Form eines Differentialgleichungssystems zweiter Ordnung in ein System von Differentialgleichungen erster Ordnung umzuformen. Hierdurch kann das System über seine Ein- und Ausgänge beschrieben werden. In Abbildung 2.11 links ist das FE-Modell eines Piezoelektret-Energy-Harvesters mit seismischer Masse dargestellt, der ein untersuchtes Prinzip zur Energiewandlung darstellt. Weiterhin wurden FE-Modelle für den Zugversuch und den Biegeversuch aufgebaut. Letzteres ist in Abbildung 2.9 bzgl. der statischen Spannungsgeneration im Biegezustand dargestellt.

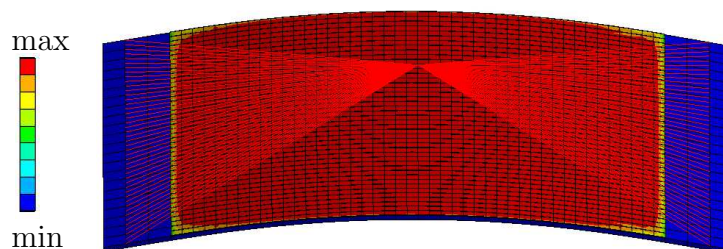


Abbildung 2.9: Vierpunkt-Biegeversuch als ANSYS-Modell

Analog zum transversal isotropischen Materialmodell für das Piezoelektret IXPP wurde Anfang des Jahres ein anisotropes Modell für das Piezoelektret parallel-tunnel FEP anhand sinnvoller Literaturdaten entwickelt. Hierzu wurden Literaturdaten verwendet, da die Materialeigenschaften innerhalb einer Kleinserie von Proben sehr stark schwankt und eine Modellanpassung ohnehin an die jeweiligen im Energy-Harvester vorhandene Probe durchgeführt werden muss. Eine Materialcharakterisierung insbesondere hinsichtlich mechanischer und elektromechanischer Eigenschaften wurde aus Gründen der geringen Robustheit der Proben zudem vernachlässigt. Für die parallel-tunnel FEP Proben wurde angenommen, dass eine mechanische Entkopplung der Raumrichtungen besteht und dass die Proben lediglich in der vorgesehenen 1-Richtung belastet werden. Es wurden als wesentliche Eigenschaften angenommen, dass sich das Modell linear elastisch bis zu einer Dehnung von ca. 5 % verhält, einen E-Modul in 1-Richtung von $Y_1 = 1,1 \text{ MPa}$ und eine Ladungskonstante von $\delta_{31} = 31 \text{ pC/N}$ aufweist. Die Werte sind als Startwerte für eine spätere Modellanpassung auf die jeweilige Probe aufzufassen.

Weiterhin wurden analytische Betrachtungsweisen für die Materialmodellierung und Leistungsberechnung durchgeführt:

Die elektrische Ausgangsleistung eines harmonisch erregten piezoelektrischen Materials lässt sich berechnen als

$$P_{el} = \frac{u_{el}^2}{2 \cdot R_{opt}} = u_{el,eff}^2 \cdot \omega \cdot C_{piezo} \quad (2.2)$$

mit der Frequenz ω . Es lässt sich ein linearer Zusammenhang zwischen Leistung, Frequenz und Kapazität, aber ein quadratischer Zusammenhang mit der effektiven elektrischen Spannung $u_{el,eff}$ feststellen. $R_{opt} = 1/\omega C_{piezo}$ beschreibt den optimalen Lastwiderstand, der typischerweise im Zusammenhang mit Energy Harvesting zum Vergleich von Energy Harvestern bei verschiedenen Frequenzen verwendet wird. Die elektrischen Eigenschaften piezoelektrischer Materialien sind mit ihren mechanischen Eigenschaften über die piezoelektrischen Stoffgleichungen gekoppelt

$$\mathbf{S} = \mathbf{s}^E \mathbf{T} + \boldsymbol{\delta} \mathbf{E} \quad (2.3)$$

und

$$\mathbf{D} = \boldsymbol{\delta}' \mathbf{T} + \boldsymbol{\epsilon}^T \mathbf{E} \quad (2.4)$$

mit den Nachgiebigkeiten s_{ij} , piezoelektrischen Ladungskonstanten δ_{ij} und Permittivitäten ϵ_{ij} . \mathbf{S} ist der Dehnungstensor, \mathbf{T} der Spannungstensor, \mathbf{E} das elektrische Feld und \mathbf{D} die elektrische Flußdichte. Die Indizes E und T bezeichnen ein konstantes elektrisches Feld bzw. eine konstante mechanische Spannung. Für die Verwendung des piezoelektrischen Materials im δ_{31} -Modus, wie in Abbildung 2.10 dargestellt

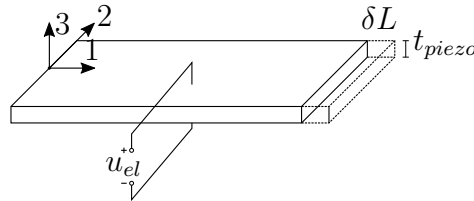


Abbildung 2.10: Schematische Darstellung eines piezoelektrischen Materials mit den Hauptbezugsrichtungen. δL stellt die Dehnung durch die Spannung T_1 dar, die zur Dehnung S_1 und zur elektrischen Spannung u_{el} führt.

vereinfachen sich Gleichungen 2.3 und 2.4 zu

$$S_1 = s_{11}^E T_1 + \delta_{31} E_3 \quad (2.5)$$

und

$$D_3 = \delta_{31} T_1 + \epsilon_{33}^T E_3. \quad (2.6)$$

Durch Eliminieren von T_1 in Gleichung 2.6 mit Gleichung 2.5 ergibt sich die Beziehung

$$D_3 = \delta_{31} \frac{S_1 - \delta_{31} E_3}{s_{11}} + \epsilon_{33}^T E_3 = \frac{\delta_{31}}{s_{11}} S_1 + \left(\epsilon_{33}^T - \frac{\delta_{31}^2}{s_{11}} \right) E_3 \quad (2.7)$$

Mit $\epsilon_{33}^T - \frac{\delta_{31}^2}{s_{11}} = \epsilon_{33}^S$ (Index S für konstante Dehnung) kann die Gleichung 2.7 vereinfacht werden zu

$$D_3 = \frac{\delta_{31}}{s_{11}} S_1 + \epsilon_{33}^S E_3. \quad (2.8)$$

Für die Fläche A_{piezo} und die Dicke t_{piezo} eines piezoelektrischen Flecks ergeben sich die Beziehungen $D = \frac{Q_{el}}{A_{piezo}}$ mit der elektrischen Ladung Q_{el} und $E = \frac{u_{el}}{t_{piezo}}$. Für den Fall der offenen Elektroden ($Q_{el} = 0$) wird die Gleichung 2.8

$$u_{el} = -t_{piezo} \cdot \frac{\delta_{31}}{s_{11}} \cdot S_1 / \epsilon_{33}^S = -t_{piezo} \cdot \delta \cdot Y_1 \cdot S_1 / \epsilon_{33}^S \quad (2.9)$$

mit dem Elastizitätsmodul des piezoelektrischen Materials Y_1 in Lastrichtung. Die Kapazität C_{piezo} eines piezoelektrischen Wandlers kann durch die entsprechende Plattenkondensatorformel ausgedrückt werden

$$C_{piezo} = \epsilon_{33}^S \frac{A_{piezo}}{t_{piezo}}. \quad (2.10)$$

Mit Gleichung 2.2 wird die Beziehung

$$P_{el} = \frac{\delta_{31}^2 Y_1^2 A_{piezo} t_{piezo}}{2 \epsilon_{33}^S} \omega S_1^2 \quad (2.11)$$

für die Leistung fern von der Resonanz aufgestellt werden, also ohne dynamische Dehnungsüberhöhung.

2.2.3 Validierung der Simulationsmodelle und Modellupdate

Das Modell des Harvesters mit seismischer Masse wurde hinsichtlich seiner Leistungskurve mithilfe von MATLAB im Frequenzbereich simuliert. Durch geringfügige Anpassungen der Kontaktsteifigkeit wurde die Eigenfrequenz des Systems an das Experiment angepasst, durch Anpassung des Dämpfungskoeffizienten konnte die Amplitude angepasst werden. Die Ergebnisse sind in Abbildung 2.11 dargestellt. Gleichzeitig konnte hier eine gute Übereinstimmung mit dem analytischen Modell von Pondrom erreicht werden.

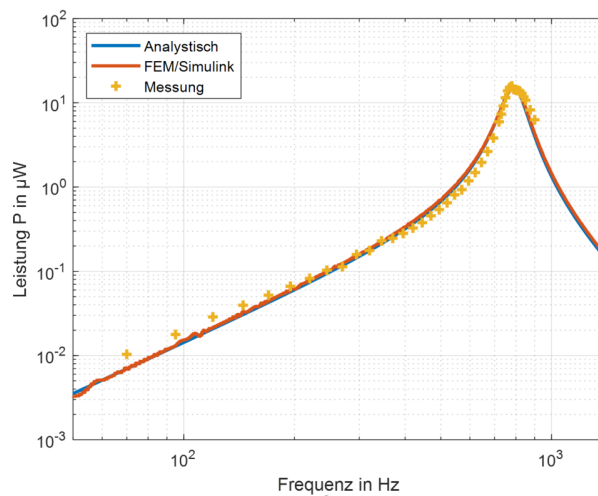


Abbildung 2.11: Leistungskurve des d33-Harvesters mit seismischer Masse

Die Simulationsergebnisse aus dem Modell des Biegeversuchs wurden einerseits mit einer kollokierten Messung des Übertragungsverhaltens von Kraft auf Beschleunigung am

Verbindungspunkt von Shaker zur Grundplatte des Aufbaus und mit einer Messung des Übertragungsverhaltens von Kraft am Verbindungspunkt auf die am Piezoelement abfallende elektrische Spannung abgeglichen.

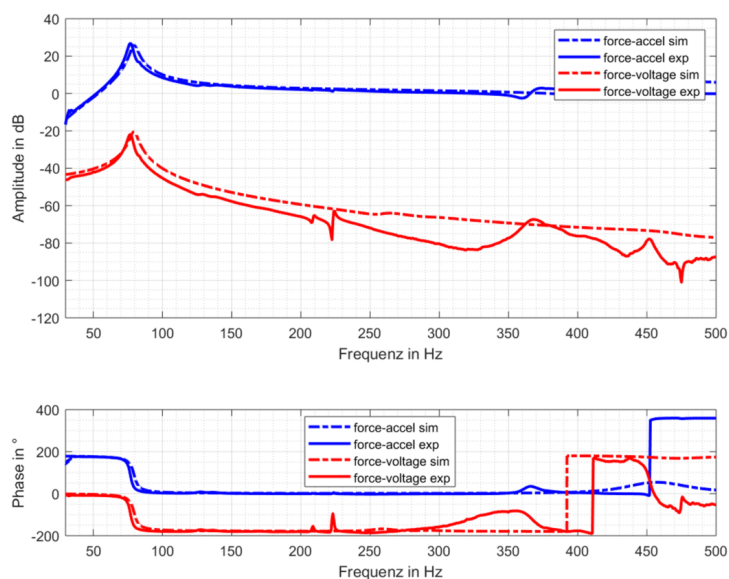


Abbildung 2.12: Modellabgleich Biegeversuch, blau: mechanisches Übertragungsverhalten, rot: elektromechanisches Übertragungsverhalten

Abweichungen im höheren Frequenzbereich zeigen sich noch im elektromechanischen Übertragungsverhalten, die im weiteren Projektverlauf untersucht werden. Ein Grund dafür sind z. T. starke Parameterschwankungen zwischen einzelnen Folien innerhalb eine Stichprobe.

2.3 Konzeptentwicklung und Test - AP 3

2.3.1 Erstellung von Konzepten für Energiewandler

Wie bereits in Abschnitt 2.1.2 beschrieben, wurden als mögliche Konzepte Harvester mit d31-Effekt zur Verwendung in den Tragflächen bzw. Harvester mit d33-Effekt mit seismischer Masse bzw. Anregung durch die Insassen identifiziert. Nach einem Paarvergleich verschiedener Permutationen von Kombinationen von Teillösungen aus dem morphologischen Kasten, wurde das Konzept der direkten flächigen Anbringung von Piezoelektretfolien in den Tragflügeln als Favorit ausgewählt. Hierbei wurde zunächst kein Piezoelektret-Werkstoff festgelegt, da sowohl IXPP als auch parallel-tunnel FEP Vorteile haben. Zudem wurden im weiteren Projektverlauf unterschiedliche Arten von Harvestern mit Abstandshaltern bzw. Hebelmechanismen untersucht, die den großen Unterschieden in der elastischen Steifigkeit in der Metall-Polymer-Kombination entgegenwirken. Zudem wurden Stacks aus Piezoelektretfolien untersucht. Konzepte von Energy-Harvestern mit Piezoelektretfolien wurden im Jahr 2020 im Wesentlichen durch eine Anpassung des Übersetzungsverhältnisses von Host-Struktur auf Piezoelektret realisiert. In einem ersten Schritt sollte gezeigt werden, dass durch eine möglichst einfache Wegübersetzung mithilfe von Abstandshaltern (Spacern) eine Vervielfachung der Leistung im Vergleich zum direkten Verkleben der Piezoelektretfolien mit einer Biegeplatte möglich ist, ohne dabei die mechanischen Eigenschaften der Struktur wesentlich zu beeinflussen. In Abbildung 2.13 ist das Konzept im Vergleich zur einfachen direkten Verbindung zur Platte dargestellt.

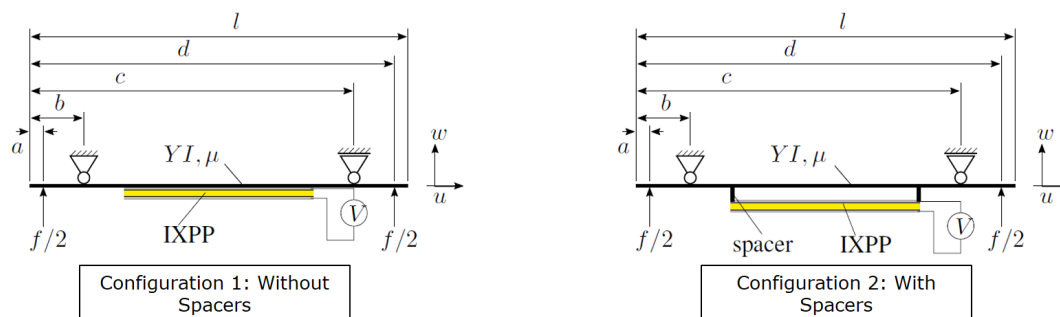


Abbildung 2.13: Konzepte ohne und mit Abstandshaltern zur Leistungserhöhung

Zudem sollte gezeigt werden, dass die Modellierung des Materialverhaltens auch hierbei noch mit dem linearen Modell möglich ist, was in den folgenden Arbeitspaketen erläutert wird.

Da - wie in den Folgekapiteln gezeigt - die Leistung des Konzepts mit Spacern bei metallischen Host-Strukturen nicht ausreichend für einen realistischen Betrieb von Verbrauchern ist, wurden in der nächsten Stufe für die beiden Piezoelektrete IXPP und parallel-tunnel FEP Konzepte mit einer mechanischen Übersetzung konzipiert. Diese sind in Abbildung 2.14 schematisch dargestellt sind.

Das erste der Konzepte basiert auf der in der Literatur diskutierten Möglichkeit, IXPP-Piezoelektrete zu stapeln, um damit eine Erhöhung der Kapazität und damit der bewegten elektrischen Ladung zu bewirken. Bei gleicher angreifender Kraft verhält sich ein Stack mit N parallel geschalteten Schichten wie ein piezoelektrischer Wandler mit einer N -fachen piezoelektrischen Ladungskonstante δ_{33} . Das Prinzip ist zudem von breit verwendeten piezoelektrischen Stapelaktoren inspiriert. Ein großer Vorteil bei IXPP gegenüber Piezokeramiken ist die Möglichkeit der Faltung, wodurch automatisch eine Par-

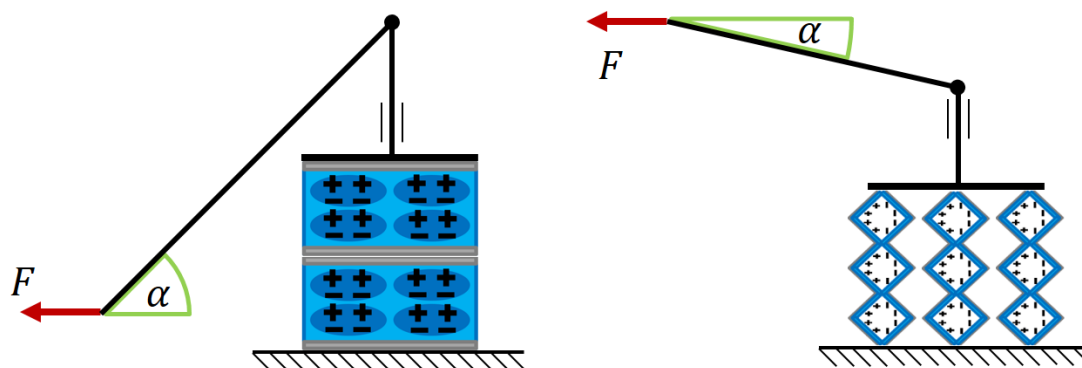


Abbildung 2.14: Konzepte für Energy Harvesting. Die Übersetzung der Dehnung der Host-Struktur in eine Dehnung des Piezoelektrits wird über einen Winkel α gesteuert; links: IXPP im gestapelten Zustand; rechts: Parallel-tunnel FEP in mechanischer Parallelschaltung

allelschaltung der Schichten gewährleistet wird. Mit dem Konzept soll zudem die deutlich größere δ_{33} -Konstante von IXPP ausgenutzt werden, indem die Dehnungsenergie in der Ebene (x-y-Richtung) der Host-Struktur in eine Kompression senkrecht zur Ebene (z-Richtung) umgeformt wird. Über den Winkel *alpha* lässt sich auf sehr einfache Weise das Übersetzungsverhältnis als Designparameter einführen. Das zweite Konzept (Abbildung 2.14 rechts) basiert auf der mechanischen Parallelschaltung von parallel-tunnel FEP Piezoelekturen. Diese sind grundsätzlich auch im δ_{33} -Modus verwendbar, jedoch sind sie für den Einsatz im δ_{31} -Modus entwickelt, den dieses Konzept ausnutzt. Wie beim ersten Konzept wird auch hier eine Übersetzung über einen Winkel α realisiert. Die Umsetzung der Konzepte in Form von Design, Simulation und experimenteller Untersuchung sind in den folgenden Abschnitten beschrieben.

2.3.2 Aufbau der Simulationsmodelle der Coupons und Experimentelle Erprobung auf Coupon-/Komponenten-Ebene

Als Simulationsmodelle wurden Ausprägungen des schon in Abschnitt 2.2.2 vorgestellten Biegeversuchs verwendet. Der Versuch wurde zuerst zur Validierung des Materialmodells verwendet, stellt aber schon eine Art Coupon bzw. Energy-Harvester dar. Im Weiteren Projektverlauf sollen hierzu verschiedene Wandlertypen (weitere Proben IXPP und parallel-tunnel FEP) untersucht werden. Die Harvester werden zunächst simulativ hinsichtlich ihres Leistungsoutputs optimiert und im Anschluss experimentell erprobt. Die Ergebnisse aus AP 2.3 können diesem AP teilweise zugeordnet werden. Die Arbeitspakete 3.2 und 3.3 sind im Rahmen dieses Berichts zusammengefasst, um sinnvoll und kompakt Simulations- und experimentelle Ergebnisse gegenüberzustellen. Die Modellierung des ersten Konzepts wurde mithilfe der Finite Elemente Methode wie schon beim einfachen Plattenmodell realisiert. Das Modell ohne und mit Spacer ist in Abbildung 2.15 dargestellt. Die Simulation erfolgte durch die Umwandlung der Bewegungsgleichung in Form der Systemmatrizen - wie in Abbildung 2.15 dargestellt - in eine Zustandsraumdarstellung. Die dynamische Simulation wurde mit offenen Elektroden durchgeführt, um im Anschluss den Abgleich mit einer Messung der Leerlaufspannung gewährleisten zu können. Die Ergebnisse in Abbildung 2.15 sind auf der rechten Seite als Übertragungs-

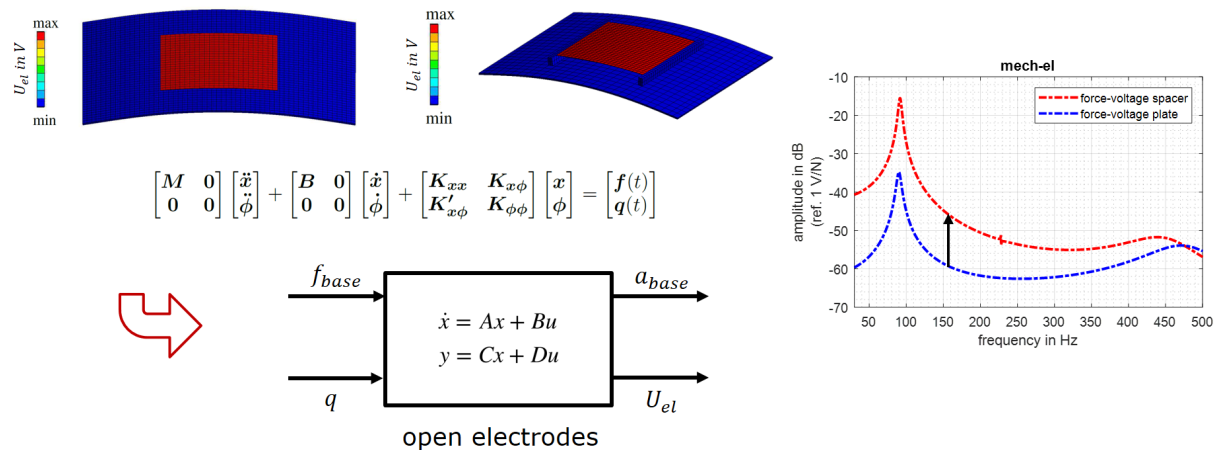


Abbildung 2.15: Simulation und Experimentelle Modellvalidierung für das Konzept mit Abstandshaltern

funktion von Kraft zu elektrischer Spannung dargestellt. Im unteren Frequenzbereich ist zu beobachten, dass mit Abstandshaltern eine um ca. 20 dB höhere Systemantwort erzielt wird als ohne Abstandshalter.

Der verwendete dynamische Vierpunkt-Biegeversuch ist in Abbildung 2.16 unten zu sehen. Genauer gesagt handelt es sich bei den Einzelteilen um die Lager und Anregungsebenen in Form von Aluminiumrollen, den Prüfling, die Grundplatte und einen Impedanzmesskopf der Unterseite der Grundplatte. Die Anregung erfolgte mit einem Shaker. Ziel war es, die beiden Übertragungsfunktionen Beschleunigung über Kraft und Piezoelektret-Spannung über der Kraft zu messen. Hierbei wurde mithilfe einer Shakersteuerung ein Rausch- bzw. Sinussweep-Signal für die Beschleunigung generiert, welches die Aluminiumplatte mit einer Kraft anregte, die beide gleichzeitig gemessen wurden. Mit einer Beschleunigungsrückführung wurde die Beschleunigung im Frequenzbereich geregelt. Mit einem FFT-Analysator wurden die Übertragungsfunktionen gemessen Kraft auf Beschleunigung und Kraft auf Piezoelektret-Spannung für den Modellabgleich gemessen.

Zur Validierung des Piezoelektret-Materialmodells wurde zunächst das mechanische Modell der Platte an die Simulation angepasst, wie es in der oberen rechten Abbildung zu sehen ist. Das simulierte Übertragungsverhalten zeigte eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen bis zu einer Frequenz von etwa 350 Hz. Als Referenz wurden Messungen von Platten mit direkt aufgeklebten IXPP-Folien hinzugezogen, die ebenfalls eine gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen der Proben mit Abstandshaltern zeigten. Weiterhin wurde das mechanisch-elektrische Verhalten des Modells angepasst. Aufgrund der großen statistischen Schwankungen der Materialparameter zwischen einzelnen Proben ist es nicht möglich, einen Parametersatz für das Modell anzunehmen, der für alle Proben zugleich verwendet werden kann. Ausgehend von der Probe 1, dargestellt als blauer Graph, konnte das Modell das Verhalten bis zu einer Frequenz von ca. 120 Hz abbilden. Für höhere Frequenzen waren die experimentellen Ergebnisse für die elektrische Spannung niedriger. Im Vergleich dazu zeigten die Ergebnisse der direkt auf die Platten geklebten Proben eine in etwa so große Spannung wie die schlechtesten Proben mit Abstandshaltern, aber etwa 15 bis 20 dB niedrigere Verläufe als die Proben s1 und s2. Damit lässt sich das simulativ vorhergesagte Verhalten bestätigen.

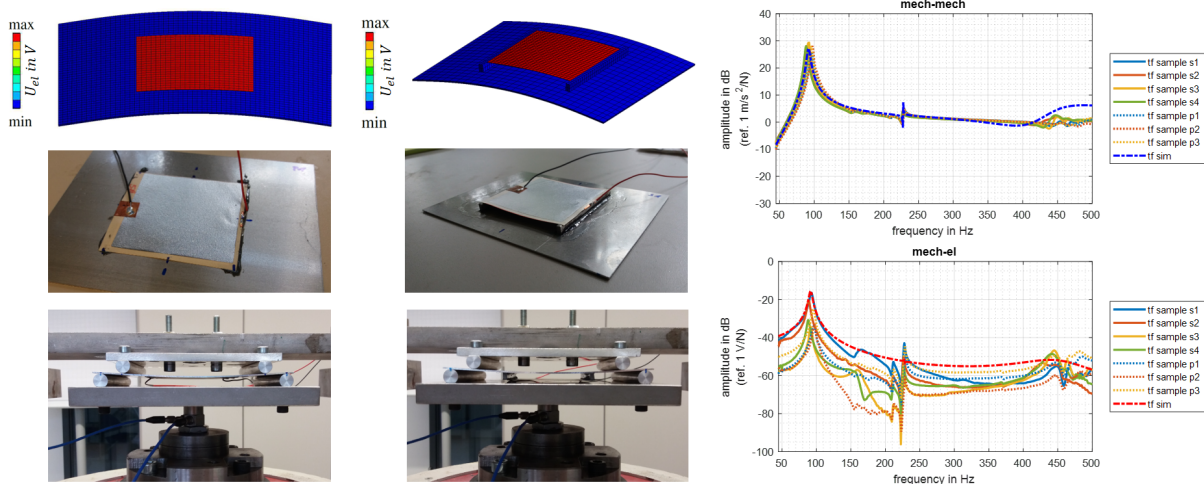


Abbildung 2.16: Simulation und Experimentelle Modellvalidierung für das Konzept mit Abstandshaltern

IXPP Mechanismus

Für das Konzept basierend auf IXPP in Abbildung 2.14 links wurde wie in Abbildung 2.17 eine Variante als Simulationsmodell und als realer Coupon aufgebaut. Hierfür wurde eine Schichtenanzahl von $N = 6$ gewählt und eine Piezoelektrische Fläche von $3 \cdot 3 \text{ cm}^2$. Zudem sind das mechanisch-mechanische und das mechanisch-elektrische Übertragungsverhalten dargestellt jeweils für Modell und Experiment.

Es ist zu sehen, dass das mechanische Verhalten mit dem Modell gut abgebildet werden kann im betrachteten Frequenzbereich bis 500 Hz. Das elektrische Verhalten weist nach einer Anpassung der piezoelektrischen Konstante ebenfalls eine gute Übereinstimmung auf. Bei etwa 300 Hz konnte mit dem Modell allerdings eine Modell nicht abgebildet werden, die auf eine Asymmetrie im experimentellen Aufbau zurückgeführt werden kann. Im Modell ist hier zwar eine Eigenmode in Form einer Verkipfung des Mechanismus vorhanden, die Spannung gleicht sich aufgrund einer perfekten Symmetrie des Modells aber aus und bewirkt keine Überhöhung der Spannung.

Als sinnvolle Zielfunktion für die Optimierung von Mechanismen wurde die Leistung pro in das System eingeführte Masse des Energy-Harvesters

$$P_{el}/m_{EH} \quad (2.12)$$

verwendet. Im Kontext Leichtbau bzw. Flugzeugstrukturen erscheint dies sinnvoll, da es ein möglichst einfacher Zusammenhang ist, der bei einem theoretisch unbegrenzt verfügbaren Platz sinnvolle Lösungen erzeugen kann. Um die Leistungsausbeute des Konzepts mit IXPP zu optimieren wurde ein Optimierungsalgorithmus durchlaufen.

Ausgehend von einem Konzept in Form von unabhängigen Parametern und Parameterbeziehungen, die den Energy-Harvester hinreichend beschreiben wird eine Parameter-Permutation initiiert. Das aktuelle Design wird in einer statischen Analyse und / oder harmonischen Analyse hinsichtlich seines Leistungsoutput ausgewertet und es wird ein Lösungspunkt erzeugt. Mehrere Lösungspunkte bilden einen Lösungsraum, der durch eine sog. Antwortfläche (surrogate model) interpoliert wird. Ist die Antwortfläche hinsichtlich eines Konvergenzkriteriums hinreichend genau konvergiert, kann ein Optimierungsalgorithmus auf der entstandenen Ersatzfunktion durchlaufen werden. Ist wiederum diese

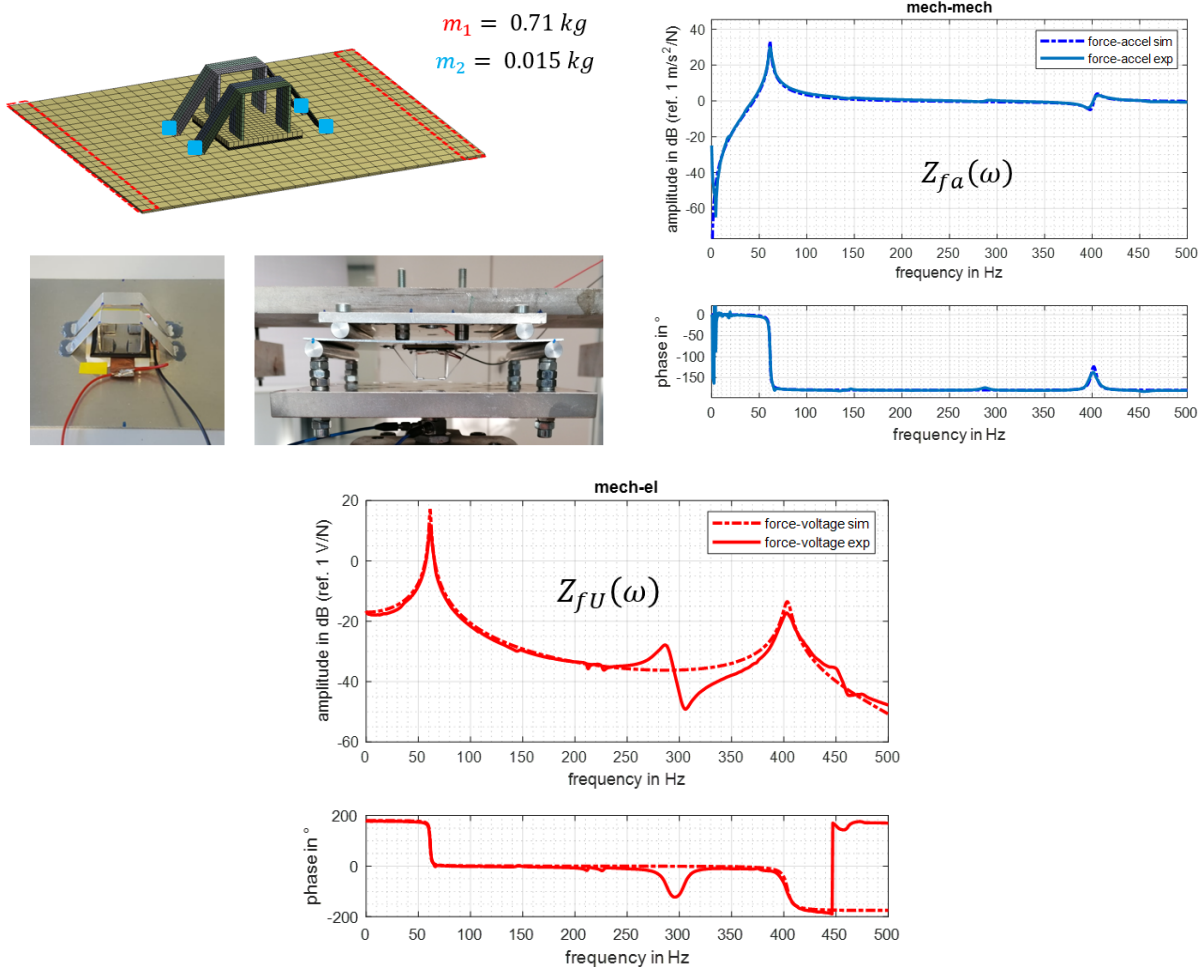


Abbildung 2.17: Simulationsmodell, experimenteller Aufbau und Vergleich von Simulation und Experiment des ersten Aufbaus des IXPP-Mechanismus

Lösung konvergiert und verifiziert, wird je nach Algorithmus eine (näherungsweise) optimale Lösung in Form einer Parameter-Permutation ausgegeben. Diese kann im Anschluss genauer simulativ und experimentell untersucht werden.

Die Anwendung der Optimierung auf das Konzept des IXPP-Mechanismus wird im Detail in einer noch nicht zugänglichen Veröffentlichung beschrieben und ist daher in dieser Version des Abschlussberichts sehr verkürzt dargestellt. Hierbei wurden im Vergleich zur bisher vorgestellten Topologie aufgrund von Vorsimulationen nicht notwendige Teile weggelassen und wesentliche Design-Parameter definiert. Es wurde für alle Simulationen eine IXPP-Kantenlänge von 1 cm festgelegt, da eine Minimierung der Kantenlänge zu einer Dehnungserhöhung bei gleicher Kraft führt. Um einen händischen Aufbau und die Stabilität bei kleinen Asymmetrien von Coupons zu gewährleisten wurde diese Länge aber nicht unterschritten.

Für die Optimierung wurden die drei folgenden Fälle unterschieden:

1. quasistatisch ohne Host-Struktur
2. dynamisch ohne Host-Struktur
3. dynamisch auf einer Aluminiumplatte im Vierpunkt-Biegeversuch

Die Ergebnisse der Optimierungen sind in der Veröffentlichung enthalten.

Mit dem entwickelten Konzept unter der angenommenen Dehnungsanregung (s. AP 4.2) können selbst im quasistatischen Fall mehrere μW Leistung erzeugt werden. Bei einer Skalierung der Harvester lässt sich somit schon vorab schließen, dass Verbraucher betrieben werden können. Im dynamischen Fall steigt die Leistung entsprechend quadratisch zur Dehnungsüberhöhung und linear mit der Frequenz. Unklar ist jedoch, wie hoch die Dehnungsamplitude im dynamischen Fall ist. Es würde aber auch bei einer beispielhaft um das zehnfache reduzierten Dehnung noch genügend Leistung für Verbraucher generiert.

Probenvorbereitung: Für den Aufbau des EH-Systems wurden die IXPP-Folien mit einer Kantenlänge von $60 \cdot 60 \text{ mm}^2$ in ein 1 cm^2 -Gitter unterteilt. Die positive und negative Elektrode wurden markiert, um sie im weiteren Prozess identifizieren zu können. Anschließend wurde die Folie entlang des Gitters geschnitten, um einen zusammenhängenden IXPP-Streifen mit einer Breite von 1cm zu erhalten. Auf diese Weise bleiben positive und negative Elektroden für verbunden. Im nächsten Schritt wurde der Streifen gefaltet, um einen Stapel parallel geschalteter Folienabschnitte zu erreichen. Die elektrische Verbindung im Stapel wurde für jeden Stapel anhand der Messung des elektrischen Widerstands zwischen dem untersten und dem obersten Blatt sowohl für die positive als auch für die negative Elektrode überprüft. Aufgrund der elastischen Eigenschaften des IXPP-Piezoelektrits blieben das Material und die Elektroden in den fast allen Fällen nach dem Falten intakt. Einige Proben mussten jedoch aufgrund von Elektrodenbeschädigungen ausgesondert werden. Ein Kontaktierungskabel für die positive Elektrode wurde in der untersten Schicht des Stapels befestigt, ohne dass eine Verklebung der Folie selbst erfolgte, um einen Einfluss auf die mechanischen Eigenschaften des Stapels zu vermeiden. Die Arme des Mechanismus sind aus Baustahl mit einer Breite von jeweils 1mm gefertigt. Sie wurden gebogen, um die in der Optimierung bestimmten Parameterwerte zu erreichen. Um die Arme mit der Platte zu verbinden, wurde ein Epoxidkleber verwendet, der für eine Aluminium-Stahl-Verbindung geeignet ist.

Das Kabel für die negative Elektrode wurde in der Mitte der Aluminiumplatte befestigt, nachdem ein Isolierlack auf den entsprechenden Bereich aufgebracht worden war, um einen Kontakt der IXPP-Elektrode mit der Aluminiumplatte zu verhindern. Die Isolierung wurde auch auf beiden Seiten der Druckplatte angebracht. Schließlich wurde der Stapel zwischen den Mechanismusarmen und der Aluminiumplatte eingeklemmt.

Für die Experimente wurden vier IXPP-Stapel (Nummern 2, 3, 4 und 5) mit drei Mechanismen (1, 2 und 3) kombiniert, so dass insgesamt 12 Permutationen von Energy-Harvestern untersucht wurden.

Die Lager und die Kontaktkante der Krafterregung sind aus Aluminiumrollen gefertigt. Die Rollen für die Anregung wurden auf einer Grundplatte mit einer Masse von 0,93 kg montiert. Ein Impedanzmesskopf unterhalb der Grundplatte misst Beschleunigung und Kraft. Weiterhin wird die elektrische Spannung des Piezoelektrits gemessen. Mit einem FFT-Analyzer werden komplexe Übertragungsfunktionen des Systems gemessen, insbesondere die von Kraft zu Beschleunigung

$$Z_{f,a} = \frac{a(\omega)}{f(\omega)} \quad (2.13)$$

von Kraft zu Spannung

$$Z_{V,a} = \frac{V(\omega)}{f(\omega)} \quad (2.14)$$

bei offenen Elektroden und von Kraft zu Ladung bei kurzgeschlossenen Elektroden

$$Z_{Q,a} = \frac{Q(\omega)}{f(\omega)} \quad (2.15)$$

Die Messkette ist in Abbildung 2.18 gezeigt.

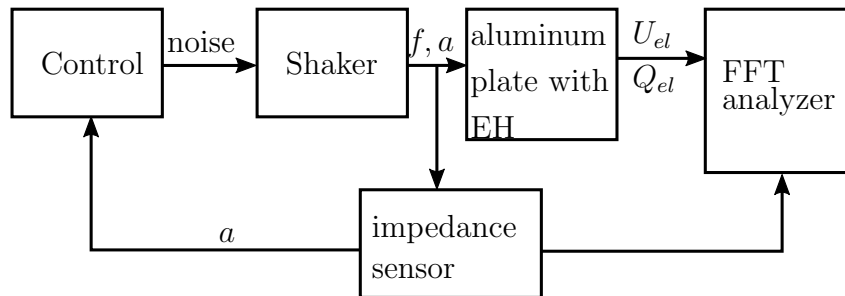


Abbildung 2.18: Messkette.

Das entwickelte Konzept wurde schließlich experimentell erprobt. Hierfür wurden Messreihen mit 3 Mechanismen und 5 Piezostacks durchgeführt, die alle miteinander kombiniert und mehrfach eingespannt wurden.

Die experimentellen Ergebnisse für die Gleichungen 2.27 bis 2.29 wurden im Frequenzbereich bis 500 Hz generiert und sind in der erwähnten noch nicht publizierten Veröffentlichung dargestellt. Weiterhin wurde für alle Messungen eine Matrix der FRAC-Werte in der jeweiligen Abbildung unter Berücksichtigung der komplexen Übertragungsfunktionen H_i im Sinne von

$$FRAC_{i,j} = \frac{abs(H_i' \cdot H_j))^2}{(H_i' \cdot H_i) \cdot (H_j' \cdot H_j)}. \quad (2.16)$$

berechnet. Für das mechanische Übertragungsverhalten im Sinne der Gleichung 2.27 wurde eine sehr gute lineare Abhängigkeit zwischen allen Messungen erreicht, so dass die Hauptabweichungen des mechanisch-elektrischen Übertragungsverhaltens den verschiedenen Piezoelektretproben mit unterschiedlichem Kopplungskoeffizienten sowie den Mechanikteilen und Kabelmassen zugeordnet werden können.

Für die Modellanpassung werden kleine Massen eingeführt, die den Kleber, den Isolierlack und die Kabel berücksichtigen. Es wurde ein Vergleich der simulierten Übertragungsverhalten des mechanisch-mechanischen (im Sinne der Gleichung 2.27) und mechanisch-elektrischen (im Sinne der Gleichung 2.28) Modells mit dem entsprechenden gemessenen Übertragungsverhalten durchgeführt. Es ist eine gute Übereinstimmung für den mechanischen Fall zu beobachten. Für den mechanisch-elektrischen Fall ist eine gute Übereinstimmung zwischen dem Modell und den leistungsstärksten Proben zu erkennen. Da die Aluminiumplatte und der Versuchsaufbau nicht vollkommen symmetrisch sind, weichen die experimentellen Ergebnisse leicht von den simulierten ab. Dies ist zwischen 200-250 Hz im mechanisch-elektrischen Fall und über 400 Hz sowohl im mechanischen als auch im mechanisch-elektrischen Fall zu beobachten.

Parallel-Tunnel FEP Mechanismus

Weiterhin wurde ein Konzept mit parallel-tunnel FEP untersucht. Parallel-Tunnel FEP ist eine spezielle Art von Piezoelektret, das im Vergleich zu typischen Polypropylen (PP)-

Piezoelektrite hohe δ_{31} -Koeffizienten liefert. Wie in der Literatur dargelegt, ist es sinnvoll, den piezoelektrischen Effekt von Parallel-Tunnel FEP durch den piezoelektrischen Spannungskoeffizienten g_{31} anstelle der Ladungskonstante δ_{31} zu beschreiben, da δ_{31} von der variablen Dicke der wellenförmigen Geometrie abhängt. Da in dieser Arbeit eine konstante Dicke t_{FEP} angenommen wird, wird ein entsprechender δ_{31} -Koeffizient zur Modellierung verwendet.

Die verwendete Probe entspricht der Darstellung in Abbildung 2.6. Für den Einsatz in Flugzeugen besteht das primäre Ziel bei der Entwicklung eines Energy Harvesters darin, die Gleichung 2.12 zu maximieren. Da die Energy-Harvester vergleichsweise klein sind, spielt das Volumen keine große Rolle, aber die Masse sollte so gering wie möglich sein, um den Treibstoffverbrauch zu reduzieren. Die Dehnungsenergie einer mechanischen Struktur ist nur in der Richtung der Ebene verfügbar. Im Gegensatz zu Piezokeramiken können Piezoelektrite viel höheren Dehnungen standhalten als metallische Strukturen. Wie gezeigt wurde, können Piezoelektrite, die direkt auf Metallplatten geklebt sind, nicht genügend Energie für die Energiegewinnung aus einer Dehnungsanregung liefern. Daher wird ein Mechanismus zur Dehnungsverstärkung eingeführt. Das in dieser Arbeit vorgeschlagene Konzept ist in Abbildung 2.19 dargestellt. Es besteht aus einem steifen Mechanismus, der die Dehnung einer Hoststruktur - dargestellt durch eine Kraft F - in eine Dehnung des Piezoelektritematerials umwandelt.

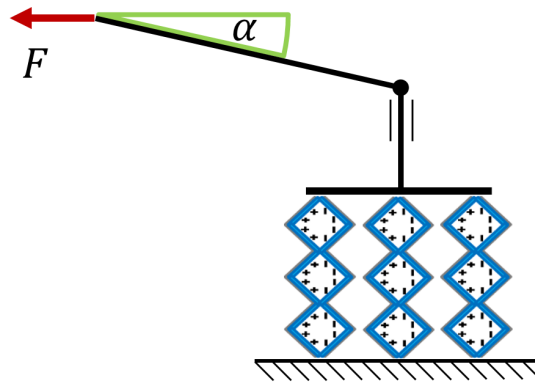


Abbildung 2.19: Konzept des Energy-Harvesters basierend auf parallel-Tunnel-FEP

Für das Konzept wurde wie in Abbildung 2.20 ein Modell aufgebaut, bei dem die Piezoelektritfolien parallel zur Ebene der Host-Struktur gestreckt werden, jedoch senkrecht zur Dehnungsanregung. Durch die Doppelseitige Belastung der Proben lässt sich eine Verdopplung der Dehnungsamplitude bei gleichem Winkel wie beim Konzept mit IXPP erreichen.

Das experimentelle Ergebnis wies auch nach einer Anpassung der Piezokonstanten eine große Abweichung vom simulierten Ergebnis auf. Dies kann klar auf die starke Abhängigkeit des Verhaltens der parallel-tunnel FEP Proben von der Vorspannung zurückgeführt werden. Durch eine Verklebung jeder einzelnen der nur mit 1 cm Breite herstellbaren Proben wurde je Probe eine leicht abweichende Vorspannung erzeugt. Dieses Verhalten brachte einen Nachteil für das Konzept mit sich. Das Konzept wurde aber aufgrund der Fortschritte in anderen Arbeitspaketen noch im letzten Projektjahr genauer untersucht. Dabei wurde der Fokus auf Versuche mit einzelnen Proben gelegt, deren Ergebnisse nach einer Modellvalidierung skaliert werden können.

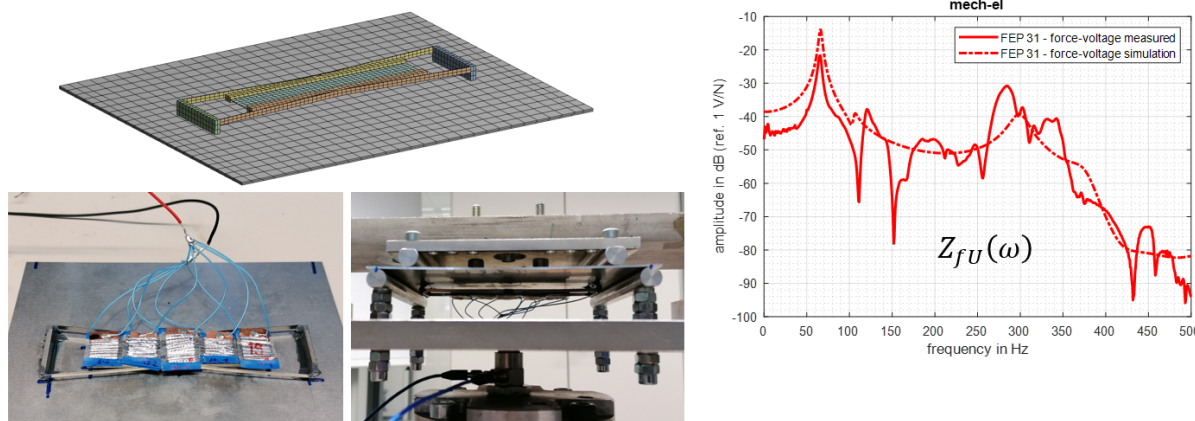


Abbildung 2.20: Simulationsmodell und experimenteller Aufbau des FEP-Mechanismus mit simuliertem und experimentell bestimmtem Verlauf des mechanisch-elektrischen Amplitudengangs

Für das Design des Mechanismus mit einer Probe wurden mehrere Überlegungen einbezogen. Da ein translatorisches Lager wie in der Abbildung 2.19 relativ schwer und kompliziert zu realisieren ist, wird ein symmetrischer Aufbau mit Armen auf beiden Seiten vorgeschlagen, um alle resultierenden Kräfte in x-Richtung und y-Momente zu kompensieren. Außerdem sollte der Mechanismus so einfach wie möglich sein, d. h. aus so wenig Teilen wie möglich bestehen. Im Sinne der Ökoeffizienz sollte der Mechanismus des Energy Harvesters aus wenigen unterschiedlichen Materialien bestehen, um eine relativ einfache Recyclbarkeit zu gewährleisten. Da der Energy Harvester in Flugzeugen eingesetzt wird, ist das Ziel eine Maximierung der elektrischen Leistung bei gleichzeitiger Minimierung der Gesamtmasse. Die Materialien für den Mechanismus selbst sollten so wenige unterschiedlich wie möglich sein, damit der Energy Harvester für den Einsatz in Flugzeugen einfach herstellbar ist. Er sollte eine ausreichend hohe Streckgrenze haben, um einen statischen und dynamischen Einsatz mit Sicherheitsfaktor zu ermöglichen.

In einem ersten Schritt wird ein analytisches Modell beschrieben, um den Einfluss der wichtigsten Konstruktionsparameter auf die Leistungsabgabe zu zeigen. Der zweite Schritt ist ein Finite-Elemente-Modell, das zusätzlich Konstruktionsparameter für die detaillierte Geometrie und damit den quantitativen Einfluss auf die Gesamtmasse und das dynamische Verhalten umfasst. Für beide Ansätze werden kleine Durchbiegungen und lineare Materialeigenschaften angenommen. Für das parallel-tunnel FEP-Piezoelement werden die in Tabelle 2.2 angegebenen Eigenschaften unter Verwendung eines anisotropen Materialmodells angenommen.

Auch wenn das Piezoelement aufgrund der Tunnelgeometrie keine konstante Dicke t_{FEP} hat, wird diese für das Modell als konstant angenommen, da nur die mechanische Belastung der gesamten Probe von Interesse ist. Entsprechend dieser Annahme wird die Kapazität des Materials in Form der Gleichung 2.10 modelliert. Dies wird durch eine Kapazitätsmessung ergänzt, die eine Kapazität von 30,86 pF für die untersuchte Probe ergibt. Für die Simulation in anderen Anwendungsfällen des Materials müssen jedoch die Grenzen des Modells beachtet werden. Zum einen ist die Dehngrenze des Materials zu beachten, bis zu der es als linear angenommen werden kann. Diese Grenze kann mit 5 bis 10 % Dehnung beziffert werden. Andererseits kann das vorgeschlagene Modell den Einsatz

Tabelle 2.2: Geometrie- und Materialeigenschaften von parallel-tunnel FEP für die Simulation (*zur Vereinfachung des Modells wurde eine konstante Dicke angenommen)

Name	Beschreibung	Wert
t_{FEP}^*	Dicke der FEP Folie	34.4 μm
l_{FEP}	Länge des FEP	0.01 m
w_{FEP}	Breite des FEP	0.01 m
ρ_{FEP}	Dichte des FEP	100 kg/m^3
$g_{31,FEP}$	elektrische Spannungskonstante im 31-Modus	6.86 V m N^{-1}
$Y_{1,FEP}$	E-Modul in 1-Richtung	$1.1 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$
ϵ_{33}	Permittivität in 3-Richtung	$1.2 \cdot \epsilon_0$

im δ_{33} -Modus nicht abbilden, da die Tunnelstruktur nicht geometrisch modelliert wird. Aufgrund des geringen elektromechanischen Kopplungsfaktors von Piezoelekturen kann davon ausgegangen werden, dass die Dielektrizitätskonstante für konstante Dehnung und konstante Spannung nahezu gleich ist. Für den ersten Modellierungsschritt wird die Annahme getroffen, dass die mechanische Reaktion des EH auf eine Hoststruktur aufgrund des Größenunterschieds zwischen der Flugzeugstruktur wie dem Flügel und dem EH vernachlässigt werden kann. Die angenommene Anregung der EH ist daher eine Dehnung mit einer Amplitude \hat{S}_1 in x -Richtung, die harmonisch mit einer Frequenz ω aufgebracht wird.

$$S(\omega) = \hat{S}_1 \cdot \sin \omega t \quad (2.17)$$

Abbildung 2.21 zeigt die Topologie des konzipierten Modells. l_{FEP} ist die Piezoelekterlänge in x -Richtung und w_{FEP} die Breite in y -Richtung. Aus Stabilitätsgründen und um eine gleichmäßige Belastung des elektromechanischen Wandlermaterials ohne Lager zu gewährleisten, wird ein doppelsymmetrischer Aufbau gewählt. Auf diese Weise ist es weiterhin möglich, die Dehnung im Piezoelekter zu verdoppeln. Die Dehnung im Piezo-

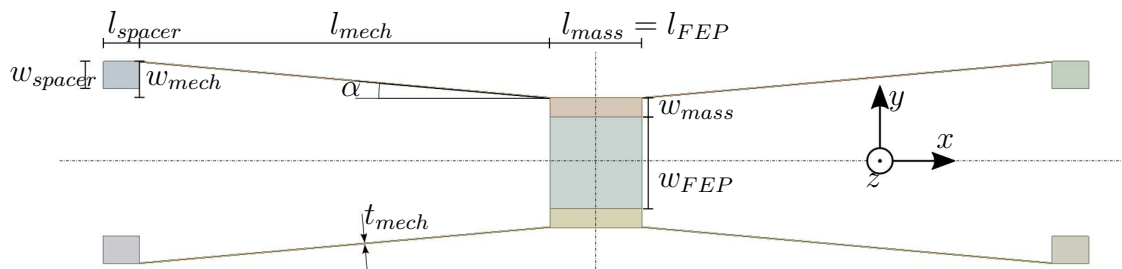


Abbildung 2.21: Parametrische Geometrie des Mechanismus

elektret folgt dem einfach Zusammenhang

$$S_{FEP} = \frac{2\delta y}{w_{FEP}}. \quad (2.18)$$

Da eine hohe Dehnungsamplitude im Piezoelektret angestrebt wird, ist gemäß Gleichung 2.18 eine kleine Breite erforderlich, wenn eine bestimmte Auslenkung δy als Anregung angewendet wird. In dieser Arbeit wird w_{FEP} mit 1cm als eine beliebige Breite gewählt, die klein genug ist, um die Anforderung einer ausreichenden Dehnungserhöhung zu erfüllen, aber noch groß genug für die Vorbereitung der Energy-Harvester per Hand ist. Die Länge wird vom Hersteller mit 1cm angegeben. Vernachlässigt man die Dehnungsverluste im Mechanismus, so führt eine konstante Dehnungsamplitude \hat{S}_x in der Struktur zu einer Verformung des Schnittpunktes der Kraft des Mechanismus in x-Richtung von

$$\delta x = \hat{S}_1 \cdot l_{mech} \quad (2.19)$$

wobei l_{mech} die auf die x-Achse projizierte Länge des Mechanismus ist. Die x -Verschiebung durch Oberflächendehnungen der Struktur führt zu einer y -Verschiebung des Verbindungspunktes zwischen Mechanismus und Piezoelektret. Es wird angenommen, dass die Steifigkeit des Mechanismus wesentlich höher ist als die Steifigkeit des Piezoelektrets. Das Lager wird als momentenfrei angenommen. Die Ausgangsverschiebung y des Mechanismus auf das Piezoelektret in Abhängigkeit von einer Eingangsverschiebung x kann durch das Kräftegleichgewicht beschrieben werden

$$\frac{f_x}{f_y} = -\frac{\delta y}{\delta x} = \frac{l_{mech}}{w_{mech}} = \cot \alpha. \quad (2.20)$$

Gleichung 2.20 zeigt auch die Abhängigkeit der Verschiebungsbeziehung vom Winkel α . Es ist offensichtlich, dass bei Annäherung an den Winkel $\alpha = 0^\circ$ (mit $0 < \alpha < \pi/2$) die Dehnungsübertragung theoretisch maximiert wird. Für sehr kleine Werte von α nimmt jedoch der nichtlineare Einfluss auf das Übertragungsverhältnis von Hoststrukturdehnung und Dehnung des Piezoelektrets zu. Dies führt zu einer erhöhten Empfindlichkeit gegenüber Fertigungsunsicherheiten. Beispielsweise erhöht eine Änderung des Winkels α von 2° auf 1° die Übersetzung in Bezug auf die Gleichung 2.20 von 28,64 auf 57,29. Dies führt einerseits zu einer verschlechterten Reproduzierbarkeit und damit Vorhersagbarkeit des Energy Harvesters. Andererseits könnte die potentielle Belastung der Mechanismenmaterialien so verstärkt werden, dass die Teile des Energy Harvesters beschädigt werden. Daher wird in dieser Arbeit als untere Grenze $\alpha_{min} = 5^\circ$ als ein willkürlicher, aber kleiner Wert gewählt, der einem Übersetzungsverhältnis von 11,43 entspricht.

Mit der Dehnung des Piezoelektrets

$$S_{FEP} = \frac{2\delta y}{w_{FEP}} = -\frac{2\cot(\alpha)\delta x}{w_{FEP}} = -\frac{2S_1 l_{mech} \cot(\alpha)}{w_{FEP}} \quad (2.21)$$

und durch Ersetzen von S_1 in Gleichung 2.11 mit S_{FEP} ergibt sich die elektrische Leistung zu

$$P_{el} = \frac{\delta_{31}^2 Y_{1,FEP}^2 A_{FEP} t_{FEP} 4l_{mech}^2 \cot(\alpha)^2}{2\epsilon_{33} w_{FEP}^2} S_1^2 \omega \quad (2.22)$$

was vereinfacht werden kann zu

$$P_{el} = 2 \frac{\delta_{31}^2 Y_{1,FEP}^2 l_{FEP} t_{FEP} l_{mech}^2 \cot(\alpha)^2}{\epsilon_{33} w_{FEP}} S_1^2 \omega. \quad (2.23)$$

Für die gegebene Energy-Harvester-Topologie in Abbildung 2.21 verbleiben neben der Anregungsamplitude und -frequenz die Auslegungsparameter l_{mech} , w_{FEP} und α . Unter Vernachlässigung der Dehnungsverluste im Mechanismus sowie der maximal zulässigen

Materialdehnungen wird die Leistungsabgabe maximiert, indem der Mechanismus mittels l_{mech} auf eine maximale Größe skaliert und α sowie w_{FEP} minimiert werden. Die Materialien im Mechanismus haben eine Streckgrenze, die im Entwurfsprozess berücksichtigt werden muss. Für das parallel-tunnel FEP Piezoelektret beträgt die maximal zulässige Dehnung etwa 10 %, die als charakteristische Randbedingung verwendet wird. Die entstehenden Spannungen im Mechanismusarm in Abhängigkeit von der Armlänge und für verschiedene Höhen des Mechanismusarms sind in Abbildung 2.22 dargestellt. Der Winkel wird zu 5° gewählt. Die Streckgrenze von Baustahl ist zusätzlich als Referenz mit Hilfe der Gleichung 2.21 dargestellt. Für alle angenommenen Geometrien ist zu erkennen, dass die Streckgrenze nicht erreicht wird. Für kleine Werte von l_{mech} hat der Mechanismus einen erheblichen Sicherheitsfaktor.

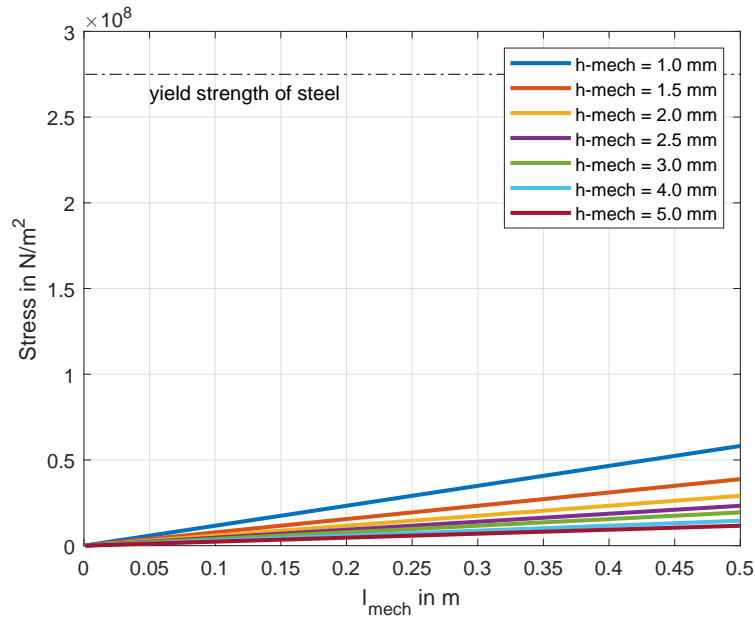


Abbildung 2.22: Auftretende Spannungen im Mechanismusarm in Abhängigkeit der Armlänge für verschiedene Höhen des Mechanismusarms, berechnet mit Hilfe der Gleichung 2.21. Die Streckgrenze von Baustahl ist als horizontale gestrichelte Linie dargestellt.

Die Gesamtmasse des EH kann berechnet werden zu

$$m_{EH} = m_{FEP} + m_{mech} = l_{FEP} \cdot w_{FEP} \cdot t_{FEP} \cdot \rho_{FEP} + 4 \cdot v_{mech} \cdot \rho_{mech} + 4 \cdot v_{spacer} \cdot \rho_{spacer} + 2 \cdot v_{mass} \cdot \rho_{mass}. \quad (2.24)$$

wobei die Volumina der Mechanismusteile v_{mech} , der Abstandshalter v_{spacer} und v_{mass} von der Detailgeometrie abhängig sind. Für den Fall von Mechanismusteilen mit konstanter Querschnittsfläche $A_{mech} = h_{mech} \cdot t_{mech}$, wie hier vorgeschlagen, ist das Volumen eines der Teile

$$v_{mech} = \frac{l_{mech}}{\cos(\alpha)} \cdot h_{mech} \cdot t_{mech}. \quad (2.25)$$

h_{mech} und t_{mech} sind die Höhe des Mechanismus in z -Richtung bzw. die Dicke. Mit Hilfe der Gleichungen 2.23 und 2.24 in Gleichung 2.12 wird die Ausgangsleistung pro Masse

in Abhängigkeit von der Anregungsamplitude in Kapitel 2.4.2 berechnet. Die Ergebnisse sind in der Abbildung 2.23 dargestellt.

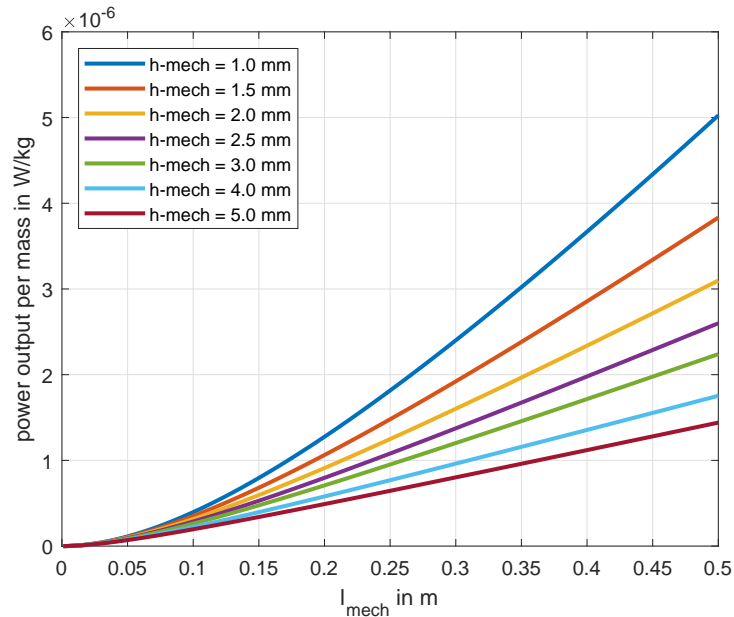


Abbildung 2.23: Geschätzte optimale Leistungsabgabe des Energy Harvesters pro eingesetzter Masse über die charakteristische Länge des Mechanismus und für verschiedene Höhen der Mechanismusarme h_{mech} . Berechnet unter Vernachlässigung der Krümmung der Hoststruktur und für eine Piezoelektretprobe mit einer Fläche von $1 \cdot 10^{-4} \text{m}^2$.

Reale Mechanismen haben außerdem keine Übertragung mit 100 % Wirkungsgrad. Durch die Materialelastizität wird die Dehnungsenergie von S_1 nicht (wie bisher in Gleichung 2.21 angenommen) vollständig in die Dehnungsenergie von S_{FEP} umgesetzt. Da die optimale Lösung von der Streckgrenze der Materialien abhängt, ist sie auch stark von der Anregungsamplitude abhängig. Hier wird die in Kapitel 2.4.2 berechnete Anregungsamplitude als Referenz verwendet. Für den dynamischen Fall hängt die Dehnungsverstärkung und damit die Leistungsabgabe des Energy Harvesters stark von der Massenverteilung ab. In dieser Arbeit wird dieses Problem mit Hilfe eines FE-Modells angegangen.

Für die Simulation als FE-Modell wird die in Abbildung 2.21 dargestellte parametrische Topologie verwendet. Als Hoststruktur wird eine Aluminiumplatte mit einer Länge 0,14 m, einer Breite 0,11 m und einer Höhe von 0,001 m angenommen, da diese Geometrie später in einem Vierpunkt-Biegeversuch verwendet wird. Die maximale Länge bei gleichmäßiger Dehnung beträgt bei diesem Aufbau 0,1 m.

In der Tabelle 2.3 sind alle im Modell verwendeten Parameter aufgeführt. In Abbildung 2.24 ist die resultierende Geometrie dargestellt, die mit hexaedrischen Elementen vernetzt ist.

Die Werte in der Tabelle 2.3 ergeben sich aus verschiedenen Annahmen. Die Länge des Mechanismus wird so groß wie möglich gewählt. Aufgrund der Abbildung 2.23 wird h_{mech} so klein wie möglich, aber noch herstellbar gewählt, um eine maximale Leistungsabgabe pro Masse zu erreichen. Gemäß Abbildung 2.22 ist die kleinste betrachtete Höhe 1 mm. Diese untere Grenze wird gewählt, um ein Verdrehen des Mechanismus aufgrund der Schwerkraft zu verhindern. Die Dicke t_{mech} wird minimiert, um die Biegesteifigkeit und

Tabelle 2.3: Parameter der detaillierten Geometrie

Parameter	Beschreibung	Wert
l_{mech}	proj. Länge des Mechanismusarms	43 mm
α	Winkel des Mechanismus	5°
t_{mech}	Dicke des Mechanismusarms	0.1 mm
w_{mech}	proj. Breite des Mechanismusarms	$l_{mech} \cdot \tan \alpha$
h_{mech}	Höhe des Mechanismusarms	1 mm
l_{spacer}	Länge der Spacer	4 mm
w_{spacer}	Breite der Spacer	3 mm
h_{spacer}	Höhe der Spacer	5 mm
l_{mass}	Länge der Masse	10 mm
w_{mass}	Breite der Masse	2 mm
h_{mass}	Höhe der Masse	1 mm

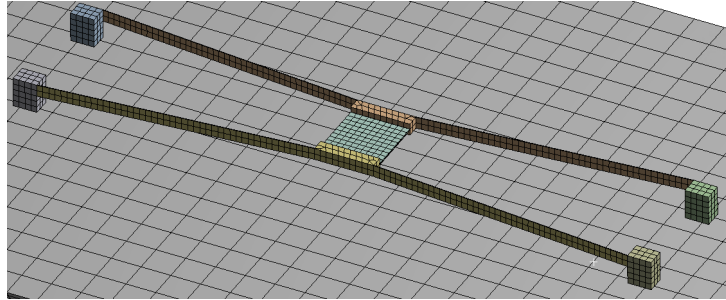


Abbildung 2.24: Geometrie des Finite Elemente Modells

die Masse zu reduzieren. Die Geometrie der Abstandshalter wird so gewählt, dass eine ausreichende Fläche für die Verklebung mit der Hoststruktur vorhanden ist. Die Höhe ist analog zum Konzept mit Abstanshaltern und IXPP. Da die Abstandshalter wie ein Biegebalken belastet werden, wird das Material im Gegensatz zum Mechanismus aus Aluminium gewählt. Die Massen bieten eine ausreichende Fläche für die Verbindung der Piezoelektretproben und sind so lang wie die Proben. Außerdem sind sie so hoch und breit, dass die Masse nicht zu einer Verkippung der ersten Resonanzfrequenz führt. Das Material ist Stahl, um die Masse zu konzentrieren und somit Platz zu sparen.

Die Bewegungsgleichung für das Energy-Harvester-System kann mithilfe der Massenmatrix \mathbf{M} , der Dämpfungsmatrix \mathbf{B} , der mechanischen Steifigkeitsmatrix \mathbf{K}_{xx} , dem Vektor der Auslenkungen \mathbf{x} und dem äußeren Kraftvektor $\mathbf{f}(t)$ beschrieben werden. Erweitert man das System um zusätzliche Freiheitsgrade ϕ für das elektrische Potential an allen Knotenpunkten des piezoelektrischen Materials, so ergeben sich die Gleichungen

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{x}} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{B} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{xx} & \mathbf{K}_{x\phi} \\ \mathbf{K}'_{x\phi} & \mathbf{K}_{\phi\phi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x} \\ \phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}(t) \\ \mathbf{q}(t) \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

$\mathbf{K}_{x\phi}(\delta)$ ist die piezoelektrische Kopplungsmatrix, $\mathbf{K}_{\phi\phi}(\epsilon)$ die elektrische Steifigkeitsmatrix und $\mathbf{q}(t)$ der Vektor der zu den elektrischen Freiheitsgraden korrespondierenden exter-

nen Ladungen. Eine Modellreduktion der piezomechanischen Struktur und eine Umwandlung in eine Zustandsraumdarstellung wird wie in der Literatur beschrieben durchgeführt. Für alle Simulationen wird die Leerlaufspannung des Piezoelektrits verwendet, um die maximale Leistung in einem optimalen Lastwiderstand zu berechnen. Die Piezoelektrit-Proben mit einer ursprünglichen Größe von $30 \times 10 \text{ mm}^2$ (Elektrodengeometrie) wurden in drei gleichförmige Teile geteilt, um die in dieser Arbeit verwendete Probe zu erhalten. Die Elektroden wurden kontaktiert und die Enden der Proben mit einfachem Isolierband befestigt (vgl. Abbildung 2.6). Der Mechanismus wurde auf einer Aluminiumplatte aufgebaut, wie oben in der Abbildung 2.25 gezeigt. Die Verbindung zwischen allen Metallteilen wurde mit einem Zweikomponentenkleber realisiert. Das Piezoelektrit wurde oben auf die Massen geklebt (vgl. Abbildung 2.25 Mitte) und in einem Vierpunkt-Biegeversuchsaufbau vorgespannt, der im unteren Bild der Abbildung 2.25 dargestellt ist. Bei diesem Aufbau wurde der Einfluss der Kabelsteifigkeit durch eine vertikale Anordnung minimiert.

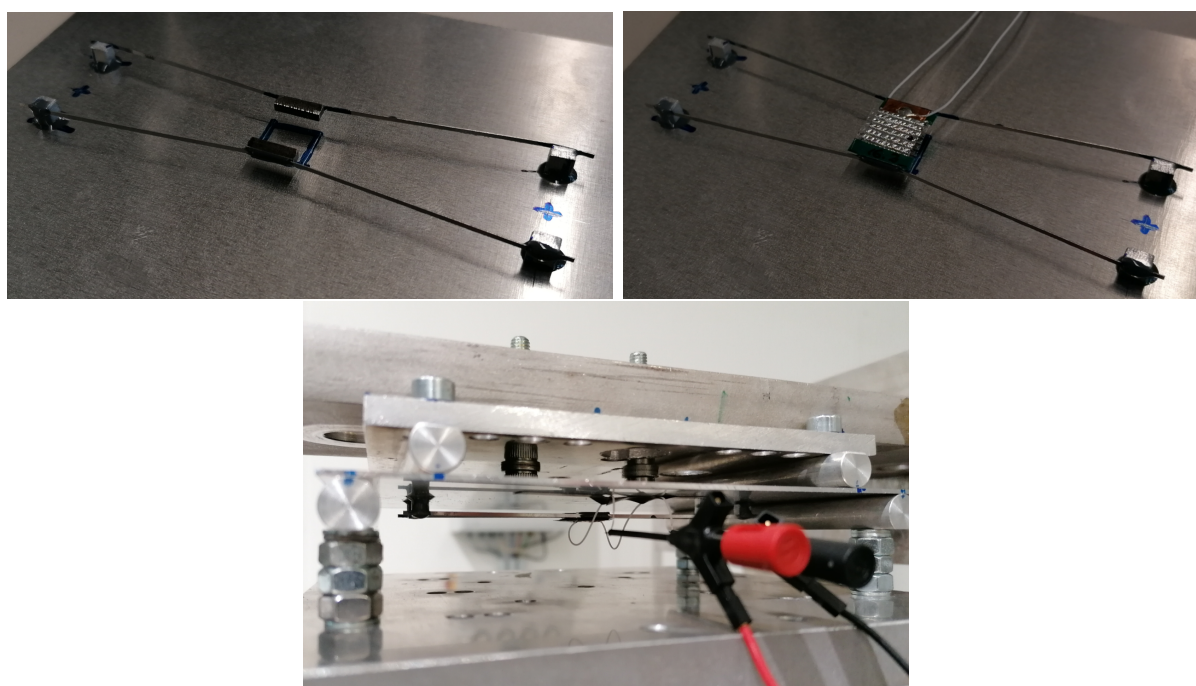


Abbildung 2.25: Zusammengebauter Mechanismus, oben: ohne parallel-Tunnel FEP, Mitte: mit parallel-Tunnel-FEP, unten: vorgespannt und elektrisch verbunden im Versuchsaufbau

In dem Aufbau misst ein Impedanzmesskopf unter der Grundplatte Beschleunigung und Kraft. Außerdem wird die elektrische Spannung und Ladung des Piezoelektrits gemessen. Mit einem FFT-Analysator werden die komplexen Übertragungsfunktionen des Systems gemessen, insbesondere die von Kraft zu Beschleunigung

$$Z_{f,a} = \frac{a(\omega)}{f(\omega)} \quad (2.27)$$

und von Kraft zu elektrischer Spannung

$$Z_{u_{el},a} = \frac{u_{el}(\omega)}{f(\omega)} \quad (2.28)$$

im offenen Zustand und von der Kraft zur Ladung im kurzgeschlossenen Zustand

$$Z_{Q,a} = \frac{Q(\omega)}{f(\omega)}. \quad (2.29)$$

Die Messkette ist in Abbildung 2.18 gezeigt.

Ein elektrodynamischer Schwingerreger regt den Aufbau mit einer Beschleunigung der Grundplatte an. Dies erzeugt eine Kraft f an den Kanten der Erregung, die die Platte in einen Biegezustand bringt. Die Biegung verursacht eine elektrische Spannung u_{el} bzw. je nach angeschlossenem elektrischen Netz eine elektrische Ladung Q_{el} zwischen den Elektroden. Die elektrische Spannung wird mit einem Elektrometer (Keithley 6517B) gemessen, die Ladung wird mit einem Ladungsverstärker (Kistler 5015A) gemessen. Die Frequenzgangfunktionen werden mit einem FFT-Analysator (Ono Sokki DS2000) gemessen. Die experimentellen Ergebnisse im Vergleich zu den Simulationsergebnissen für die Gleichungen 2.27 und 2.28 sind in den Abbildungen 2.26 und 2.27 im Frequenzbereich von 5 Hz bis 300 Hz dargestellt. Für die Modellanpassung werden kleine Massen eingeführt, die den Klebstoff, den Isolierlack und die Kabel berücksichtigen. Die Abbildungen 2.26 und 2.27 zeigen das Übertragungsverhalten des mechanisch-mechanischen und des mechanisch-elektrischen Modells im Vergleich mit dem gemessenen Übertragungsverhalten.

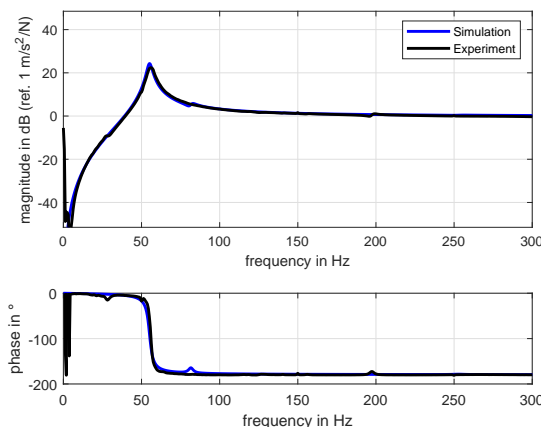


Abbildung 2.26: Simulation vs. experimentelle Ergebnisse des mechanisch-mechanischen Übertragungsverhaltens des Paralleltunnel-FEP-Mechanismus im Vier-Punkt-Biegeversuch

Das Modell kann das experimentelle Verhalten bis zu einer Frequenz von etwa 120 Hz sehr gut vorhersagen. Bei höheren Frequenzen führen asymmetrische Einflüsse zu Abweichungen, die insbesondere im mechanisch-elektrischen Übertragungsverhalten zu beobachten sind. Diese asymmetrischen Einflüsse werden jedoch im Modell nicht berücksichtigt, da sie nicht beabsichtigt sind. Das Simulationsergebnis im Sinne der Gleichung 2.29 ergibt sich aus dem Produkt des Simulationsergebnisses im Sinne der Gleichung 2.28 multipliziert mit der gemessenen Kapazität der Probe. Es lässt sich ableiten, dass die gemessene Kapazität für den betrachteten Frequenzbereich gültig ist.

Bei einer Kraft von 9,55 N in einer statischen Analyse mit des validierten Materialmodells wird die in Kapitel 2.4.2 berechnete Dehnung in der Aluminium-Hoststruktur erreicht. Durch die Oberflächendehnung und Biegung wird eine Dehnung von 5,3 % im Piezoelement erreicht, was innerhalb der zulässigen Dehnungsgrenze des Materials liegt. Ferner wird

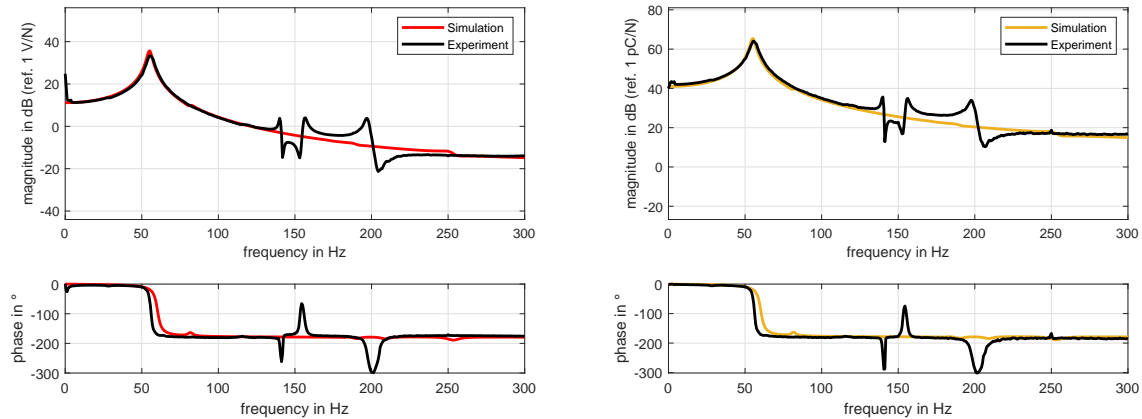


Abbildung 2.27: Simulation vs. experimentelle Ergebnisse für das mechanisch-elektrische Übertragungsverhalten des parallel-Tunnel FEP Mechanismus im Vierpunkt-Biegeversuch. Oben: Ergebnisse im Sinne der Gleichung 2.28 für offene Elektroden, Unten: Ergebnisse im Sinne der Gleichung 2.29 für kurzgeschlossene Elektroden

für diesen Fall eine Spannung von 34,4 V berechnet. Unter Verwendung der Gleichung 2.11 mit einer gemessenen Piezoelektrikkapazität von 30,86 pF wird eine quasistatische Ausgangsleistung bei 1,5 Hz von 344,2 nW berechnet. Die Gesamtmasse des verwendeten Energy Harvesters beträgt 1,1 g. Daraus ergibt sich ein Verhältnis von Leistung zu Masse (Gleichung 2.12) von $302,6 \mu\text{W kg}^{-1}$. Dieser Wert kann vervielfacht werden, wenn eine viel größere Piezoelektrik-Oberfläche mit der gleichen Mechanismustopologie verwendet wird. Es ist zum Beispiel möglich, mehrere Proben gleichzeitig übereinander zu verwenden. Eine praktische Möglichkeit zur Vervielfachung der Gesamtleistung ist die Anordnung in Clustern. Dies wird in einem späteren Arbeitspaket erörtert.

2.3.3 Bewertung und Auswahl von Konzepten

Wie im vorherigen Kapitel diskutiert weist der IXPP-Mechanismus durch die Stapelbarkeit der Piezoelektrikfolien einen Vorteil gegenüber dem Konzept mit FEP auf. Die Kapazität lässt sich somit leichter und platzsparender skalieren. Insbesondere hinsichtlich der Vorspannung ist das Piezoelektrik parallel-tunnel FEP herausfordernd bei der Verwendung mehrerer Proben. Zur Lösung des Problems müsste die Herstellung der Proben angepasst werden. für eine wissenschaftliche Bewertung durch Skalierung des Aufbaus sind die Proben jedoch geeignet. Da der realistisch erzeugbare Leistungsoutput beim Konzept mit IXPP größer ist, wird dieses Konzept jedoch im Wesentlichen weiterverfolgt. In AP 4.5 (Bewertung und Energieabschätzung) werden die Konzepte zudem mit konventionellen Lösungen verglichen.

2.4 Modellierung und Integration - AP 4

2.4.1 Modellierung der Flugzeugkomponenten

Zur Herleitung von Dehnungsdaten für die Abschätzung der generierbaren Leistung mit Piezoelektretfolien an Tragflügeln wurden seitens des SAM erste Arbeiten durchgeführt. Anhand des NASA Common Research Models (CRM) wurde der Einfluss von Triebwerksunwuchten und Aerodynamik auf die Dehnungsverteilung im Flügelkasten größenordnungsmäßig berechnet. Dazu wurde wie in Abbildung 2.28 zu sehen eine in erster Abschätzung stufenförmige Anregung gewählt, die einen elliptischen Verlauf annähert. Die Flügelwurzel wurde mit der halben Rumpfmasse beaufschlagt und in vertikaler Richtung verschiebbar gelagert. Im weiteren Projektverlauf wurde dies präzisiert durch eine Druckerregung, die eine Kraftamplitude proportional zur Fläche erzeugt.

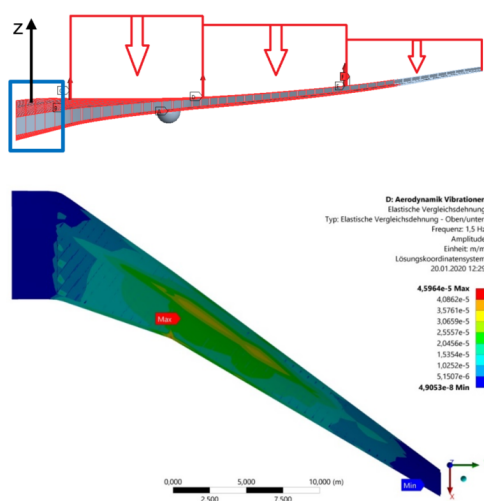


Abbildung 2.28: Randbedingungen und Dehnungsabschätzung mithilfe des NASA CRM

Dehnungsgrößen lagen in der Größenordnung von $1e-5$ m/m. Diese kann mit dem 4-Punkt-Biegeversuch abgebildet werden. Die hier dargestellten Ergebnisse können auch dem AP 4.2 zugeschrieben werden.

2.4.2 Definition der Erregerquellen und Schwingungsanalyse

Ausgehend von AP 4.1 wurde als wesentliche Erregerquelle für die zu verwendeten Energy-Harvester die stationäre Strömung durch die Umgebungsluft angenommen. Mithilfe von Literaturdaten wurde eine gleichmäßig aufbrachte Druckerregung auf das NASA CRM (s. Abbildung 2.29 in einer harmonischen Analyse so angepasst, dass eine Beschleunigung von $0,06$ m/s² in der vertikal frei gelagerten Flügelwurzel entstand. Die resultierende Maximaldehnung bei wurde als Beispielanregung für die untersuchten Energy-Harvester verwendet. In Abbildung 2.29 sind zudem angenommene Massenverteilungen dargestellt.

2.4.3 Integration der Konzepte in die Komponenten

Es wurde die Annahme getroffen, dass die mechanische Rückwirkung der konzipierten Energy-Harvester auf die Flügelstruktur aufgrund des Größenunterschieds vernachlässigbar ist. Daher wurde in erster Näherung eine Leistungsabschätzung des IXPP Energy-Harvesters über eine Skalierung des Ergebnisses aus AP 3 durchgeführt. Hierfür wurde

Massenverteilung:

Part	description	Added mass
engine mount	engine mass	5,410 kg
wing tank	fuel mass	8,500 kg
wing root	fuel mass	17,200 kg
wing root	fuselage mass	40,200 kg
wing root	payload	15,000 kg

Gleichmäßige Druckverteilung auf Oberfläche als zyklische Druckdifferenz

Beschleunigung von $a = 0.06 \frac{m}{s^2}$ in Flügelwurzel

$$\epsilon_{max} \approx 4.5 \cdot 10^{-5} \frac{m}{m} @ 1.5 Hz$$

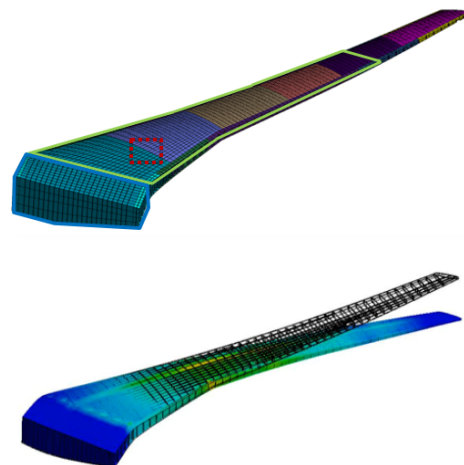


Abbildung 2.29: Massenverteilung für das NASA CRM mit angenommenen Randbedingungen und resultierender Maximaldehnung für stationären Fall (smooth cruise)

eine möglichst raumeffiziente Platzierung mehrerer Harvester auf einer Kontrollgeometrie von $1 m^2$ als Ziel gesetzt. Ein dadurch entstehendes Cluster für Energy Harvesting ist in Abbildung 2.30 dargestellt und diskutiert.

Es ergibt sich durch eine schräge Anordnung zusammenhängender Folien eine maximale Leistung von $16 mW$ pro m^2 .

Eine mögliche Anordnung des parallel-Tunnel FEP Energy-Harvester-Prinzips ist in Abbildung 2.31 dargestellt. Unter Verwendung der Geometrie des Energy Harvesters dieser Arbeit (die Gesamtbreite des Energy Harvesters beträgt $2,39 cm$) kann eine Anordnung von etwa $42 \cdot 20 = 840$ Energy Harvestern innerhalb von $1 m^2$ verwendet werden, was zu einer Ausgangsleistung von $289,1 \mu W$ führt. Dies kann schließlich mit der Anzahl der verwendeten Ferroelektrete in einem Mechanismus multipliziert werden. Wird beispielsweise dieselbe Masse mit einer anderen Geometrie verwendet, um ein größeres Ferroelektret mit einer um das Dreifache vergrößerten Oberfläche und jeweils drei Schichten zu halten, erhöht sich die Ausgangsleistung auf $2,6 mW$, selbst bei einer statischen Anregung. Die Gesamtmasse berechnet sich zu $930,7 g$. Die Leistungsabgabe pro Masse im Sinne der Gleichung 2.12 steigt auf $2,8 mW kg^{-1}$. Im Vergleich zum vorgestellten Konzept ist dies etwa um die Anzahl der zusätzlich verwendeten Ferroelektretproben pro Energy Harvester größer, da die Proben eine vernachlässigbare zusätzliche Masse verursachen.

Um die Konzepte im Sinne der vorgestellten Cluster simulativ umzusetzen, wurde eine Modellierungsstrategie umgesetzt, die im Sinne der Übersichtlichkeit in Kapitel 2.4.4 zusammengefasst vorgestellt wird.

Weiterhin wurde eine Demonstratorstruktur zur Integration des ausgewählten IXPP-Mechanismus aufgebaut (s. Abbildung 2.32). Da die Leistung pro Masse beim IXPP-Mechanismus ausreichend hoch, und das Material robuster ist, wurde das Konzept hier weiter verfolgt. Es wurde ein Demonstrator mit Geometrie eines Dreiecksbalkens aufgebaut, der vorerst ohne Einspannung mit einem Scanning-Laservibrometer hinsichtlich seiner modalen Parameter untersucht wurde. Hierbei wurde eine Exp. Modalanalyse (frei-frei) mit automatischem Modalhammer durchgeführt. Beim Vergleich mit einem Simulationsmodell wird üblicherweise die Matrix der Werte des Modal Assurance Criterion (MAC) zwischen Experiment und Simulation berechnet. Diese ist farblich in der Abbildung dar-

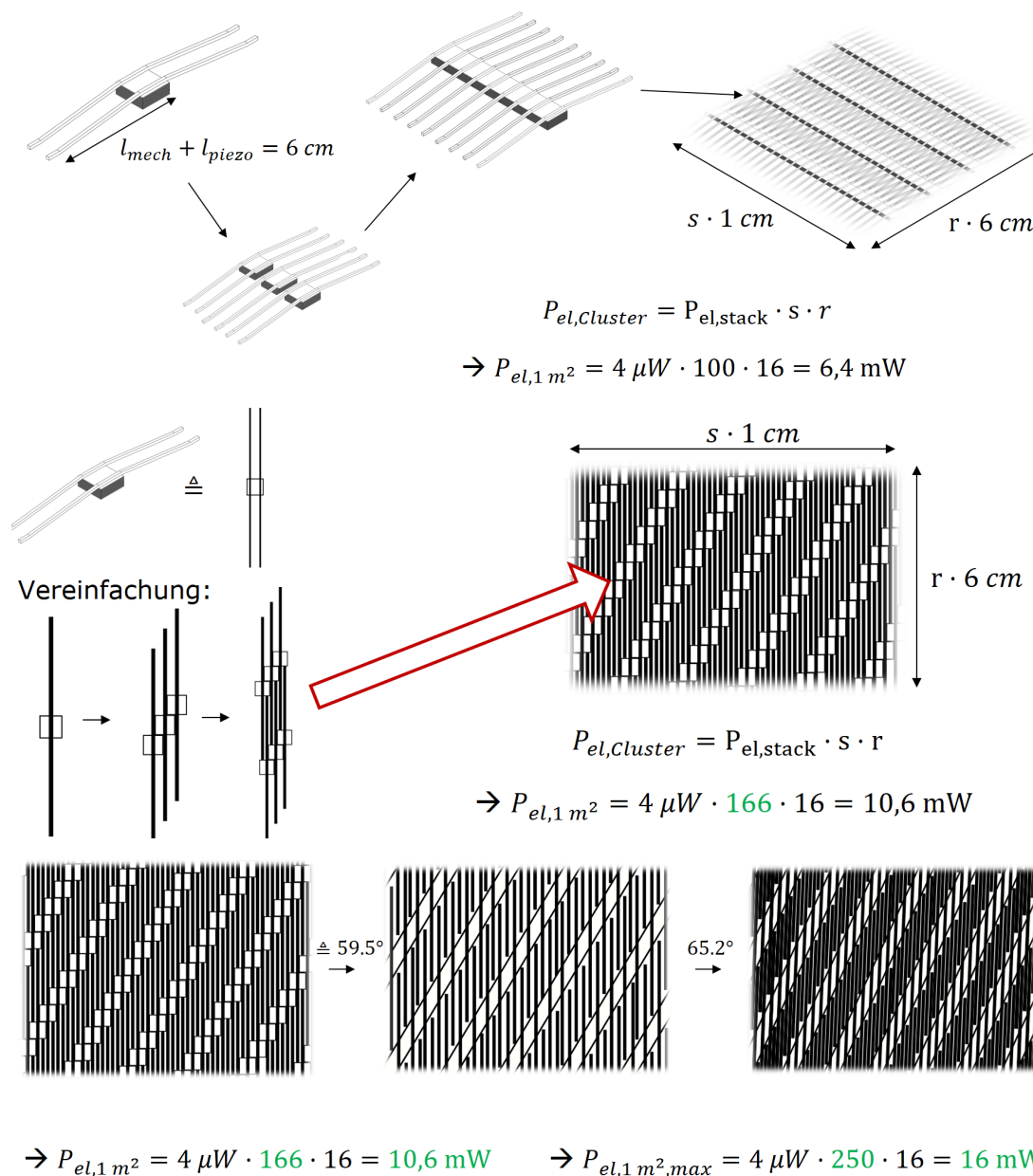


Abbildung 2.30: Mögliche Anordnung des ausgewählten Konzeptes in einem Cluster und resultierende Leistung

gestellt, wobei eine hohe lineare Abhängigkeit zwischen den experimentell und simulativ ermittelten Moden ermittelt werden konnte.

Für die Applikation des EH wurde im Vergleich zur Platte hier ein Kohleroving als Mechanismusteil verwendet, Dieses ist steifer und leichter als Stahl und hat zudem eine vernachlässigbare Biegesteifigkeit System wurde Modelliert und simuliert, und im Anschluss experimentell aufgebaut.

Die Ergebnisse mit Mechanismus sind in Abbildung 2.33 gezeigt. Das mechanische Übertragungsverhalten zeigt eine gute Übereinstimmung im Vergleich von Experiment und simulation Beim mechanisch-elektrischen Verhalten ist ebenfalls ein ähnliches Verhalten erkennbar, jedoch sind noch geringe Abweichungen zu sehen. Unterschiedliche Leistungs-metriken in der ersten Eigenfrequenz und die Spannung über einen 10 MOhm-Widerstand (gestrichelte Kurve) sind in der Tabelle in der Abbildung gezeigt.

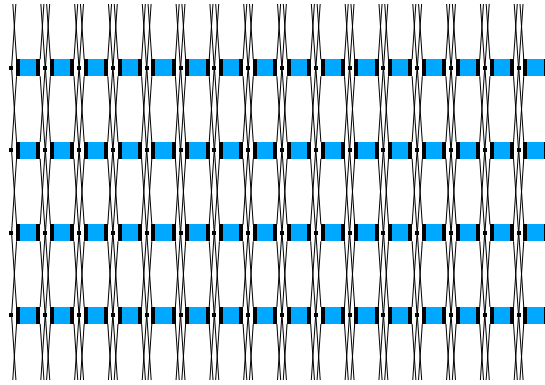


Abbildung 2.31: Mögliche Anordnung des untersuchten Mechanismus in einem Cluster

- Optische Messung



- Vergleich mit Simulation

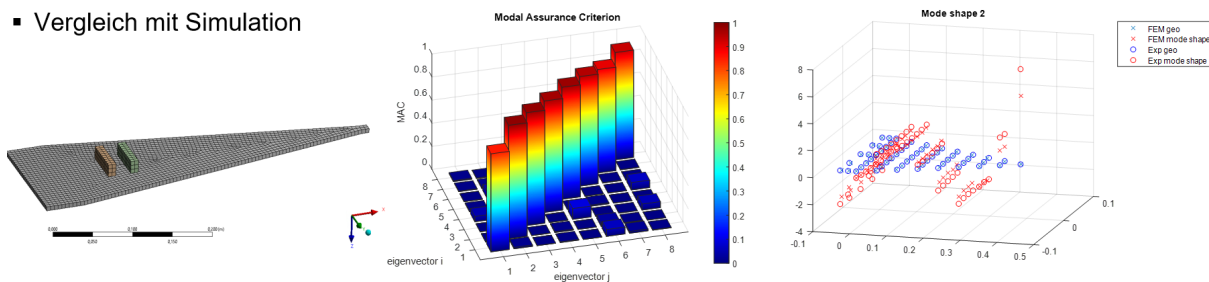


Abbildung 2.32: Optische Messung und Modellabgleich der frei gelagerten Demonstratorstruktur ohne Energy-Harvester

Die Gesamtmasse des Energy-Harvesters setzt sich zusammen aus der Mechanismus-Masse $m_{mech} = 0.2521g$ und der Masse des Piezoelektrits $m_{IXPP} = 0.2571g$ zu $m_{EH} = 0.6092g$. Damit ist die Masse nur in etwa so groß wie die des kleineren Mechanismus mit Stahl. Das Kohleroving kann prinzipiell noch aufgeteilt werden, wodurch eine bessere normierte Leistung möglich ist.

2.4.4 Optimierung und numerische Demonstration

Die Optimierung und numerische Demonstration der Detailgeometrie und Clustern wurden schon in vorhergehenden Kapiteln diskutiert. Ein weiterer Aspekt in der Optimierung eines Energy Harvesting Systems bildet die Platzierung. Hierzu wurde mithilfe einer MATLAB-ANSYS-Schnittstelle ein Algorithmus implementiert, der Piezoelemente hinsichtlich der Maximierung ihres generalisierten elektromechanischen Kopplungskoeffizienten auf einer mechanischen Struktur - repräsentiert durch ein Finite-Elemente-Modell - platziert. Es wurden Algorithmen wie ein Brute-Force-Algorithmus, eine Tabu-Suche, ein Greedy-Algorithmus und ein genetischer Algorithmus implementiert. Beispielhafte Ergebnisse dazu sind in Abbildung 2.34 dargestellt. Diese können in Folgeprojekten zur

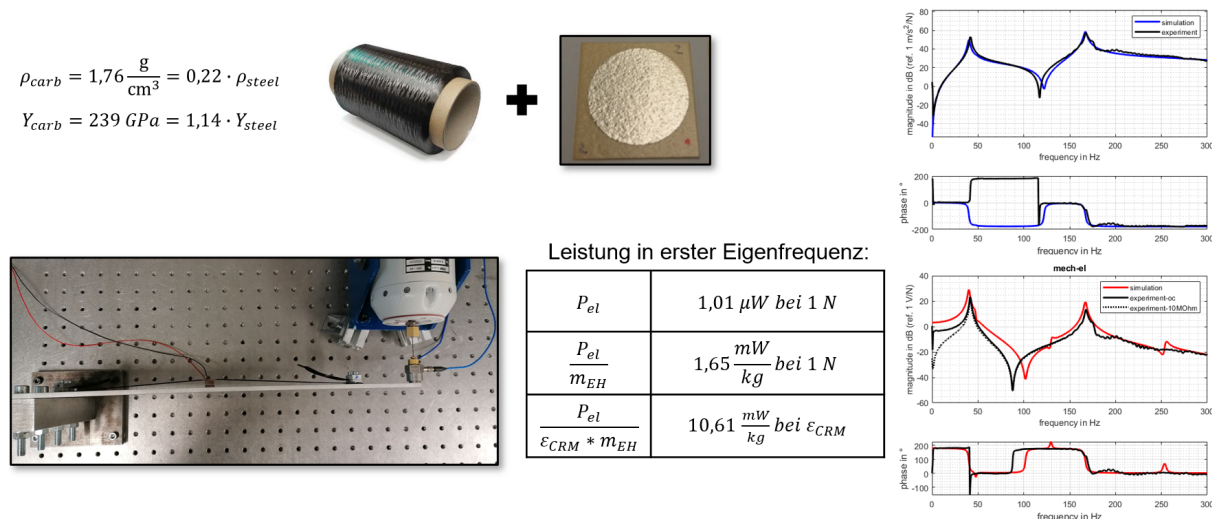


Abbildung 2.33: Messung und Modellabgleich der eingespannten Demonstratorstruktur mit IXPP-Mechanismus unter Verwendung von Kohlefaser

automatisierten Platzierung von Energy-Harvester Konzepten verwendet werden.

▪ Patches für Moden 1 und 3

	P_ID		Dicken in m	
Run 1	5	1	0.0046	0.0013
Run 2	10	1	0.0026	0.0032
Run 3	3	1	0.0034	0.0022
Run 4	4	3	0.0037	0.0023
Run 5	3	1	0.0022	0.0027

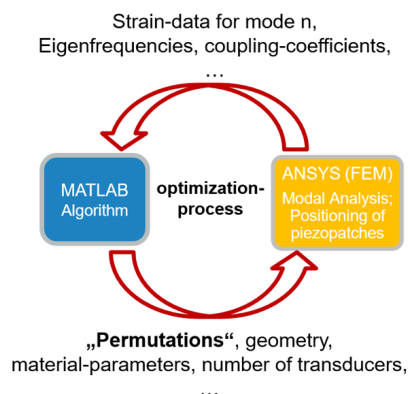
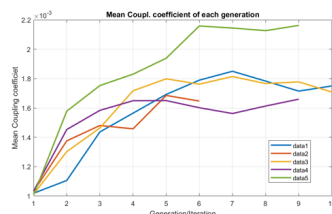
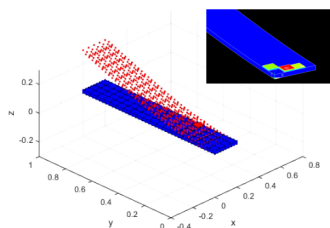


Abbildung 2.34: Modellbasierte Optimierung der Position von Energy Harvestern über eine Matlab-ANSYS Schnittstelle

Zur Kopplung mehrerer Energy Harvester Mechanismen im Sinne einfacher Varianten der vorgestellten Cluster, wurde ein analytisches Modell (s. Abbildung 2.35 für das vorgeschlagene Energy Harvester System beschrieben, um die Recheneffizienz zu steigern. In der Tabelle auf der linken Seite der Abbildung ist die Verwendung von Kohlefasern als Mechanismusmaterialien zu erkennen, die einen hohen E-Modul und eine geringe Dichte aufweisen. Außerdem wird für jeden EH eine Resonatormasse, die sogenannte seismische Masse, verwendet. Auf diese Weise kann der EH auf bestimmte Frequenzen abgestimmt werden. Die Steifigkeitsmatrix des gesamten EH wird aus einer Erweiterung eines Stapelmodells durch Freiheitsgrade erreicht, die im Federmodell dargestellt sind. Nach den piezoelektrischen Grundgleichungen können die mechanischen, elektromechanischen und dielektrischen Teile des Modells ermittelt werden. Der piezoelektrische Kopplungskoeffizient

ent als Maß für die Effizienz der Energiewandlung ist in den Matrizen als κ_p bezeichnet.

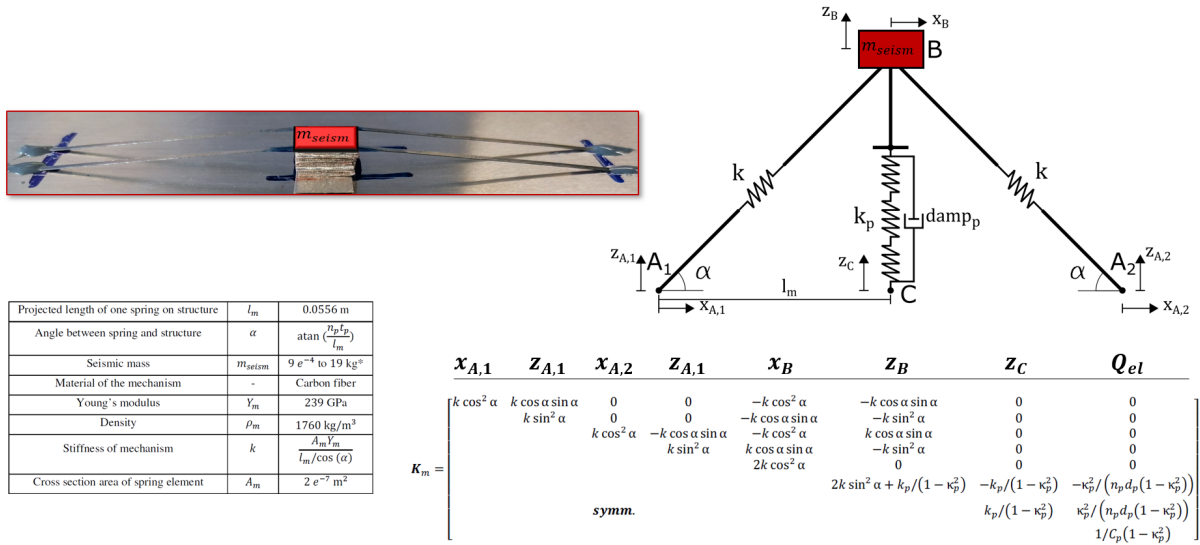


Abbildung 2.35: Mechanismus mit seismischer Masse und Federmodell mit (elektromechanischer) Steifigkeitsmatrix

Eine Motivation der Modellierung ist es, mehrere der zuvor beschriebenen EH-Modelle mit einer Hoststruktur zu verbinden, wie in Abbildung 2.36 schematisch dargestellt, ohne für jede Anpassung der EH-Parameter eine erneute Modellordnungsreduktion durchführen zu müssen. Die Kopplung wird durch eine Verbindung von Zustandsraummodellen in Admittanz-Impedanz-Formulierung erreicht. Der x -Vektor umfasst alle Verschiebungen und Ladungen, wohingegen der y -Vektor alle Kräfte und elektrischen Spannungen enthält. Der Zustandsraum des EH besteht aus drei verschiedenen Matrizen, A, B und C, die die Kopplung von EH-Modell mit dem Strukturmodell, u. a. durch Berechnung der Verschiebung der seismischen Masse, abbilden.

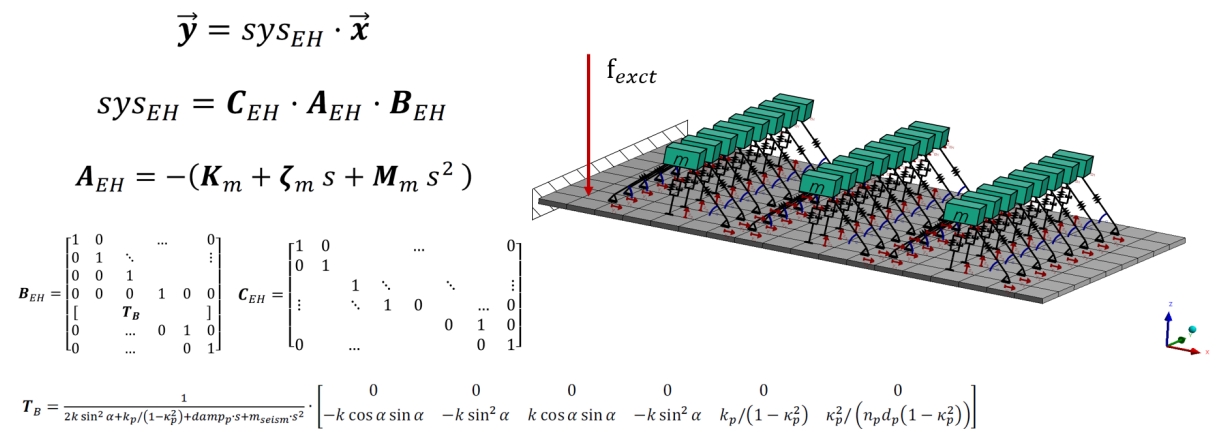


Abbildung 2.36: Mechanische Kopplung der Energy-Harvester Modelle an ein Finite Elemente Modell

Die Leistungsberechnung wird mithilfe zusätzlicher Zustandsraummodelle der elektrischen Widerstände erreicht. Jeder EH ist mit einem optimalen Lastwiderstandsmodell verbun-

den, der nur frequenzabhängig ist, da sich die Kapazität des Stapels nicht ändert. Die Kopplung der Modelle zum Gesamtsystem ist in Abbildung 2.37 links zu sehen. Die Leistung bzw. Leistung pro Masse wird schließlich mit der dargestellten Gleichung rechts berechnet. Im Sinne einer Parallelschaltung werden die Spannungen dazu gemittelt und die Ladungen aufaddiert.

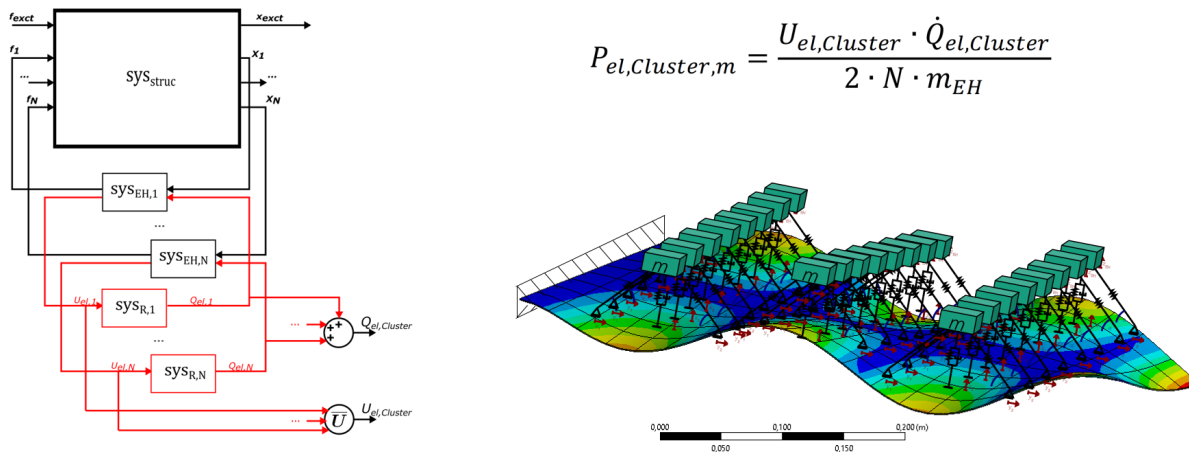


Abbildung 2.37: Gesamtsystem und Leistungsberechnung

In Abbildung 2.38 sind Ergebnisse für einen Balken mit 2mm und 5mm Dicke gezeigt. Zu sehen sind das mechanische Übertragungsverhalten, die Leistung pro Clustermasse und eine normierte Leistung im Frequenzbereich. Letztere bezieht die absolut erzeugte Leistung auf die Anregungsleistung. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird nur eine Auswahl der Ergebnisse gezeigt. Die Tabelle fasst die entsprechenden Maximalwerte für jeden Fall zusammen. In Bezug auf das mechanische Übertragungsverhalten zeigt sich, dass die Schwingungen bei den gewählten Resonanzfrequenzen in allen Fällen deutlich reduziert werden. Die Energy Harvester dienen also als wirksame Schwingungsabsorber. Es gibt aber auch einige Nebeneffekte, bei denen die Schwingung abseits der Abstimmfrequenzen leicht erhöht wird. Eine deutliche Schwingungsminderung, wie sie bspw. zwischen 200 und 300 Hz zu sehen ist, kann als Stoppband eingeordnet werden. Dies ist ein Phänomen, das üblicherweise in Verbindung mit vibroakustischen Metamaterialien in Erscheinung tritt. Bezüglich der Leistung ist zu erkennen, dass bei niedrigen Frequenzen die Leistung pro Masse vergleichsweise gering ist, da die Resonatormassen sehr hoch werden. Auch wenn im Cluster zusätzliche Masse verwendet wird, ist die Leistungsabgabe pro Masse für einen Großteil der Eigenfrequenzen deutlich höher. Die maximalen Leistungen nehmen mit höheren Frequenzen im untersuchten Frequenzbereich zu. Für den Balken mit 5mm Dicke sind der Betrag der Übertragungsfunktion sowie die Leistungsmetriken in der Abbildung rechts dargestellt. Auch hier ist eine deutliche Schwingungsreduktion im mechanischen Übertragungsverhalten zu erkennen. Insbesondere bei den höheren Frequenzen ist eine relativ große Bandbreite der Schwingungsreduzierung zu beobachten. In Bezug auf die Leistungsmetriken lassen sich qualitativ ähnliche Ergebnisse wie für den Balken mit 2mm Dicke beobachten, obwohl die Ausgangsleistungen aufgrund der höheren Steifigkeit des dickeren Balkens natürlich geringer sind. Die maximalen Leistungen werden insgesamt bei niedrigeren Frequenzen erreicht als beim dünneren Balken. Die maximale normalisierte Leistung ist höher als die des dünneren Trägers, was in einigen Fällen auf einen höheren Gesamtwirkungsgrad hinweist. Dies kann jedoch nicht als allgemeines

Ergebnis angesehen werden, da nur eine Clustertopologie untersucht wurde. Außerdem unterschätzt die Rayleigh-Dämpfung möglicherweise die Dämpfung der Hoststruktur im Bereich zwischen 200 und 350 Hz.

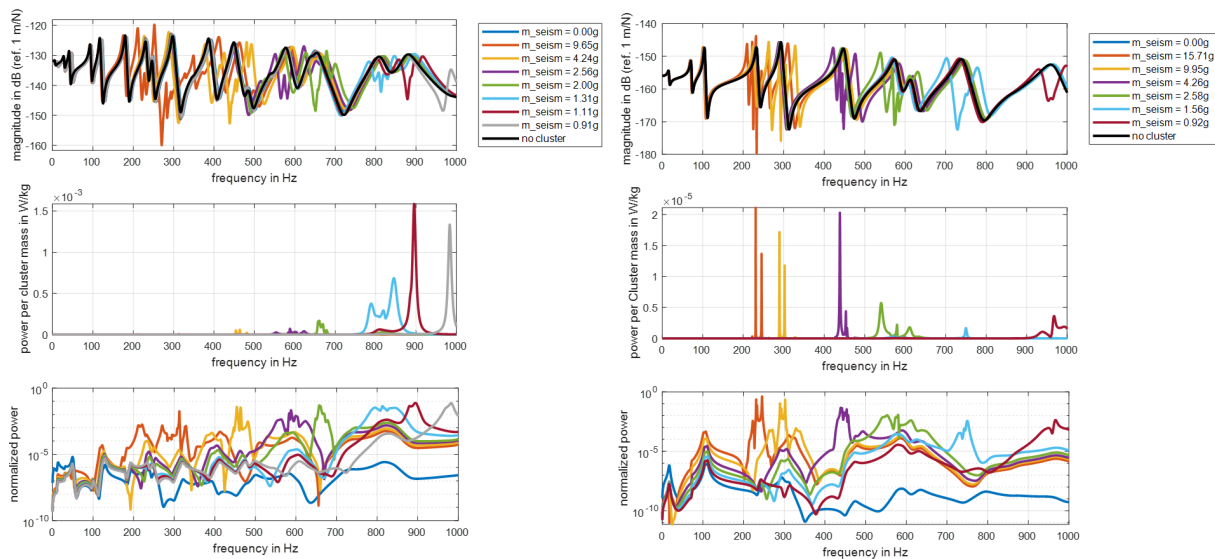


Abbildung 2.38: Ergebnisse; links: Balken mit 2 mm Dicke; rechts: Balken mit 5 mm Dicke

2.4.5 Bewertung und Energieabschätzung

Eine Energieabschätzung in Sinne einer Leistungsabschätzung wurde zur Übersichtlichkeit schon im Abschnitt 2.4.3 für unterschiedliche Fälle vorgestellt.

Um die erstellten Konzepte einzuordnen und damit zu bewerten, wurden im Vorhaben weiterhin Vergleiche mit unterschiedlichen konventionellen Konzepten zur Bereitstellung elektrischer Leistung durchgeführt. Für den Vergleich mit Piezokeramiken wurde eine PZT-Piezokeramik auf einer baugleichen Aluminiumplatte unter den gleichen Anregungsbedingungen wie die Mechanismen vermessen. Die Piezokeramik wurde auf die Aluminiumplatte geklebt und kontaktiert wie in Abbildung 2.39, links gezeigt. In der Grafik rechts ist das Übertragungsverhalten hinsichtlich Amplitude und Phase der elektrischen Spannung gezeigt sowohl für das Experiment als auch für eine abgegliche Simulation. Dabei wurde in der Rückführung des Zustandsraum-Modells der Piezokeramik ein Widerstand eingefügt, dessen Wert als Abgleichsparameter gesetzt wurde. Der Widerstand ergab sich zu $180k\Omega$, der messtechnisch überprüft wurde. Insbes. im niederfrequenten Bereich führt dieser innere Widerstand zu sehr geringen Spannungen, da Ladungen zwischen den Elektroden zu schnell abfließen. Hier wird der niederfrequente Vorteil der entwickelten Piezoelektret-Mechanismen ggü. Piezokeramiken ersichtlich. Simulations

In Abbildung 2.40 sind die entsprechenden Spannungs- und Ladungskurven der Mechanismen im Vergleich zur Piezokeramik gezeigt. In den Spannungskurven (offene Elektroden) ist der genannte Nachteil der Piezokeramik ersichtlich. Hier gibt es niederfrequente Spannungsverluste, die begründet sind durch den vergleichsweise geringen inneren Widerstand im Material. Die Spannungen der Piezoelektret-Konzepte weisen auch im niederfrequenten keine Verluste auf. Die Spannung des FEP-Mechanismus ist im Vergleich zu den anderen Konzepten deutlich höher. Rechts sind die entsprechenden (Kurzschluss-)Ladungskurven gezeigt, wobei hier die Ladung der Piezokeramik auf die Masse des IXPP-Mechanismus

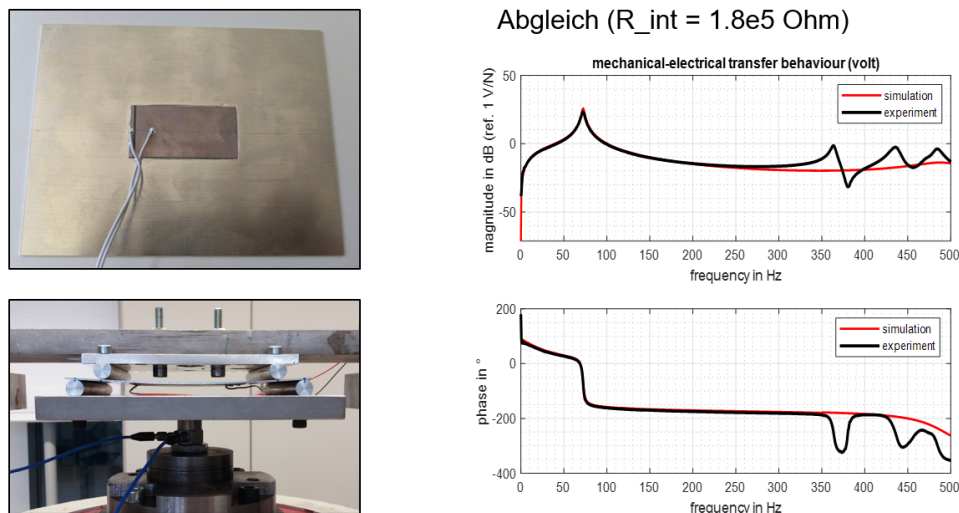


Abbildung 2.39: Experimentelle Untersuchung und Modellabgleich einer Piezokeramik

normiert wurde. Die Ladung des FEP-Mechanismus ist weiterhin gezeigt und liegt niedriger als die des IXPP-Mechanismus trotz einer etwa doppelt so hohen Masse. Damit können die entwickelten Konzepte als insgesamt ähnlich performant wie PZT eingestuft werden hinsichtlich der Leistung pro Masse und das schon für kleine Spannweiten und mit umweltfreundlicheren Materialien. Für sehr niedrige Frequenzen haben sie deutliche Vorteile ggü. den Piezokeramiken.

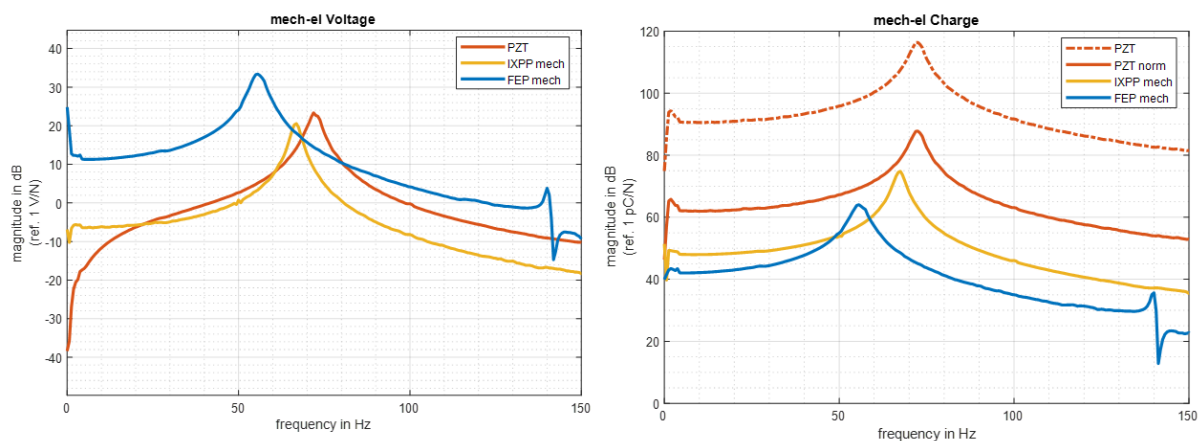
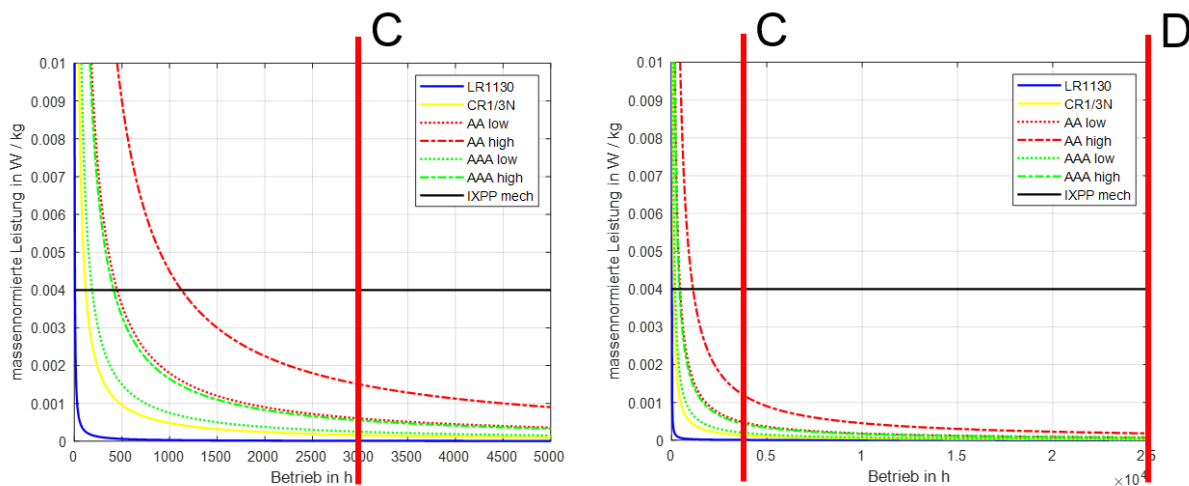


Abbildung 2.40: Spannungs- und Ladungs-Übertragungsfunktionen der Piezoelektrik-Konzepte im Vergleich zu einer Piezokeramik

Beim Vergleich mit Batterien war die relevante Frage, ab wann sich piezoelektrisches Energy Harvesting mehr lohnt und ob dies in einer sinnvollen Größenordnung der Zeit liegt. Um einen Vergleich durchzuführen, sind in Abbildung 2.41 die Leistungskurven verschiedener Batterietypen aus der ebenfalls dargestellten Tabelle in Abhängigkeit der Betriebsstunden gezeigt. Die Kurven zeigen idealisiert, wie hoch die Leistung pro Masse der jeweiligen Batterie maximal wäre, wenn sie die auf der x-Achse aufgetragene Zeitspanne betrieben werden würde. Weiterhin ist in den Graphen in schwarz die jederzeit verfügbare

normierte Leistung von $4mW/kg$ des Piezoelektret-Mechanismus gezeigt. Die Graphen zeigen, dass es sich ab etwa 1200 Betriebsstunden mehr lohnt, einen Piezoelektret-EH einzusetzen. Dies ist aufgrund der Berechnung der Anregung als konservative Schätzung anzusehen. Weiterhin sind zusätzliche Manöver nicht eingerechnet bzw. in der Realität kann die Überlagerung mehrerer Frequenzen genutzt werden. Zudem ist die Spannweite des betrachteten Mechanismus relativ gering, wodurch natürlich noch größere Leistungen möglich sind. Die Zeit von 1200 Stunden liegt unter den relevanten Wartungsintervallen des C- (3000 h) bzw. D-Checks (25000 h), wodurch die entwickelten Konzepte als Alternative für Batterien betrachtet werden können.



▪ Unterschiede Energy-Harvester und Batterien

	Piezoel. Energy-Harvester	Batterie
Spannung	proportional zu Dehnung s (oc)	konstant bspw. 3 V
Strom	proportional zu Spannung über Lastwiderstand, bzw. s	je nach Verbraucher, kurzzeitig quasi unbegrenzt
Ladung	sc-Ladung proportional zu oc-Spannung über Kapazität	begrenzt durch Kapazität
Leistung	begrenzt, da abhängig von Anregung	kurzzeitig hohe Leistung möglich
Energie	theoretisch unbegrenzt	begrenzt



	LR1130 AG10	CR1/3 N	AA, Mignon LR6	AAA, Micro LR03
U_{el} in V	1,5	3	1,5	1,5
Kapazität in mAh	21	160	1.200 – 3.000	500 – 1.100
W_{el} in Wh	0,030	0,48	1,8 – 4,5	0,75 – 1,65
m in g	1,1	3,3	23,3	11,2
$\frac{W_{el}}{m}$ in $\frac{Wh}{g}$	0,027	0,146	0,077 – 0,193	0,067 – 0,147

Abbildung 2.41: Vergleich der Konzepte mit Batterien

Der Vergleich mit Kabeln ist stark abhängig davon, wo genau Energy Harvesting betrieben wird und wie weit entfernt die Energieversorgung im Flugzeug zu finden ist. Zudem ist die Frage, welche Sensorik betrieben werden soll. Zu den Fragen gibt es allerdings keine allgemeingültige Antwort. Daher wurde als erste Näherung ein leichtes Flugzeugkabel mit einer Schirmung betrachtet wie in Abbildung 2.42 rechts zu sehen. Dieses hat eine Masse von etwa $20g/m$ und damit den im Graphen dargestellten Zusammenhang von Länge und Masse. Die relevante Frage für den Vergleich ist, ob dieses Kabel leichter ist als der Energy Harvester bzw. die Menge an Energy Harvestern, die notwendig sind, um einen Verbraucher zu betreiben. Beispielrechnung: Einer der entwickelten Energy Harvester besitzt eine Leistung pro Masse von $4mW/kg$ - die zweite y-Achse ist entsprechend skaliert, um zu zeigen, welche Länge eines Kabels zu welcher Leistung des Energy-Harvesters korrespo-

nideren würde, wenn gleich viel Masse eingesetzt werden würde. D. h. also z. B., dass es sich bei einem Leistungsbedarf von $2mW$ ab etwa $25m$ Kabellänge mehr lohnen würde, die entwickelten Energy-Harvester Konzepte einzusetzen.

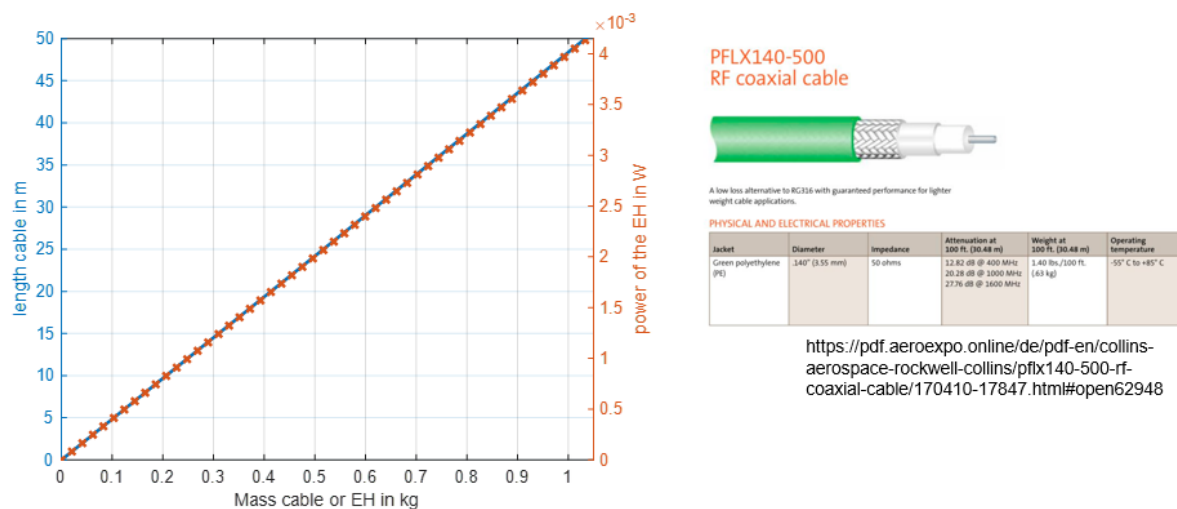


Abbildung 2.42: Vergleich der Konzepte mit Kabeln

2.5 Die wichtigsten Positionen des zahlenmäßigen Nachweises

Die größte Position des zahlenmäßigen Nachweises des FG SAM bildet die Beschäftigung des wissenschaftlichen Mitarbeiters, der das Projekt EnerVib im Umfang von insgesamt einer Stelle bearbeitet hat. Dazu sind als weitere wichtige Positionen auf der einen Seite die entstandenen Kosten für die studentischen Hilfskräfte zu nennen, die für Unterstützung und Entlastung des wissenschaftlichen Mitarbeiters bei der experimentellen Erprobung und numerischen Modellierung, sowie bei Recherchetätigkeiten gesorgt haben. Diese Kosten wurden insbes. bedingt durch die Pandemie nicht vollumfänglich ausgeschöpft. Auf der andere Seite sind insbesondere die entstandenen Sachkosten zu erwähnen, die für die erfolgreiche Durchführung der Materialcharakterisierung und experimentellen Modellvalidierung notwendig waren. Darüber hinaus wurden Mittel für Reisen zu Quartalstreffen, Jahresreviews und Konferenzen verwendet. Die über die gesamte Projektlaufzeit angefallenen Kosten sind dem Verwendungsnachweis zu entnehmen.

2.6 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Im Rahmen des Verbundvorhabens EnerVib wurde eine Kooperation zwischen dem Institut für Strukturmechanik und Leichtbau der RWTH Aachen und dem Fachgebiet Systemzuverlässigkeit, Adaptronik und Maschinenakustik der TU Darmstadt ermöglicht. Die Umsetzung der Ziele des Vorhabens wurde in den vorangegangenen Kapiteln ausführlich dargestellt. Mit Hilfe der Zuwendung war das FG SAM in der Lage, eine umfassende Recherche zum Stand der Technik von Piezoelekturen, deren Herstellung und der Verwendung als Energy-Harvester durchzuführen. Weiterhin konnte eine elektromechanische Materialcharakterisierung der verwendeten Piezoelektrite durchgeführt werden und zahlreiche Konzepte simulativ und experimentell untersucht werden. Auf letzterem Punkt lag ein Fokus der Arbeiten. Dies war damit begründet, dass die Piezoelektrite-Materialien in der Literatur beschrieben sind und ein zentraler offener Punkt im Stand der Technik die breitbandige Nutzbarmachung von Dehnungsenergie im Vergleich zu konventionellen Lösungen wie Piezokeramiken, Batterien oder Kabeln war. Die Numerische Demonstration und Optimierung, auf die ebenfalls ein Fokus gelegt wurde, verstärkte den sinnvollen Einsatz der Konzepte nochmal und war damit gerechtfertigt. Insgesamt wurde die geleistete Arbeit entsprechend der Planung im Antrag gestaltet.

2.7 Voraussichtlicher Nutzen, insbesondere der Verwertbarkeit des Ergebnisses im Sinne des fortgeschriebenen Verwertungsplans

Das FG SAM konnte durch dieses Vorhaben die Forschung an Piezoelektritefolien fortsetzen und die bisher entwickelte Technologie weiter in Richtung Marktreife führen. Simulationen und experimentelle Untersuchungen lieferten vielversprechende Ergebnisse in der Anwendung von Piezoelektritefolien zur Energiegewinnung. Erkenntnisse aus diesem Projekt wurden im Rahmen von Konferenz- und Journalbeiträgen veröffentlicht. Es wur-

den Veröffentlichungen, wie in Abschnitt 2.9 gezeigt, durchgeführt. Die Inhalte werden in den Vorlesungen an der TU Darmstadt von Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz Grundlagen der Adaptronik und von Prof. Dr.-Ing. Thilo Bein Aktorwerkstoffe und -prinzipien nach Projektende einfließen. Zudem wurde der beschäftigte wissenschaftliche Mitarbeiter am FG SAM zur Anstrengung einer Dissertation ermutigt. Diese befindet sich in Arbeit und wird voraussichtlich 2023 fertiggestellt. Begleitend zur Arbeit wurden zahlreiche Studien- und Masterarbeiten (1 x studentische Projektarbeit, 4 x Master-Thesen, 3 x Bachelor-Thesen) angeboten und durchgeführt. Die erzielten Ergebnisse und gesammelten Erfahrungen sind in neue Ideen und die Akquise und Bearbeitung weiterer Forschungsprojekte eingeflossen. Durch die Einbettung in diesem Vorhaben hat das FG SAM seine Kompetenz im Bereich der Simulation elektromechanischer Systeme ausgebaut, wodurch die Expertise für eine Zusammenarbeit mit anderen Forschungseinrichtungen oder Industriepartnern weiter gestiegen ist.

2.8 Während der Durchführung des Vorhabens dem ZE bekannt gewordenen Fortschritts auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen

Piezoelektrische Energy Harvesting ist ein aktuelles Forschungsthema, an dem unterschiedliche Gruppen aus der ganzen Welt arbeiten.

Nennenswerte Arbeiten sind die des FG MUST in Kooperation mit dem Fachgebiet Elektroakustik der TU Darmstadt, die Konzepte mit parallel-Tunnel FEP bzgl. einer Beschleunigungsanregung und Dehnungsverstärkung über eine Balkenstruktur umgesetzt haben.

Weiterhin hat das Fraunhofer LBF durch die Arbeiten von Ye Ji Park Fortschritte im Bereich der Verwendung der Materialien zur Integration in Smart Wearables gemacht.

Zudem gab es zahlreiche Veröffentlichungen zu Materialentwicklungen im Labormaßstab - bspw. 3D-gedruckte Piezoelektrische-, die jedoch nicht kommerziell erhältlich sind.

Keine der Veröffentlichungen behandelt Konzepte, wie sie in diesem Vorhaben umgesetzt wurden. Die Konzepte der Piezoelektrischen-Mechanismen zur Nutzbarmachung von Dehnungsenergie weisen somit ein Alleinstellungsmerkmal für die Verwendung in Leichtbaustrukturen auf.

2.9 Erfolgte oder geplanten Veröffentlichungen des Ergebnisses

Die gewonnenen Erkenntnisse wurden insbesondere auf unterschiedlichen Konferenzen präsentiert und in Fachzeitschriften veröffentlicht. Die folgende Übersicht zeigt alle publizierten und noch im Review befindlichen Veröffentlichungen und/oder Konferenzvorträge. **Konferenzen und Veröffentlichungen während der Projektlaufzeit als Erstautor:**

- Werkstoffwoche 2019 - Vortrag
- DLRK 2019 - Konferenzpaper & Vortrag
- ISMA 2020 - Konferenzpaper & Vortrag

- MSE Konferenz 2020 - Vortrag
- CEAS Aeronautical Journal 2021 - Journalpaper (peer review)
- SMASIS 2021 (1) - Konferenzpaper (peer review) & Vortrag (Erstautor)
- Smart Materials and Structures 2021 - Journalpaper (peer review, erste Einreichung während der Projektlaufzeit, erneute Einreichung nach Review kurz bevorstehend)

Konferenzen und Veröffentlichungen nach Projektende als Erstautor:

- ISNVH 2022 - Konferenzpaper (peer review) & Vortrag

Die Veröffentlichungen werden dem Bericht beigelegt und Daten sind den Berichtsblättern zu entnehmen.

Als Zweitautor publizierte und nicht über das Projekt finanzierte Konferenzen und Veröffentlichungen mit thematischem Bezug:

- SMASIS 2021 (2) - Konferenzpaper (peer review, Zweitautor)
- 4SMARTs 2022 - Konferenzpaper (Zweitautor)

Geplante weitere Veröffentlichungen:

- Übersichtspaper EnerVib 2022 ggf. im Sensors Journal

Literatur

Die für diesen Abschlussbericht zentrale verwendete Literatur bilden die genannten Veröffentlichungen sowie die darin referenzierten Literaturstellen.