

ERAS GmbH, Göttingen
Weihe GmbH, Kiel-Altenholz

**Aktive Klappe als neuartiger
Schalldämpfer für bauraum- und
emissionsoptimierte Abgasanlagen an
großvolumigen Dieselmotoren**

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,
gefördert unter dem Az: 27309 – 21/0 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Dipl.-Ing. Philipp Klötzer & Dipl.-Ing. Stephan Guhde

März 2011

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	27309	Referat	21/0	Fördersumme	92.000,-
----	--------------	---------	-------------	-------------	-----------------

Antragstitel **Aktive Klappe als neuartiger Schalldämpfer für bauraum- und emissionsoptimierte Abgasanlagen an großvolumigen Dieselmotoren**

Stichworte Aktive Abgasklappe, Aktive Schallreduktion, Aktiver Abgasschalldämpfer, Großdieselmotor

Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
24 Monate	01.04.2009	31.03.2011	AP 1 bis AP 8

Zwischenberichte	3
------------------	---

Bewilligungsempfänger	Weihe GmbH Teichkoppel 63 24161 Altenholz	Tel	0431-32913-0
		Fax	0431-321022
		Projektleitung	
		Ulf Weihe	
		Bearbeiter	
		Stephan Guhde	

Kooperationspartner ERAS GmbH
Hannah-Vogt-Str. 1
37085 Göttingen

Zielsetzung und Anlaß des Vorhabens

Neue Abgasemissionsgesetzgebungen und der damit verbundene Einsatz von Abgasnachbehandlungssystemen erfordern die Entwicklung von sehr kompakten Abgasschalldämpfern, da der Gesamtbauraum nicht vergrößert wird. Herkömmliche passive Systeme lassen eine derartige Bauraumverkleinerung nicht zu, ein aktives System kann hier die Lösung sein. Bisher am Markt verfügbare aktive Systeme sind für großvolumige Verbrennungsmotoren nicht direkt einsetzbar. Daher wird eine aktive Klappe entwickelt.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Nach theoretischen Voruntersuchungen und einem Prüfstandsversuch mit einem stationären Stromerzeuger wurde die prinzipielle Funktionsfähigkeit einer aktiven Klappe als Schalldämpfer nachgewiesen. 8 weitere Arbeitsschritte sollen zu einer Gesamtlösung führen.

- AP 1: Auswahl von Versuchsträgern, Definition der Randbedingungen
- AP 2: Auslegung und Aufbau eines Gesamtsystems
- AP 3: Optimierung und Dimensionierung der Aktuatorik
- AP 4: Konzeption, Programmierung und Implementierung der Regelung
- AP 5: Recherche, Auswahl und Beschaffung geeigneter Sensorik
- AP 6: Vorbereitung, Durchführung und Auswertung von Tests
- AP 7: Integrationskonzept
- AP 8: Projektabschluss

Neben theoretischen Voruntersuchungen steht die Umsetzung und Überprüfung des Gesamtsystems mit einem Verbrennungsmotor unter realen Einsatzbedingungen im Vordergrund. Hierbei ist Neubau und Optimierung der Klappe sowie die Optimierung und Miniaturisierung der Regeleinrichtung nur ein Teilaspekt. Die ERAS GmbH wird primär den regeltechnischen Bereich und die Weihe GmbH den mechanischen Bereich bearbeiten.

Ergebnisse und Diskussion

Im Rahmen der Entwicklungen für die aktive Abgasklappe wurde ein Berechnungsmodell der Klappenaktuatorik entwickelt, mit dem sich das Verhalten der aktiven Klappe in der Abgasanlage simulieren lässt und so eine optimale Auslegung der passiven Komponenten der Abgasanlage ermöglicht wird.

Im Bereich Aktuatorik wurde eine neue Klappe konstruiert und gefertigt. Für die Erhöhung der Wirksamkeit der aktiven Klappe wurde ein Konzept zur Stellwinkelvergrößerung entwickelt.

Für die Regelung der Abgasklappe müssen die Druckschwankungen im Abgasstrom sensorisch erfasst werden. Aufgrund der hohen Temperaturen im Abgasstrang stellt diese Messaufgabe eine hohe Herausforderung dar. Um den Anforderungen in der Abgasanlage Rechnung zu tragen wurde ein Konzept zur thermischen Entkopplung der Drucksensorik entwickelt und erfolgreich getestet.

Bei der Regelung der aktiven Abgasklappe war das Ziel, die Regelungsalgorithmen so zu optimieren und anzupassen, dass der Einsatz auf Standardsystemen der Steuerungstechnik ermöglicht wird. Es ist gelungen, die benötigte Software auf der Steuerung der Antriebselektronik für den Klappenmotor zu implementieren und somit eine sehr gute Integration in das Gesamtsystem zu schaffen.

Ein wesentlicher Abschnitt des Projektes war die Untersuchung und Erprobung der aktiven Abgasklappe in einer realen Applikation. Für dieses Kernziel wurde als Versuchsträger ein Biomasse-Blockheizkraftwerk ausgewählt, das im Hinblick auf Zugänglichkeit und Übertragbarkeit auf Anwendungen in Bahn und Schiff optimale Voraussetzungen bietet. Die Abgasanlage dieser Applikation wurde umkonstruiert und so umgebaut, dass die dauerhafte Installation der Abgasklappe möglich ist.

Die Untersuchungen an dem Versuchsträger haben die prinzipielle Funktionsweise der aktiven Abgasklappe bestätigt. In den Bereichen Sensorik und Regelungstechnik konnte bereits ein dauerhafter Betrieb erreicht und somit die Projektziele erfüllt werden.

Für die Erprobung der Dauerfestigkeit im Bereich der Aktuatorik wurde nach anfänglichen Schäden am Klappensystem eine sukzessive Vorgehensweise für den Test der unterschiedlichen Komponenten festgelegt. Zum Zeitpunkt des Projektendes befand sich ein voll funktionsfähiges, vereinfachtes Klappensystem im dauerhaften Funktionstest.

Der Fokus weiterführender Entwicklungen sollte auf der Fortführung dieser Vorgehensweise der schrittweisen Erprobung des dauerhaften Betriebs aller Komponenten des Klappensystems in der realen Applikation liegen. Die Sicherstellung der Dauerfestigkeit der Klappenaktuatorik stellt somit den Kernpunkt aller nachfolgenden Arbeiten dar.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Weihe, U.; Klötzer, P.; Active Exhaust Noise Reduction for Large Diesel Engines, Adaptronic Congress, Berlin, 19.-20. Mai 2009

Wimmel, R.; Siebald, H.; Aktive Lärmreduzierung bei Diesellokomotiven: Schwingungs- und Schallminderung bei Bahnsystemen; RAIL-noise, Berlin, 17.-18. März 2011

Fazit

Im Vorfeld dieses Projektes wurde ein Funktionsmuster einer aktiven Abgasklappe aufgebaut und an einem Prüfstand erfolgreich getestet. Aufbauend auf diesen Ergebnissen wurden die einzelnen Teilkomponenten innerhalb dieses Projektes weiterentwickelt und optimiert. Im Bereich der Klappenaktuatorik wurde insbesondere die Konstruktion der Klappe verbessert und ein Konzept zur Erhöhung der Wirksamkeit erfolgreich überprüft. Die Erprobung der Dauerfestigkeit dieser Klappenaktuatorik steht noch aus. In den Bereichen Sensorik und Regelungstechnik ermöglichen die durchgeführten Entwicklungen den Einsatz von Standardkomponenten der Industrie und somit den Einsatz von sowohl technisch als auch wirtschaftlich sinnvollen Sensoren bzw. Steuerungen. Darüber hinaus wurde ein Berechnungsmodell zur Auslegung des Gesamtsystems entwickelt. Der Aufbau eines Versuchsprüfstandes bietet optimale Voraussetzungen für weiterführende Untersuchungen.

Inhalt

	Seite
Verzeichnis der Abbildungen.....	6
Verzeichnis der Tabellen.....	8
Liste der Symbole.....	8
Zusammenfassung.....	9
1 Einleitung.....	10
2 Aufbau und Modellbildung der aktiven Abgasanlage	13
2.1 Mathematische Beschreibung der aktiven Klappe.....	14
2.2 Simulation.....	20
3 Aktuatorik	26
3.1 Stellwinkelvergrößerung.....	26
3.2 Konstruktion	31
3.3 Temperaturprüfstand.....	34
3.4 Ausfallsicherheit.....	35
4 Regelung und Sensorik.....	40
4.1 Regelung.....	40
4.2 Sensorik	43
5 Funktionsuntersuchungen.....	46
5.1 Auslegung und Aufbau der Abgasanlage	46
5.2 Testergebnisse.....	48
5.3 Dauerversuch	50
6 Fazit und Ausblick	51
Literaturverzeichnis.....	52

Verzeichnis der Abbildungen

Abbildung 1: Typisches Abgasschallspektrum eines Verbrennungsmotors, 8 Zylinder 4-Takt Motor, Drehzahl 1500 min^{-1} , Zündfrequenz 100 Hz	11
Abbildung 2: Skizze eines Absorptionsschalldämpfers	13
Abbildung 3: Typische Dämpfungskennlinien von Absorptionsschalldämpfern.....	14
Abbildung 4: Zur <i>Bernoulli</i> -Gleichung.....	15
Abbildung 5: Zusammenhang zwischen statischen, dynamischen und totem Druck einer Strömung	16
Abbildung 6: Drosselklappe, Klappenöffnungswinkel und Bezugsgeschwindigkeit	17
Abbildung 7: Zur erweiterten <i>Bernoulli</i> -Gleichung	18
Abbildung 8: Schalleitung in Rohren.....	19
Abbildung 9: Konfiguration I.....	20
Abbildung 10: Konfiguration IV	20
Abbildung 11: Foto der Konfiguration I	21
Abbildung 12: Foto der Konfiguration II	21
Abbildung 13: Gegendruck Konfig. I, Theorie (blau) und Messung (grün)	22
Abbildung 14: Gegendruck Konfig. IV, Theorie (blau) und Messung (grün).....	22
Abbildung 15: Abstand vom Abgasaustritt bis zur Abgasanlage, l_a	24
Abbildung 16: Schalldruck Konfig. I, Theorie ohne Reflexionen (rot), Theorie mit Reflexionen (magenta) und Messung (grün), $l_a = 2,7 \text{ m}$; Abstand Motor zu Klappe: $3,99 \text{ m}$	25
Abbildung 17: Schalldruck Konfig. II, Theorie ohne Reflexionen (rot), Theorie mit Reflexionen (magenta) und Messung (grün), $l_a = 2,3 \text{ m}$; Abstand Motor zu Klappe: $6,09 \text{ m}$	25
Abbildung 18: Resonanzprinzip mit der Feder zwischen Motor/Klappe-Einheit und „fest“	26
Abbildung 19: Resonanzprinzip mit der Feder zwischen Motor und Klappe (Federkupplung).....	26
Abbildung 20: Simulation der maximalen Klappenamplitude (Motormoment: 25 Nm)	27
Abbildung 21: Federwegamplituden für das Resonanzprinzip Federkupplung.	28
Abbildung 22: Motorwinkelamplituden für das Resonanzprinzip Federkupplung.....	28
Abbildung 23: Auszug, Berechnungsgrundlagen für Drehstabfedern.....	29
Abbildung 24: Simulation der maximalen Klappenamplitude (Motormoment: 25 Nm) unter Berücksichtigung der zulässigen Federauslenkungen.	30
Abbildung 25: Federwegamplituden für das Resonanzprinzip Federkupplung unter Berücksichtigung der zulässigen Federauslenkungen	30
Abbildung 26: CAD-Modell der Klappe.....	32
Abbildung 27: CAD-Modell der gesamten Klappenaktuatorik.....	32

Abbildung 28: Foto der Klappenaktuatorik.....	33
Abbildung 29: Vergleich der gemessenen und simulierten Winkelamplituden pro Ansteuerstrom bei Raumtemperatur	33
Abbildung 30: Ofen mit eingebauter Klappenaktuatorik	34
Abbildung 31: Umgebaute Ofentür zur Aufnahme der Klappenaktuatorik	35
Abbildung 32: Kraft auf die angestellte Klappe im Abgasstrom	36
Abbildung 33: Gegendruck in Abhängigkeit des Klappenöffnungswinkels für eine Messung	37
Abbildung 34: Drehmoment (Achtung: entgegengesetzt zu der in Abbildung 32 gezeigten Drehmomentrichtung) in Abhängigkeit des Klappenöffnungswinkels für eine Messung	37
Abbildung 35: Verschiebung des Druckmittelpunktes aus dem Klappenmittelpunkt für eine Messung	38
Abbildung 36: Verschiebung des Druckmittelpunktes aus dem Klappenmittelpunkt für mehrere Messungen	38
Abbildung 37: Drehmomente über Klappenöffnungswinkel für verschiedene Strömungsgeschwindigkeiten (blaue Kurven), eine mögliche Rückstelleinrichtung (rot) und resultierende Drehmomente bei Überlagerung (grün und magenta)	39
Abbildung 38: Regelungstechnische Prinzipskizze der Aktiven Abgasklappe (vgl. [Wei2009])	40
Abbildung 39: Speicherprogrammierbare Steuerung als Einschubkarte für einen modularen Servoregler	41
Abbildung 40: Kurvenschar der Verschiebung des Druckmittelpunktes aus dem Klappenmittelpunkt für Messungen mit verschiedenen Parametern – blau, Ausgleichskurve - rot	42
Abbildung 41: Gemessener und berechneter Gegendruck für 1. Beispielmessung.....	42
Abbildung 42: Gemessener und berechneter Gegendruck für 2. Beispielmessung.....	43
Abbildung 43: Prinzipielle Anbindung des Druckpulsationsaufnehmers über ein Distanzrohr	44
Abbildung 44: Prinzipskizze des Adapterflansches für insgesamt 4 Drucksensoren.....	44
Abbildung 45: Foto des Adapterflansches in der Abgasanlage des Versuchsträgers.....	45
Abbildung 46: Konstruktion der passiven Abgasanlage	47
Abbildung 47: Foto der gesamten Abgasanlage.....	47
Abbildung 48: Foto der aktiven Abgasklappe im eingebauten Zustand	48
Abbildung 49: Vergleich der gemessenen und simulierten Winkelamplituden pro Ansteuerstrom bei 350 °C	48
Abbildung 50: Frequenzspektrum der erzeugbaren Schalldrücke der Klappe (blau, 10 mbar; rot, 20 mbar) im Vergleich zu den vom Verbrennungsmotor stammenden Druckpulsen	49

Abbildung 51: 6. Motorordnung des Verbrennungsmotors passiv (ohne Regelung)	
und aktiv (mit Regelung)	50

Verzeichnis der Tabellen

Tabelle 1: Simulationsparameter	20
Tabelle 2: Motorparameter	46

Liste der Symbole

A	Fläche
g	Gravitationskonstante
p	Statischer Druck
\dot{V}	Volumenstrom
w	Strömungsgeschwindigkeit
z	Geodätische Höhe

Griechische Symbole

Δ	Differenz
φ	Klappenöffnungswinkel
ρ	Dichte
ζ	Widerstandszahl für Druckabfall

Indizes

V	Verlust
dyn	dynamisch

Zusammenfassung

Der Einsatz von Partikelfiltern zur Reduktion der Schadstoffemissionen von großvolumigen Dieselmotoren bedeutet einen erheblich erhöhten Bauraumarf für moderne Abgassysteme. Dieser Bauraum steht in den meisten Applikationen jedoch nicht zur Verfügung. Eine bloße Verkleinerung vorhandener Schalldämpfer würde technisch bedingt auch zwangsläufig zu höheren Schallemissionen führen. Zur Realisierung eines Abgassystems, das unter Berücksichtigung der Bauraumanforderungen zu einer ganzheitlichen Reduktion aller Motoremissionen führt, haben die Weihe GmbH und die ERAS GmbH mit Unterstützung der Förderung durch die Deutsche Bundesstiftung Umwelt (Az: 27309) einen aktiven Schalldämpfer auf Basis einer aktiven Abgasklappe entwickelt, der die notwendige Schalldämpfung für großvolumige Dieselmotoren, insbesondere im tiefen Frequenzbereich, auf kleinstem Bauraum realisiert.

Die Ziele dieser Entwicklung waren die Umsetzung einer neuartigen aktiven Klappenaktuatorik, die technisch und wirtschaftlich sinnvolle Realisierung der Sensorik und der Regelung des Gesamtsystems sowie die Funktionsuntersuchung an einem Versuchsprüfstand.

Die prinzipielle Funktionalität des Gesamtsystems konnte erfolgreich in einem Prüfstandsversuch an einem Dieselmotor in einem Biomasse-Blockheizkraftwerk nachgewiesen werden. Der Fokus weiterführender Arbeiten sollte aufgrund der Erfahrungen aus den Prüfstandsversuchen auf der Erprobung der Dauerfestigkeit, insbesondere der Klappenaktuatorik, liegen.

1 Einleitung

Die Erkenntnisse über die gesundheitlichen Auswirkungen der Partikel- und Schadstoffemissionen von Dieselmotoren haben bereits zu Absenkungen der Emissionsgrenzwerte für Rußpartikel und Stickstoffoxide geführt. Obwohl Partikelfilter für neue Diesel-Pkw bereits zur Standardausstattung gehören, werden weitere Reduzierungen der Abgas-Grenzwerte gefordert. Seit Anfang 2011 befindet sich zudem eine neue EU-Richtlinie für nicht-straßengebundene Arbeitsmaschinen in Kraft, die den zulässigen Schadstoffausstoß von mobilen Maschinen, wie z.B. Baumaschinen, regelt. Auch die Minderung der Emissionsgrenzwerte von Dieselmotoren für Dieselloks, -triebzüge und Schiffsdiesel wird national und international gefordert. Technische Minderungsmaßnahmen für ein fortschrittliches Emissionsniveau stehen schon jetzt zur Verfügung. Die Kosten für die Umrüstung pro Fahrzeug bzw. Motor scheinen sogar im Verhältnis zum bewirkten Effekt vergleichsweise gering zu sein (vgl. [UBA2003]).

Eine technische Konsequenz aus der Integration dieser Emissionen mindernden Technologien ist der steigende Bauraumbedarf solcher moderner Abgassysteme. In den meisten Applikationen steht jedoch kein zusätzlicher Bauraum zur Verfügung, so dass eine extensive Kombination der unterschiedlichen Komponenten ausscheidet. Eine schlichte anteilige Verkleinerung einzelner Komponenten scheidet ebenfalls aus, weil deren Wirksamkeit unmittelbar an ein gewisses Bauvolumen geknüpft ist. Damit stehen nun die unterschiedlichen Teilsysteme in Konkurrenz um den verfügbaren Einbauraum, was mit Blick auf ein ganzheitlich zu reduzierendes Emissionsniveau ein unhaltbarer Zustand ist. Bauraumbeschränkungen gibt es zudem auch in Maschinen, die gar nicht zwingend Partikelfilter benötigen. Für diese Problematiken sind innovative Lösungsansätze erforderlich, um zeitgemäße Emissionen mindernde Funktionalitäten moderner Abgasanlagen auf unverändertem oder verringertem Bauraum zu integrieren.

Die konkrete Problemstellung dieses Vorhabens ist es, den dramatisch steigenden Bauraumbedarf für die Integration großvolumiger Partikelfilter durch die Entwicklung einer neuen Schalldämpfergeneration zu kompensieren, die bei gleicher oder verbesserter akustischer Wirksamkeit mit deutlich geringerem Platzbedarf aufwartet. Ziel und Anspruch bezüglich solcher Abgasschalldämpfer für künftige Großdieselmotoren ist, die erforderliche Schalldämpfung vor allem im dominanten tieffrequenten Bereich zu erreichen. Technisch bedingt ist insbesondere für diesen Frequenzbereich der Platzbedarf relativ hoch. Die Herausforderung einer Bauraumeinsparung ist beträchtlich, wie nicht zuletzt die langwierige Entwicklungsgeschichte zu Platz sparenden konventionellen Schalldämpfern zeigt.

Die Umweltrelevanz dieses Vorhabens ergibt sich aus der Überlegung, dass für eine nachhaltige Ökobilanz nur die gleichzeitige bestmögliche Reduktion aller relevanten Emissionen

maßgeblich sein kann. Im vorliegenden Fall darf die Minimierung der Partikelemissionen nicht auf Kosten eines umweltverträglichen akustischen Emissionsverhaltens betrieben werden. Vielmehr sind alle Anstrengungen darauf zu richten, beiden Anforderungen in gleicher Weise bestmöglich gerecht zu werden.

Die derzeit einzige erkennbare Schalldämpfer-Technologie, die das Potential zu einer umfassenden Lösung des genannten Problems hat, ist die der aktiven Schalldämpfer. Ansätze zur Umsetzung dieser Technologie sind aus Klima- bzw. Lüftungsanlagen, Ölbrennern und auch aus PKW-Abgasanlagen bekannt. Die bloße Übertragung andernorts funktionierender Lösungen aktiver Schalldämpfer scheidet jedoch an den überaus schwierigen Einsatzbedingungen für Abgasanlagen an Großmotoren. Zu nennen sind z. B. Abgastemperaturen bis 600°C, deutlich größere Nennweiten, ein chemisch höchst aggressives Kondensat sowie gänzlich andere Abgasdrücke. Es müssen daher maßgeschneiderte Lösungen erforscht werden, die auf den bestehenden Erfahrungen aufbauen.

Verbrennungsmotoren zeigen in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Zylinderanzahl ein ausgesprochen tonhaltiges Spektrum mit dominierenden Pegeln bei der Zündfolgefrequenz. Diese dominierenden Anteile liegen bei gängigen Zylinderanzahlen und üblichen Motordrehzahlen meistens im Frequenzbereich unter 150 Hz (vgl. Abbildung 1, Zündfrequenz 100 Hz). Bei stationär betriebenen Motoren ist eine Abstimmung auf die dann feste tonale Komponente mit reaktiven Schalldämpfern, wie z.B. Helmholtz- und $\lambda/4$ -Resonatoren ein technisch bekanntes und bewährtes Verfahren, das sich allerdings durch beachtlichen Platzbedarf auszeichnet. Bei Motoren mit variablen Drehzahlen markieren nach wie vor großvolumige Absorptionsschalldämpfer den Stand der Technik. Konventionelle Schalldämpfungssysteme für Großmotoren stellen damit aktuell Systeme mit einem erheblichen Bedarf sowohl an Bauraum als auch an spezifischem Entwicklungsaufwand dar.

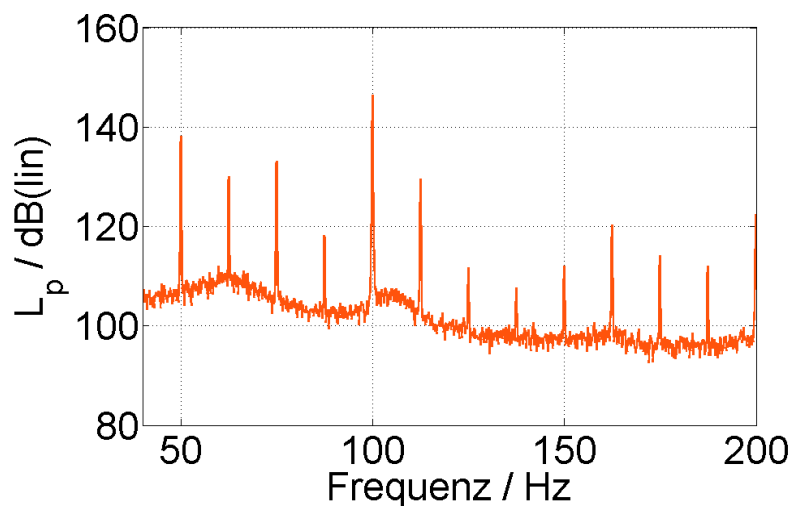


Abbildung 1: Typisches Abgasschallspektrum eines Verbrennungsmotors, 8 Zylinder 4-Takt Motor, Drehzahl 1500 min^{-1} , Zündfrequenz 100 Hz

Die Beschaffenheit des Abgasschalls von Verbrennungsmotoren stellt aufgrund der tonalen Charakteristik eine Grundvoraussetzung für die Möglichkeit der Schallreduktion mittels aktiver Schalldämpfer dar. Der technische Lösungsansatz für dieses Vorhaben ist die Übertragung des im PKW-Bereich in ersten Ansätzen erfolgreichen Konzeptes einer aktiven Abgasklappe auf Abgasanlagen für Großmotoren. Die Funktion dieser aktiven Abgasklappe basiert auf dem Prinzip der destruktiven Interferenz, wonach sich Wellen gegensätzlicher Polarität auslöschen. Der Druckabfall in der Abgasleitung wird an der Stelle der Klappe dynamisch variiert. Hierzu wird die Klappe durch einen elektrischen Antrieb oszillierend bewegt. Die Bewegung bewirkt eine Variation des Klappenöffnungswinkels und somit eine Modulation des Druckabfalls. Der elektrische Klappenantrieb wird in Frequenz, Amplitude und Phase genau so geregelt, dass die Druckschwankungen an einem Drucksensor in der Abgasleitung reduziert und so die vom Verbrennungsmotor stammenden Druckpulse kompensiert werden.

Im Vorfeld dieses Projekts wurde in einer Zusammenarbeit zwischen der Weihe GmbH und der ERAS GmbH ein Funktionsmuster einer Klappe großer Nennweite mit einem entsprechenden Antriebsmotor aufgebaut und im Heißgas getestet. Basierend auf diesen Testergebnissen sollte innerhalb des beantragten Projekts eine Weiterentwicklung des Klappensystems erfolgen. Die Ziele der Weiterentwicklung teilen sich auf die Bereiche Gesamtsystem (bzw. passive Abgasanlage), Aktuatorik, Sensorik und Regelungstechnik auf. Für die Abstimmung der aktiven und passiven Komponenten des Gesamtsystems Abgasanlage sollten Berechnungsgrundlagen zur Auslegung aller Komponenten entwickelt werden. Der Fokus im Bereich der Aktuatorik lag auf der Entwicklung einer dauerfesten Klappe, sowie auf der Umsetzung einer Stellwinkelvergrößerung zur Erhöhung der Wirksamkeit der aktiven Klappe. Im Bereich Sensorik war das Ziel, Voraussetzungen zu schaffen, um Standardkomponenten der Industrie in der, hauptsächlich aufgrund der hohen Temperaturen, anspruchsvollen Umgebung der Abgasanlage einsetzen zu können. Im Bereich der Regelungstechnik sollten die vorhandenen Algorithmen so optimiert werden, dass eine gute Systemintegration ermöglicht wird.

Dieser Bericht fasst die Ergebnisse der Entwicklungen in den folgenden Abschnitten zusammen. Kapitel 2 beschreibt die Auslegung und den Aufbau des Gesamtsystems. Für die Sicherstellung der Funktion des aktiven Abgasschalldämpfers ist die Abstimmung aller passiven und aktiven Komponenten der Abgasanlage aufeinander notwendig. In diesem Kapitel werden die Zusammenhänge zur mathematischen Beschreibung der Prozesse dargestellt. Für die Effektivität der Schallreduktion mittels einer aktiven Abgasklappe ist eine wirkungsvolle Aktuatorik von besonderer Bedeutung. In Kapitel 3 folgen detaillierte Beschreibungen der Aktuatorik und die Ergebnisse zur Optimierung der Leistungsfähigkeit. Das im Vorfeld realisierte Funktionsmuster der aktiven Klappe wurde im Wesentlichen mit Laborkomponenten aufgebaut. Für den technisch und wirtschaftlich sinnvollen Einsatz der aktiven Klappe in realen Anwendungen ist die Übertragung auf Standardsysteme der Industrie unabdingbar. Im Bereich der Regelungstechnik und der Sensorik wurden hierzu Arbeiten durchgeführt, die in Kapitel 4 beschrieben werden. In Kapitel 5 werden schließlich der Funktionsprüfstand und die Ergebnisse der Funktionsuntersuchungen gezeigt.

2 Aufbau und Modellbildung der aktiven Abgasanlage

Eine Abgasanlage mit einem aktiven Schalldämpfer enthält immer auch passive Komponenten wie Rohrleitungen und passive Schalldämpfer. Für die wirkungsvolle Nutzung aktiver Komponenten in einem Abgassystem ist die Abstimmung der unterschiedlichen Bestandteile aufeinander entscheidend. Wie einleitend beschrieben, basiert das Prinzip der aktiven Abgas-klappe auf der Auslöschung tonaler Anteile insbesondere im unteren Frequenzbereich des Schallspektrums. Die Wirksamkeit dieses aktiven Systems, d.h. die Möglichkeit der Schallreduktion, nimmt mit steigender Frequenz physikalisch bedingt ab, da mit steigender Frequenz auch die erzeugbaren Amplituden des dynamischen Klappenwinkels abnehmen. Passive Schalldämpfer, wie z.B. Absorptionsschalldämpfer (vgl. Abbildung 2), sind hingegen im höheren Frequenzbereich bezogen auf das eingesetzte Volumen besonders effektiv. Abbildung 3 zeigt typische Dämpfungskennlinien von Absorptionsschalldämpfern.

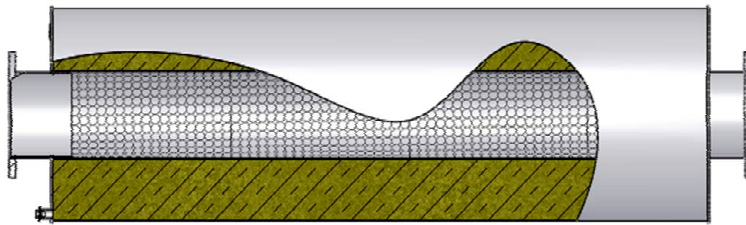


Abbildung 2: Skizze eines Absorptionsschalldämpfers

Diese Zusammenhänge sollen durch die optimale Kombination aktiver und passiver Komponenten ausgenutzt werden. Demnach besteht das Konzept des gesamten Abgassystems daraus, dass die tonalen Anteile im tiefen Frequenzbereich, wie z.B. die Zündfrequenz, durch gezielte Auslöschung mit dem aktiven Schalldämpfer und breitbandige, insbesondere höherfrequente Anteile des Schallspektrums, wie z.B. Strömungsrauschen, durch passive Absorptionsschalldämpfer reduziert werden. Zudem kann es in Abhängigkeit der vom Verbrennungsmotor stammenden Druckpulse notwendig sein, tonale Anteile, die durch das aktive System kompensiert werden sollen, stromaufwärts vor der Klappe passiv zu dämpfen. Dies ist der Fall, wenn die von der Klappe erzeugbaren Druckschwankungen kleiner als die Druckpulse des Verbrennungsmotors sind. Nur Druckpulse, die in mindestens gleicher Amplitude auch von der Klappe durch Modulation des Druckabfalls erzeugt werden können, werden durch gegenphasige Überlagerung auch maximal reduziert. Um die notwendigen passiven Schalldämpfungen auszulegen und die Wirksamkeit der Klappe in Abhängigkeit der Position in der Abgasanlage zu bestimmen, wurde ein mathematisches Modell der aktiven Abgasklappe entwickelt und anhand von Messdaten aus Vorabmessungen verifiziert (vgl. Abschnitt 2.1 und 2.2).

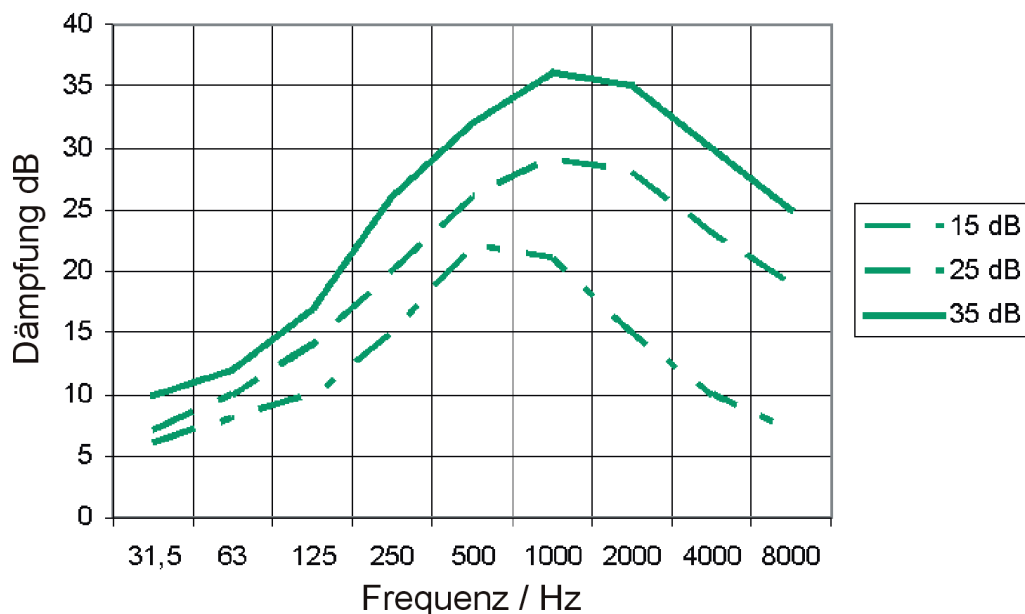


Abbildung 3: Typische Dämpfungskennlinien von Absorptionsschalldämpfern

Die Auslegung einer passiven Abgasanlage für den Verbrennungsmotor des ausgewählten Testprüfstands auf der Grundlage dieses Modells wird in Abschnitt 5 beschrieben.

2.1 Mathematische Beschreibung der aktiven Klappe

Die Strömungen in einer Abgasanlage können aufgrund der auftretenden Strömungsgeschwindigkeiten mit einer Mach-Zahl $Ma < 0,3$ als inkompressible Strömungen behandelt werden (vgl. [Tar1991]). Im engeren Sinne versteht man unter inkompressiblen Strömungen Fluidbewegungen bei unveränderlicher Dichte ($\rho = \text{konst.}$). In der praktischen Strömungstechnik betrachtet man Strömungen mit relativ geringen Druck-, Geschwindigkeits- und Temperaturänderungen näherungsweise als inkompressibel, wenn die Dichteänderung klein gegen die Dichte ist. Zur Beschreibung der Strömung in einem Punkt eines Strömungsfeldes wird neben der Angabe der Zustandsgrößen Druck, Temperatur und Dichte vor allem die Strömungsgeschwindigkeit benötigt. Strömungen, deren Strömungsgeschwindigkeit sich an einem örtlich festen Punkt nicht verändert, werden als stationär bezeichnet. Ist die Strömungsgeschwindigkeit eine Funktion des Ortes und der Zeit, so werden sie als instationär charakterisiert.

Nach dem Massenerhaltungssatz bleibt bei inkompressibler, stationärer Strömung der durch ein Rohr strömende Volumenstrom konstant. Mit

$$\dot{V} = A \cdot \bar{w} = \text{konst.}$$

kann der Volumenstrom durch den Strömungsquerschnitt und die mittlere Strömungsgeschwindigkeit ausgedrückt werden.

Die Energiebilanz einer inkompressiblen Strömung, in der Reibungsverluste vernachlässigt werden (ideale Strömung), kann anhand Abbildung 4 durch die *Bernoulli-Gleichung*

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho w_1^2 + \rho g z_1 = p_2 + \frac{1}{2} \rho w_2^2 + \rho g z_2 = \text{konst.}$$

beschrieben werden (vgl. [Böc2004], S. 62 ff.). Der erste Term entspricht dem statischen Druck, der zweite dem dynamischen Druck und der dritte dem Schweredruck oder geodätischem Druck. Abbildung 4 stellt eine Rohrleitung mit veränderlichem Querschnitt dar. Die *Bernoulli-Gleichung* besagt, dass die Summe aus statischem, dynamischen und geodätischem Druck einer idealen Strömung konstant ist. Der geodätische Druck ist abhängig von der Höhe und damit aufgrund der horizontalen Strömung für beide Stellen gleich groß. Da der Volumenstrom einer inkompressiblen, stationären Strömung konstant ist, verringert sich die Strömungsgeschwindigkeit an der Stelle 2, im Vergleich zu der Stelle 1 analog zur *Bernoulli-Gleichung*. Daraus folgt, dass der statische Druck an der Stelle 2 größer als der statische Druck der Stelle 1 ist.

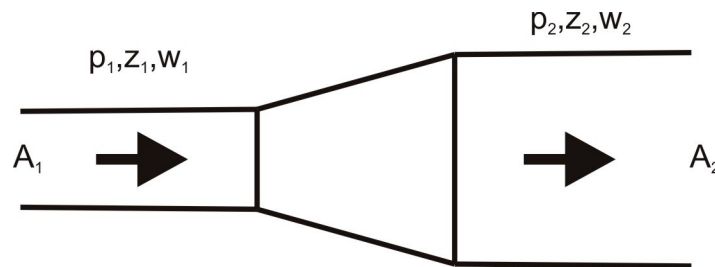


Abbildung 4: Zur *Bernoulli-Gleichung*

Ausgehend von der Druckform der *Bernoulli-Gleichung* erhält man für die Beschreibung einer Strömung verschiedene Druckbegriffe, deren Zusammenhang im Folgenden beschrieben wird. Der geodätische Druck hängt alleine von der Dichte des Mediums, der Gravitationskonstanten und der Höhenlage ab. Bei einer horizontalen Strömung bleibt dieser Term konstant und verschwindet aus der *Bernoulli-Gleichung*. p entspricht dem sogenannten statischen Druck und der dynamische Druck ist als

$$p_{dyn} = \frac{1}{2} \rho w^2$$

definiert. Er ist immer dann vorhanden wenn die Strömung eine Geschwindigkeit besitzt und hat im Gegensatz zum statischen Druck keine Kraftwirkung auf die Rohrwand. Ändert sich die Geschwindigkeit der Strömung, wird der dynamische Druck in statischen umgewandelt und umgekehrt. Die Summe aus statischem und dynamischem Druck bleibt konstant. Bringt man einen Körper in eine Strömung ist die Strömungsgeschwindigkeit am vorderen Staupunkt gleich null. Dort erhöht sich der statische Druck um den dynamischen Druck des Mediums.

Hat man an dieser Stelle eine Bohrung zur Druckmessung, kann der dynamische Druck der Strömung bestimmt werden. Abbildung 5 zeigt eine Strömung in einem horizontalen Rohr konstanten Querschnitts. In diesem Fall hat der geodätische Druck keinen Einfluss. An der Rohrwand wird ein Glasrohr angeschlossen, in dem eine Flüssigkeitssäule steht, deren Höhe und somit deren geodätischer Druck dem statischen Druck der Strömung an der Wand entspricht. In der Mitte der Strömung wird ein gebogenes Rohr angebracht, dessen Öffnung gegen die Strömungsrichtung gerichtet und durch die Rohrwand geführt ist.

Die Höhe der Flüssigkeitssäule im gebogenen Rohr und somit deren geodätischer Druck entspricht dem Gesamtdruck (oder totalem Druck), also dem statischen plus dem dynamischen Druck der Strömung. Der dynamische Druck ist die Differenz beider Drücke (vgl. [Böc2004], S. 64).

Bisher wurde mit der Einführung der *Bernoulli*-Gleichung eine Grundlage zur Modellierung der Schallentstehung durch die dynamische Bewegung einer Abgasklappe geschaffen. Die *Bernoulli*-Gleichung beschreibt die Druckgleichung einer idealen Strömung. Für die Entwicklung des Klappenmodells müssen nun jedoch zusätzlich Aspekte der realen Strömung berücksichtigt werden, die in den folgenden Abschnitten dargestellt werden.

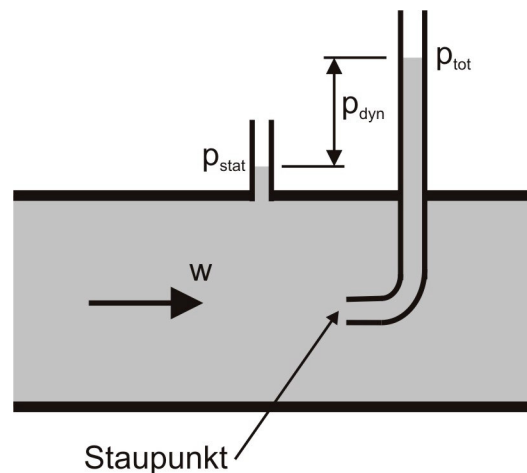


Abbildung 5: Zusammenhang zwischen statischem, dynamischen und totalem Druck einer Strömung

Druckverluste in Strömungen

Für die bisher betrachteten Druckverhältnisse in Strömungen werden alle Druckverluste durch Reibung vernachlässigt. In einer realen Strömung treten jedoch Druckverluste auf, die durch Rohrreibung und der Umströmung sogenannter Rohrleitungselemente hervorgerufen werden. In solchen Rohrleitungselementen kommt es zu Änderungen der Strömungsrichtung oder des Rohrquerschnitts. Es treten daher Reibungsverluste auf, die wesentlich größer sein können als die in einem geraden Rohrabschnitt. Der Druckverlust wird mit einer Widerstandszahl ζ folgendermaßen angegeben (vgl. [Böc2004], S. 145):

$$\Delta p_v = \zeta \cdot \frac{\rho w^2}{2}$$

Hierbei ist darauf zu achten, auf welche mittlere Geschwindigkeit und auf welchen Rohrquerschnitt die Widerstandszahl bezogen ist. Die Gleichung gibt dann den Druckverlust an, der durch die Reibung verursacht wird.

Der gesamte Druckverlust einer Strömung setzt sich aus dem Rohrreibungsanteil und der Summe aller Rohrleitungselemente zusammen. Der Druckverlust infolge von Rohrleitungselementen ist in den meisten praktischen Anwendungen viel größer als der Rohrreibungsanteil. Daher wird an dieser Stelle der Druckverlust der Rohrreibung vernachlässigt und ausschließlich der Druckverlust über der Abgasklappe berücksichtigt. Die Widerstandszahl ζ ist von der Art des Rohrleitungselementes abhängig. Für eine Drosselklappe lässt sich die Widerstandszahl in Abhängigkeit des Klappenöffnungswinkels aus

$$\zeta(\varphi) = \left(\frac{A_1}{A_1 - A_{Klappe} \cdot \cos(\varphi)} - 1 \right)^2$$

berechnen. Diese Widerstandszahl ist auf die Strömungsgeschwindigkeit vor der Klappe bezogen (vgl. Abbildung 6).

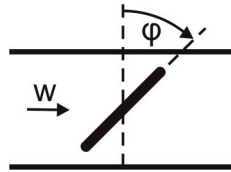


Abbildung 6: Drosselklappe, Klappenöffnungswinkel und Bezugsgeschwindigkeit

Zur Ableitung der um den Druckverlust erweiterten *Bernoulli*-Gleichung werden nun analog zu Abbildung 4 die Druckverhältnisse in einem Rohr mit Drosselklappe betrachtet (vgl. Abbildung 7). Es wird vorausgesetzt, dass von der Stelle 1 bis zur Stelle 2 von außen keine Energie ab- oder zugeführt wird. Da der geodätische Druck von der Höhenlage abhängt und an beiden Positionen gleich ist, werden hier nur der statische und der dynamische Druck berücksichtigt. Der dynamische Druck ist geschwindigkeitsabhängig. Da der Rohrquerschnitt an den Stellen 1 und 2 gleich ist, ist auch die Strömungsgeschwindigkeit an beiden Stellen identisch und berechnet sich aus dem Volumenstrom. Daraus folgt, dass sich bei inkompressiblen Strömungen Druckverluste aufgrund von Rohrleitungselementen in einem Druckunterschied der statischen Drücke äußern.

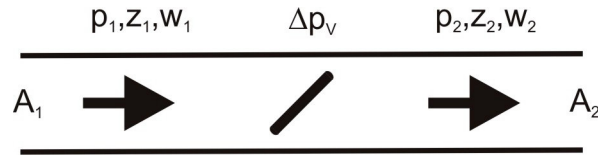


Abbildung 7: Zur erweiterten *Bernoulli*-Gleichung

Am Ende des Rohrausschnitts ist damit der statische Druck p_2 um Δp_v kleiner als der statische Druck p_1 am Anfang (vgl. [Boh2002], S. 148).

Die um den Druckverlust erweiterte *Bernoulli*-Gleichung folgt damit aus

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho w_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho w_2^2 + \Delta p_v.$$

Schallerzeugung in Strömungen

Da sich der Druckverlust in der Strömung als Druckunterschied der statischen Drücke äußert, kann die erweiterte *Bernoulli*-Gleichung bzw. der Druckverlust auch als

$$\Delta p_v = p_1 - p_2 = \zeta \cdot \frac{1}{2} \rho w_1^2$$

formuliert werden. Zur Beschreibung der Schallerzeugung müssen hier nun auch Wechselgrößen des statischen Drucks, der Strömungsgeschwindigkeit und der Widerstandszahl eingeführt werden. Folgende Gleichungen beschreiben die Druckverhältnisse in der Strömung unter Berücksichtigung dieser Wechselgrößen und unter Vernachlässigung kleiner quadratischer Anteile:

$$\begin{aligned} (\bar{p}_1 + \tilde{p}_1) - (\bar{p}_2 + \tilde{p}_2) &= (\zeta_c + \bar{\zeta}(\bar{\varphi}) + \tilde{\zeta}(\bar{\varphi})) \cdot \frac{1}{2} \rho (\bar{v}_1 + \tilde{v}_1)^2 \\ \rightarrow (\bar{p}_1 - \bar{p}_2) &= (\zeta_c + \bar{\zeta}(\bar{\varphi})) \cdot \frac{1}{2} \rho \bar{v}_1^2 \\ \rightarrow (\tilde{p}_1 - \tilde{p}_2) &= \tilde{\zeta}(\bar{\varphi}) \cdot \frac{1}{2} \rho \bar{v}_1^2 + (\zeta_c + \bar{\zeta}(\bar{\varphi})) \cdot \rho \bar{v}_1 \tilde{v}_1 \end{aligned}$$

Unter der Annahme, dass der Wechseldruck vor der Klappe mit

$$\tilde{p}_1 = \tilde{\zeta}(\bar{\varphi}) \cdot \frac{1}{2} \rho \bar{v}_1^2$$

beschrieben werden kann, ergibt sich der Wechseldruck hinter der Klappe durch

$$\tilde{p}_2 = -(\zeta_c + \bar{\zeta}(\bar{\varphi})) \cdot \rho \bar{v}_1 \tilde{v}_1.$$

Diese Wechseldrücke direkt vor und hinter der Klappe breiten sich wellenförmig aus und erzeugen durch Reflexionen an den Rohrenden auch gegenläufige Wellen, die zur Ausbildung von stehenden Wellen führen. Die eindimensionale Schallausbreitung lässt sich durch zwei Leitungsgleichungen beschreiben, die man aus der Wellengleichung ableiten kann (vgl. [Vei1996]). Der an jeder Stelle des Rohres meßbare Schalldruck – das gleiche gilt für die Schallschnelle – besteht aus der Summe der Schalldrücke einer fortschreitenden ebenen Schallwelle und einer reflektierten ebenen Schallwelle (vgl. Abbildung 8).



Abbildung 8: Schallleitung in Rohren

Die Leitungsgleichungen sind

$$p(t, x) = (\hat{p}_1 e^{-\frac{2\pi x}{\lambda}} + \hat{p}_2 e^{+\frac{2\pi x}{\lambda}}) \cdot e^{j\omega t}$$

$$v(t, x) = \frac{1}{Z_s} (\hat{p}_1 e^{-\frac{2\pi x}{\lambda}} - \hat{p}_2 e^{+\frac{2\pi x}{\lambda}}) \cdot e^{j\omega t}$$

mit $Z_s = \rho_- \cdot c_-$ (Voraussetzung: fehlende oder geringe Dämpfung) und $\hat{p}_2 = r \cdot \hat{p}_1$, wobei r der Reflexionsfaktor des Rohrabschlusses ist (+1 für totale Reflexion an schallhartem Abschluß, -1 für schallweichen Abschluß).

Zur Beschreibung der auftretenden Reflexionen in der Abgasleitung soll das Rohr nun in 2 Abschnitte unterteilt werden:

- Abschnitt 1: Motorseite bis Klappe
- Abschnitt 2: Klappe bis Mündung

Zunächst wird Abschnitt 1 betrachtet. Durch die dynamische Änderung des Klappenöffnungswinkels kommt es zur Ausbreitung einer Druckwelle ausgehend von der Klappe stromaufwärts Richtung Motor. Diese Welle wird motorseitig schallhart reflektiert und überlagert sich mit der hinlaufenden Welle (Reduktionen der stromaufwärts laufenden und reflektierten Welle durch evtl. Schalldämpfer müssen berücksichtigt werden).

Der Schalldruck in Abschnitt 2 wird durch die Schallschnelle an der Stelle der Klappe bestimmt (aus Abschnitt 1). Es entsteht eine Druckwelle die sich stromabwärts in Richtung Mündung ausbreitet. An der Mündung wird diese Druckwelle schallweich reflektiert und läuft stromaufwärts zurück (auch hier müssen die Reduktionen durch evtl. Schalldämpfer berücksichtigt werden). Um den Druck an der Position eines Sensors zu bestimmen, der sich in dem Abstand l von der Mündung entfernt befindet, wird die stehende Welle ausgehend von der Rohrmündung beschrieben

$$p(t, x) = (\hat{p}_1 e^{-\frac{2\pi}{\lambda} x} + r \cdot \hat{p}_1 e^{+\frac{2\pi}{\lambda} x}) \cdot e^{j\omega t}$$

2.2 Simulation

Die Simulation zielt hauptsächlich darauf ab, Reflexionseffekte vor der Klappe, also stromaufwärts, zu beschreiben. Hinter der Klappe (stromabwärts) ist ein passiver Schalldämpfer aufgrund der notwendigen Reduktion des Strömungsrauschens unverzichtbar, so dass mit diesem Schalldämpfer Rückwirkungen von Mündungsreflexionen auf die Schallerzeugung an der Stelle der Klappe vermieden werden. Die Simulation soll anhand von Messungen, die während der Voruntersuchungen im November 2008 durchgeführt wurden, verifiziert werden. Bei den untersuchten Konfigurationen befand sich der Absolutdruckaufnehmer am Ende der Abgasanlage, so dass Mündungsreflexionen den messbaren Druck an den jeweiligen Stellen beeinflussen und in der Simulation berücksichtigt werden müssen.

Folgende Konfigurationen sollen zur Bewertung der Simulation herangezogen werden. Abbildung 9 zeigt die Konfiguration I und Abbildung 10 die Konfiguration II der Prüfstanduntersuchung. Tabelle 1 zeigt weitere Simulationsparameter.

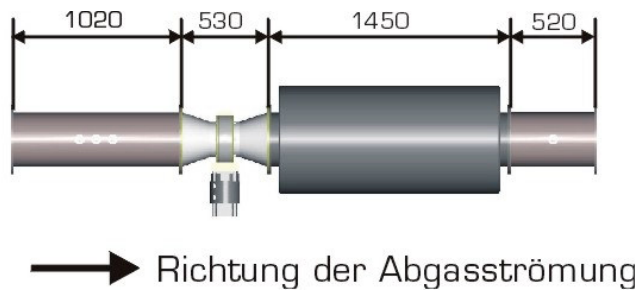


Abbildung 9: Konfiguration I

In Abbildung 11 und Abbildung 12 sind Fotos der Konfigurationen gezeigt.



Abbildung 10: Konfiguration IV

Parameter	Konfiguration I	Konfiguration II
Last	75 %	75 %
Abgastemperatur	450 °C	450 °C

Tabelle 1: Simulationsparameter



Abbildung 11: Foto der Konfiguration I



Abbildung 12: Foto der Konfiguration II

Gegendruck

Zunächst soll nun die Berechnung des statischen Drucks vor der Klappe (der Gegendruck) verifiziert werden. Hierzu wurde eine Messung zu Grunde gelegt, in der dieser Gegendruck bei verschiedenen Klappenöffnungswinkeln aufgezeichnet wurde. Abbildung 13 zeigt eine Grafik mit den berechneten und gemessenen Druckwerten für die Konfiguration I im Vergleich.

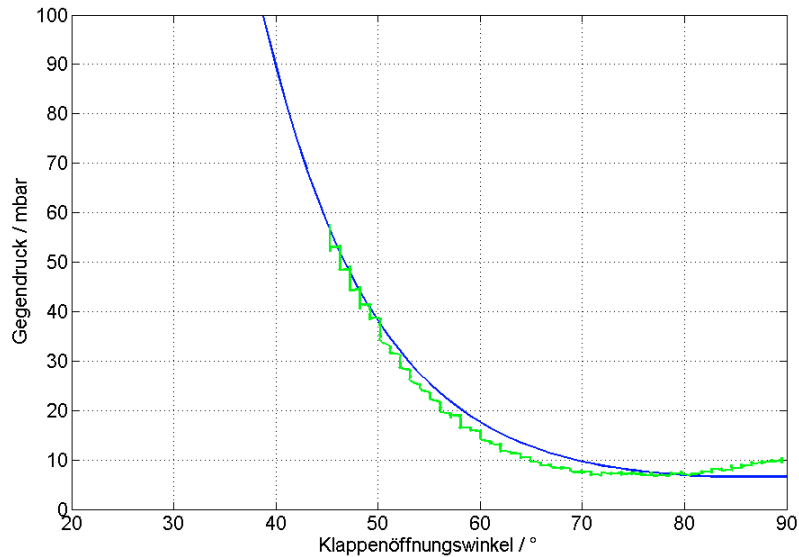


Abbildung 13: Gegendruck Konfig. I, Theorie (blau) und Messung (grün)

In Abbildung 14 sind diese Kurven für die Konfiguration II dargestellt. Auch hier stimmen Theorie und Messung sehr gut überein.

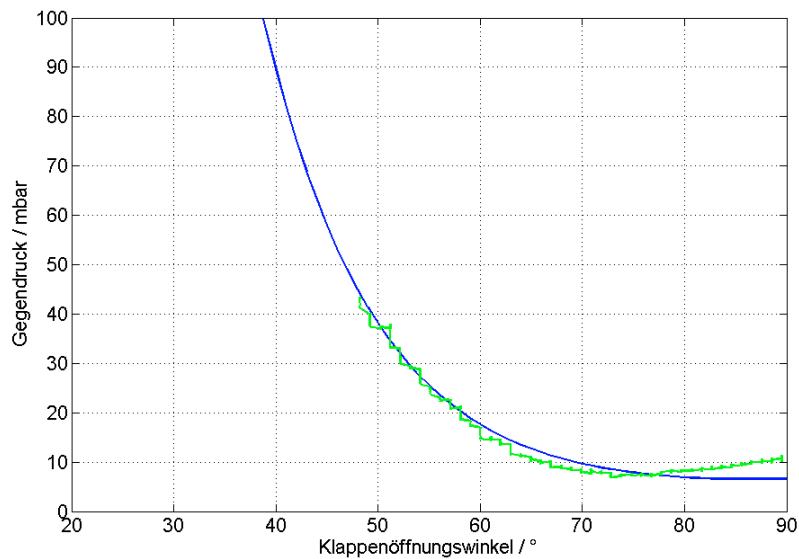


Abbildung 14: Gegendruck Konfig. IV, Theorie (blau) und Messung (grün)

Schalldruck

Bei der Berechnung des Schalldrucks spielt die Gesamtlänge des Rohrs vom Dieselmotor bis zur Klappe eine Rolle. Diese Gesamtlänge ist nicht genau bekannt, da der Abstand vom Abgasaustritt zur Abgasanlage (vgl. Abbildung 15, im Folgenden mit l_a bezeichnet) nicht vermessen wurde. In der Simulation wurde dieser Abstand so angepasst, dass die Minima von Theorie und Messung übereinstimmen.

Die Simulationsergebnisse (Abbildung 16: Konfig. I, Abbildung 17: Konfig. II) beschreiben den Schalldruckverlauf über der Frequenz mit den auftretenden Minima gut. Allerdings ist hierfür der Abstand vom Abgasaustritt bis zur Abgasanlage bei beiden Konfigurationen verschieden. Die Ursache hierfür könnte sein, dass die benötigten Parameter für die Simulation (Massenstrom, Temperatur und damit Strömungsgeschwindigkeit, Schallgeschwindigkeit etc.) nicht genau bekannt sind. Eine Verfeinerung der Simulation ist daher an dieser Stelle nicht sinnvoll.

Es können folgende Richtlinien aus der Simulation abgeleitet werden:

- Die Rohrlänge vom Abgasaustritt bis zur Klappe sollte möglichst klein sein, um eine möglichst hohe Frequenz für das niedrigste Minimum bzw. einen möglichst großen Abstand der Minima zu erzielen. Hierdurch würde außerdem erreicht, dass die relevanten tiefen Frequenzen in einem Bereich liegen, wo die Ungenauigkeiten der Simulation weniger großen Einfluss haben.
- Die grobe Lage der Minima kann durch die Simulation abgeschätzt werden. Aufgrund von Parameteränderungen in der Realität kann die tatsächliche Lage jedoch von der Theorie abweichen. Eine mögliche Abhilfe hierfür wären optionale Rohrstücke zum Verlängern der Abgasanlage und zur Verschiebung der Minima.
- Eine weitere Abhilfe zur Verhinderung von Schalldruckminima ist das Einfügen eines Schalldämpfers vor der Klappe.



Abbildung 15: Abstand vom Abgasaustritt bis zur Abgasanlage, l_a

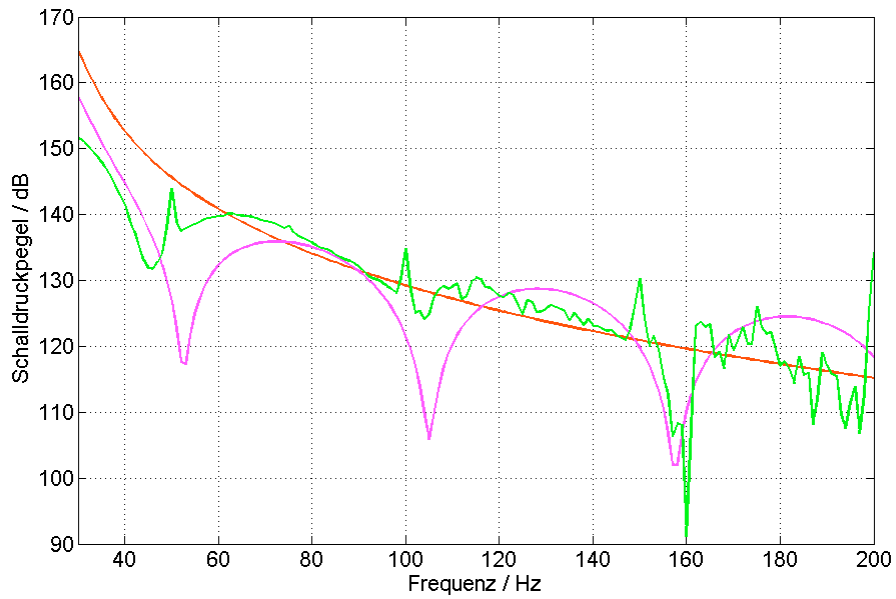


Abbildung 16: Schalldruck Konfig. I, Theorie ohne Reflexionen (rot), Theorie mit Reflexionen (magenta) und Messung (grün), $l_a = 2,7$ m; Abstand Motor zu Klappe: 3,99 m

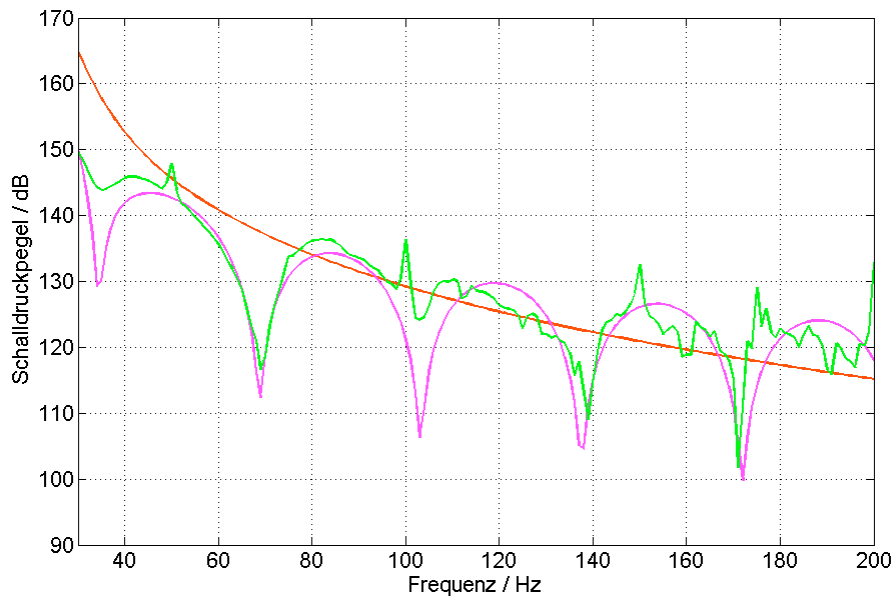


Abbildung 17: Schalldruck Konfig. II, Theorie ohne Reflexionen (rot), Theorie mit Reflexionen (magenta) und Messung (grün), $l_a = 2,3$ m; Abstand Motor zu Klappe: 6,09 m

3 Aktuatorik

Der Aktuatorik des aktiven Abgasschalldämpfers kommt innerhalb des Gesamtkonzeptes eine besondere Bedeutung zu. Die mit der Klappe erzeugbaren Schalldrücke und somit die erreichbaren Schallreduktionen in den jeweiligen Frequenzen hängen entscheidend von den maximal möglichen Winkelbewegungen der Klappenaktuatorik ab. Der Fokus der Entwicklungen innerhalb dieses Projektes lag daher auf der Umsetzung einer Stellwinkelvergrößerung und auf der Konstruktion einer neuen Klappenmechanik (siehe Abschnitt 3.1 und 3.2). Weiterführende Untersuchungen zur Beurteilung der Temperatureinflüsse auf den Klappenantriebsmotor und zur Sicherstellung einer Klappenöffnung im Schadensfall (Fail-Safe) sind in Abschnitt 3.3 und 3.4 dargestellt.

3.1 Stellwinkelvergrößerung

Das Ziel der Stellwinkelvergrößerung ist die Erhöhung der Winkelamplituden des Klappensystems. Hierzu soll ein mechanischer Energiespeicher ausgenutzt werden und ein sogenanntes Resonanzsystem ausgelegt werden. Prinzipiell sind zwei Ansätze denkbar:

Abbildung 18 zeigt eine Variante des Resonanzprinzips, in der die Feder zwischen Motor/Klappen-Einheit einerseits und fester Einspannung andererseits angeordnet ist.

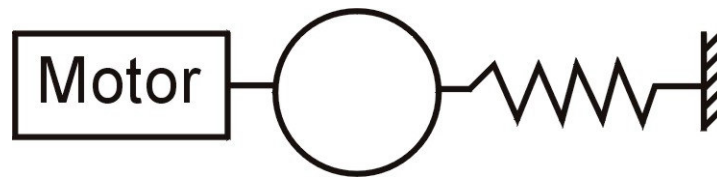


Abbildung 18: Resonanzprinzip mit der Feder zwischen Motor/Klappe-Einheit und „fest“

In Abbildung 19 ist eine Ausführungsform dargestellt, in der die Feder zwischen Motor und Klappe positioniert ist. In diesem Prinzip wirkt das Federelement als Federkupplung.

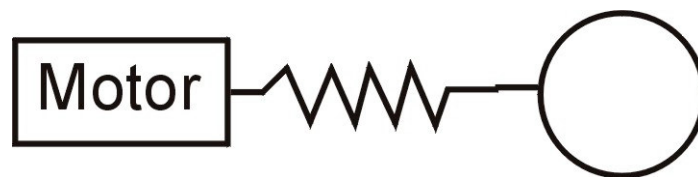


Abbildung 19: Resonanzprinzip mit der Feder zwischen Motor und Klappe (Federkupplung)

Die Bewegungsgleichungen dieser beiden Prinzipien ergeben sich aus

$$\Theta \ddot{\phi} = M - c\phi - d\dot{\phi}$$

für die Variante „Feder gegen fest“ und

$$\Theta \ddot{\varphi}_{Klappe} = c \cdot (\varphi_{Motor} - \varphi_{Klappe}) + d \cdot (\dot{\varphi}_{Motor} - \dot{\varphi}_{Klappe})$$

sowie

$$\Theta \ddot{\varphi}_{Motor} = M - c \cdot (\varphi_{Motor} - \varphi_{Klappe}) - d \cdot (\dot{\varphi}_{Motor} - \dot{\varphi}_{Klappe})$$

für die Variante „Federkupplung“.

Abbildung 20 zeigt die simulierten maximalen Klappenamplituden für ein maximales Motormoment von 25 Nm.

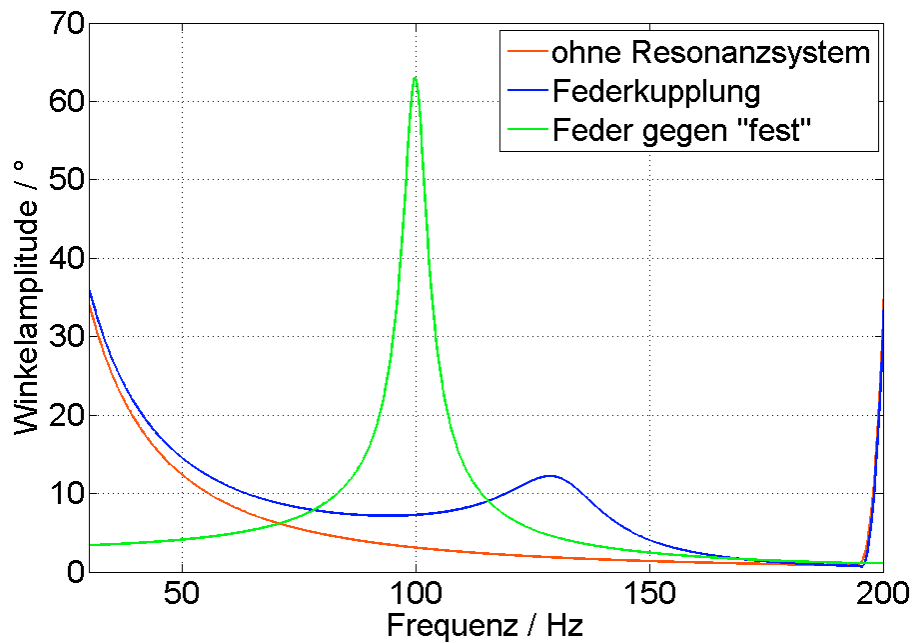


Abbildung 20: Simulation der maximalen Klappenamplitude (Motormoment: 25 Nm)

Die Federwegamplituden für die Variante „Feder gegen fest“ sind direkt durch die Klappenbewegung gegeben. Für die Federkupplung ergeben sich die in Abbildung 21 dargestellten Federwegamplituden und die in Abbildung 22 gezeigten Motorwinkelamplituden.

Um die tatsächlich realisierbaren Winkelbewegungen zu ermitteln, müssen die zulässigen Verdrehwinkel der Torsionsfedern berechnet werden. Die Berechnungsgrundlage für Drehstabfedern stellt die DIN 2091 dar. Meist werden Rundstäbe aus warmgewalztem, vergütbarem Stahl (typisch 50CrV4) verwendet.

Die zulässigen Spannungen hängen besonders bei schwingender Beanspruchung der Drehstabfedern von der Güte der Oberfläche ab. Gute Oberflächenqualitäten erreicht man durch Schälen, Schleifen und Polieren. Die Oberflächen von Drehstabfedern sind dauerhaft gegen Ver-

schleiß und Korrosion zu schützen. Bei dynamisch beanspruchten Drehstäben gelten die aus den Dauerfestigkeitsschaubildern nach DIN 2091 zu entnehmenden Dauerfestigkeitswerte.

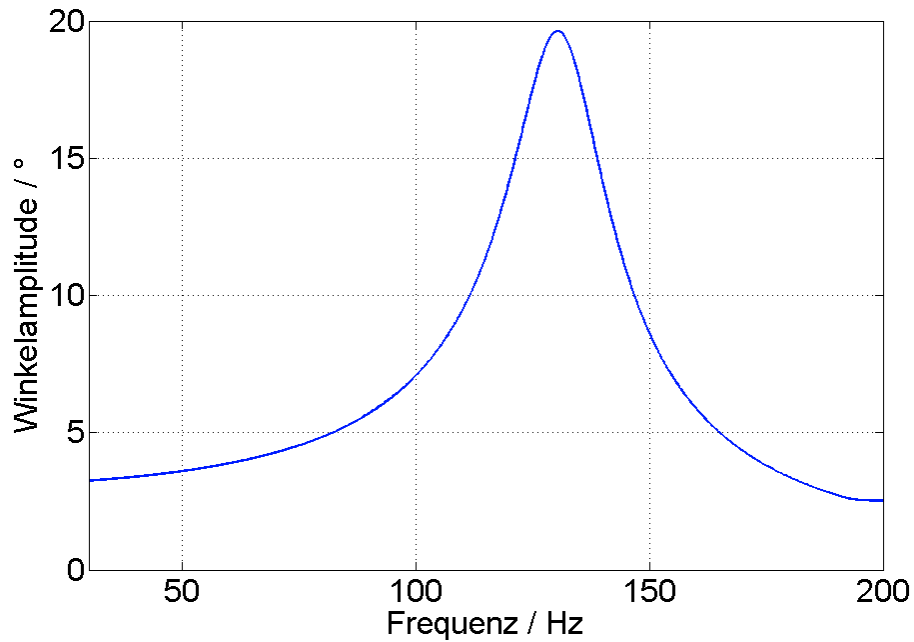


Abbildung 21: Federwegamplituden für das Resonanzprinzip Federkupplung.

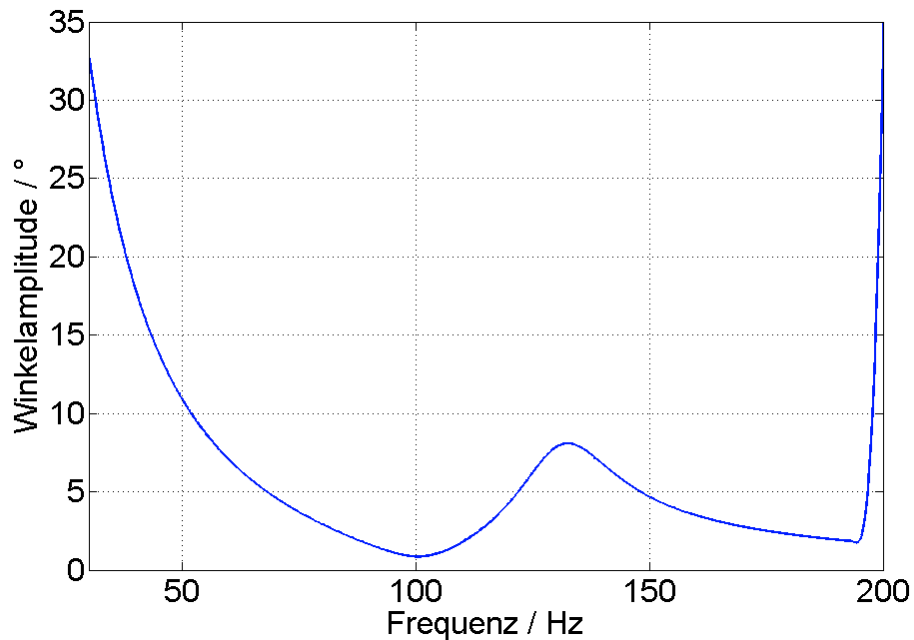


Abbildung 22: Motorwinkelamplituden für das Resonanzprinzip Federkupplung.

Abbildung 23 enthält einen Auszug aus den Berechnungsgrundlagen für Drehstabfedern. Für die Drehstabfedern mit Steifigkeiten für eine Resonanzfrequenz von 100 Hz ergeben sich aus diesen Randbedingungen maximal zulässige Federwege von ca. 7° (Feder gegen fest) und

9° (Federkupplung). Mit diesen Grenzwerten ergeben sich die folgenden modifizierten Simulationsergebnisse (siehe Abbildung 24 und Abbildung 25).

Schubspannung:	$\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{zul}$
Federrate:	$C_t = \frac{M_t}{\varphi} = \frac{I_p G}{l} = \frac{\pi d^4 G}{32 l}$
Max. Verdrehwinkel:	$\varphi^\circ = \frac{180}{\pi} \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{180}{\pi} \frac{M_t l_f 32}{G \pi d^4}$
Federarbeit: Ohne Vorspannung: Mit Vorspannung:	$W = \frac{1}{2} M_t \varphi$ $W = \frac{1}{2} (M_{t1} + M_{t2}) \Delta \varphi$

M_t = Torsionsmoment,

W_t = Polares Widerstandsmoment des Schaftquerschnitts

G = Gleitmodul

(für Federstahl typ. 78.500 N/mm²),

I_p = polares Flächenmoment 2. Ordnung

Abbildung 23: Auszug, Berechnungsgrundlagen für Drehstabfedern

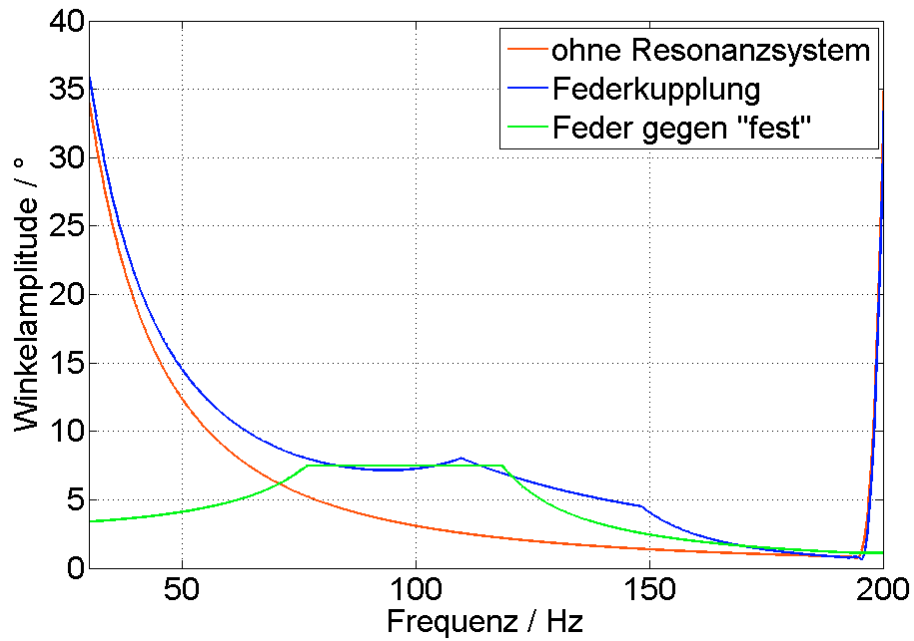


Abbildung 24: Simulation der maximalen Klappenamplitude (Motormoment: 25 Nm) unter Berücksichtigung der zulässigen Federauslenkungen.

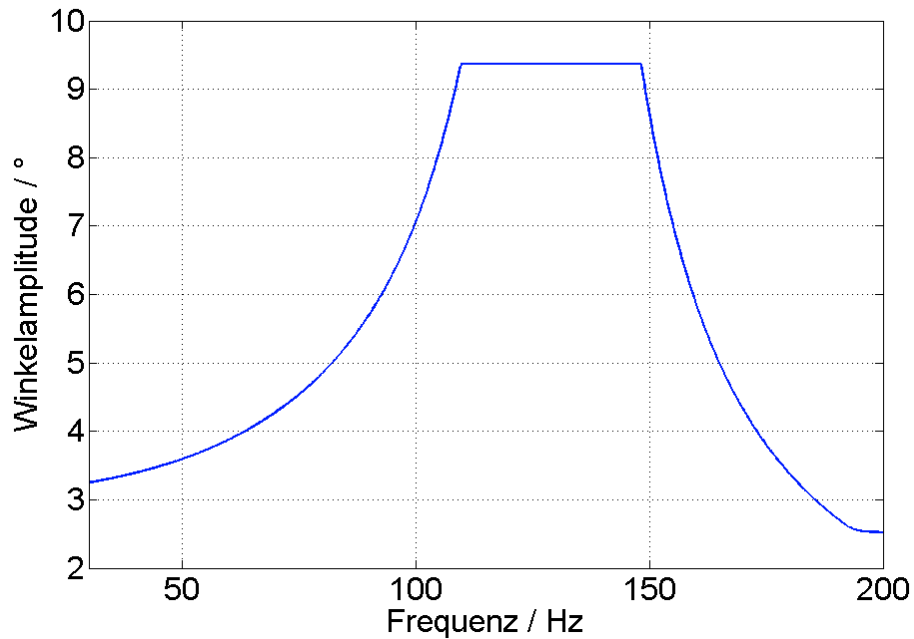


Abbildung 25: Federwegamplituden für das Resonanzprinzip Federkupplung unter Berücksichtigung der zulässigen Federauslenkungen

Das Resonanzprinzip „Federkupplung“ bietet, wie aus den Darstellungen zu entnehmen, den Vorteil, in einem breiteren Frequenzbereich wirksam zu sein. Die Winkelamplituden bei der Auslegungsfrequenz erreichen ähnlich hohe Werte wie das Resonanzprinzip „Feder gegen fest“. Aus diesen Gründen wurde festgelegt, dass Prinzip der „Federkupplung“ umzusetzen und zu testen.

3.2 Konstruktion

Basierend auf dem Grundprinzip der Federkupplung wurde die gesamte Klappenaktuatorik ausgelegt und konstruiert. Im Rahmen dieser Konstruktion wurde eine Klappe entwickelt, die sowohl den Anforderungen eines geringen Trägheitsmoments als auch einer hohen Festigkeit gerecht wird.

Im Rahmen des vorgeschalteten Projektes wurden die Notwendigkeiten für die Klappenkonstruktion ermittelt und in diesem Projekt umgesetzt.

Um die oben beschriebene Gesamtfunktionalität zu erzielen, besteht die Klappe aus folgenden wesentlichen Komponenten:

- Klappenmotor
- Klappe
- Klappen- und Drehstablagerung
- Kühlrippen
- Fail-Safe Mechanismus
- Rohrverbindungskomponenten

Klappe

Die Streben und Achse der zentralen Stellklappe bestehen aus dem hochwarmfesten, korrosionsbeständigen Stahl 1.4828. Die Blechkomponenten sind präzise mittels Laserschneiden gefertigt und mittels Laserschweißen miteinander verbunden. Dabei wurde wegen der hohen dynamischen Belastung großer Wert auf „vollen Anschluß“ und Kerbfreiheit gelegt.

Der eingesetzte Torsionsstab besteht aus dem hochwarmfesten Ventilstahl Nimonic 80A.

Die Elemente zur thermischen Isolation sind aus einer bis 1000°C stabilen Industriekeramik gefertigt. In Abbildung 26 ist das CAD-Modell dieser Klappe dargestellt.

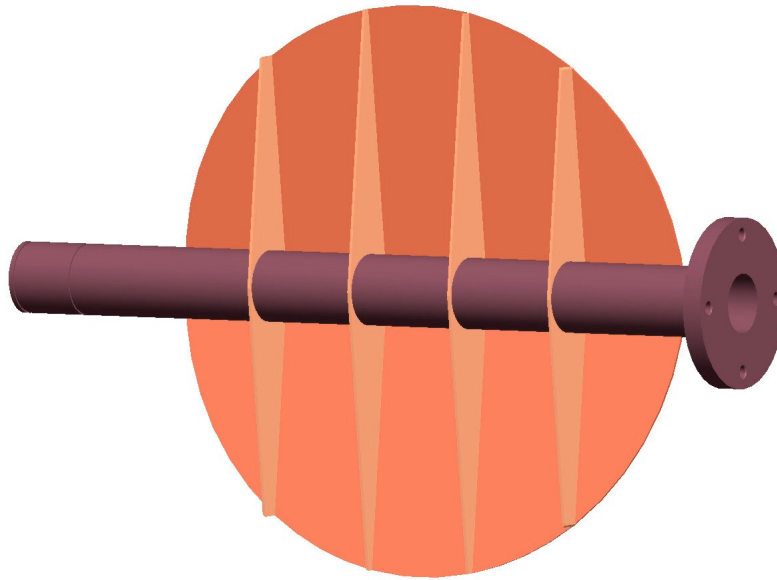


Abbildung 26: CAD-Modell der Klappe

Gesamtsystem

Abbildung 27 zeigt das CAD-Modell der gesamten Klappenaktuatorik. Das beschriebene Prinzip der „Federkupplung“ ist in dieser Konstruktion umgesetzt und an die Anforderungen in einer Abgasanlage angepasst. Nach Abschluß der Aktuatorikentwicklung und -konstruktion wurden alle Zeichnungen einem Fertigungsbetrieb übergeben und alle Komponenten prototypisch hergestellt. In Abbildung 28 ist ein Foto der zusammengebauten Aktuatorik zu sehen, die so zuerst im Labor getestet wurde. Die Verifizierung der dargestellten Berechnungsgrundlagen zur Bestimmung der erzeugbaren Winkelamplituden der Klappe erfolgte anhand der Vermessung einer Übertragungsfunktion von Ansteuerstrom in A zu Winkelamplitude der Klappe in Grad (vgl. Abbildung 29).

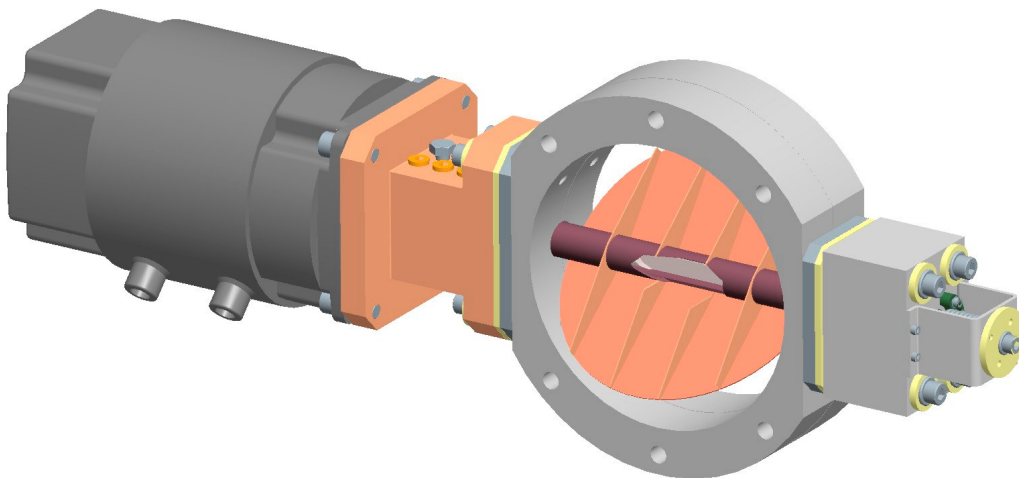


Abbildung 27: CAD-Modell der gesamten Klappenaktuatorik

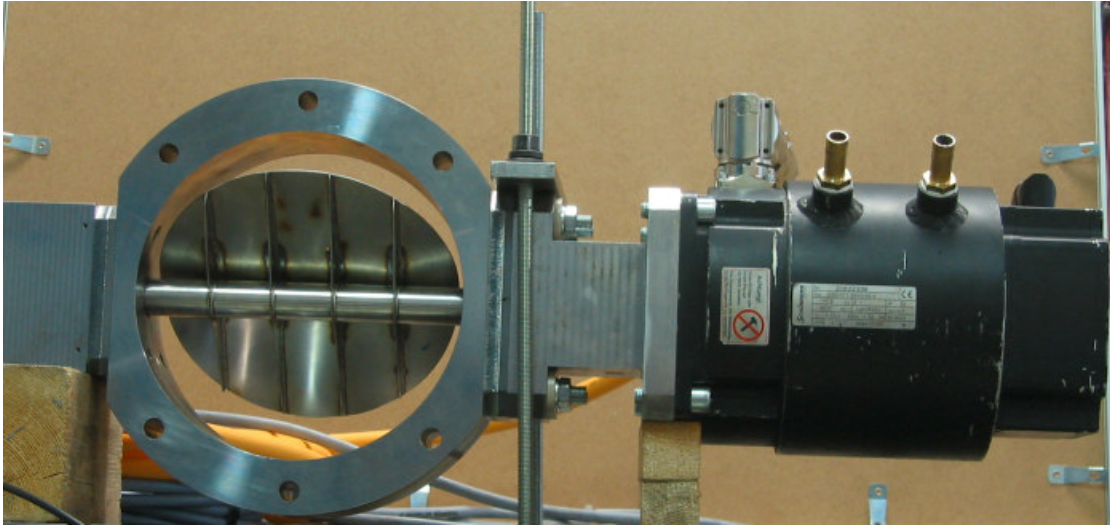


Abbildung 28: Foto der Klappenaktuatorik

Da diese Übertragungsfunktion auch von der Temperatur der Komponenten beeinflusst wird, sind zunächst die Ergebnisse für Raumtemperatur gezeigt. Die simulierten Winkelamplituden entsprechen außerhalb der Resonanz sehr genau den gemessenen Werten. Die Resonanzfrequenz wird um wenige Hz verfehlt. Der Unterschied zwischen den Winkelamplituden in dieser Resonanzfrequenz ist auf eine tatsächlich niedrigere Dämpfung im System zurückzuführen als im Berechnungsmodell angenommen.

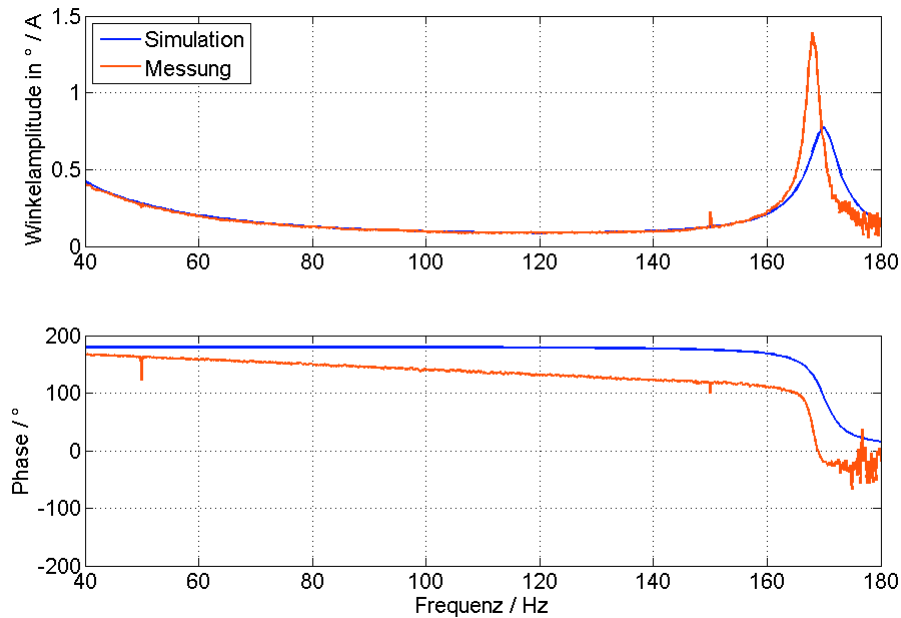


Abbildung 29: Vergleich der gemessenen und simulierten Winkelamplituden pro Ansteuerstrom bei Raumtemperatur

3.3 Temperaturprüfstand

Zur Untersuchung der Temperatureinflüsse auf die Klappenaktuatorik inklusive Klappenantriebsmotor wurde ein Ofen beschafft und derart umgebaut, dass die Klappe erhitzt werden kann (vgl. Abbildung 30 und Abbildung 31). Durch die gezielte Erhitzung der Klappe konnten so insbesondere die Temperatureinflüsse auf den Antriebsmotor bestimmt werden. In ersten Versuchen sollten die Auswirkungen von dauerhaft hohen Temperaturen auf die Beständigkeit der Motorlager ermittelt werden. Hierzu wurde die Aktuatorik oszillierend betrieben und in regelmäßigen Abständen in einem zerstörungsfreien Prüfverfahren Motor-vibrationen und Lagergeräusche bei rotierendem Betrieb aufgezeichnet. Bis hin zu Ofentemperaturen von 400 °C konnten keine negativen Einflüsse auf den Antrieb festgestellt werden. Diese Tests sollen auch nach Abschluß dieses Projektes fortgeführt und ausgeweitet werden.



Abbildung 30: Ofen mit eingebauter Klappenaktuatorik

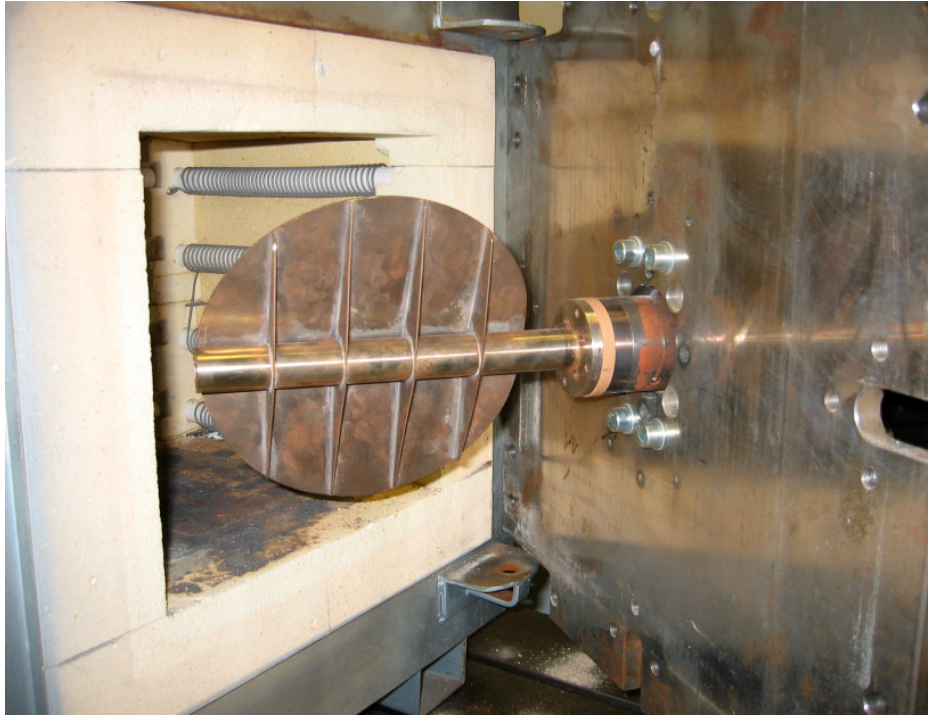


Abbildung 31: Umgebaute Ofentür zur Aufnahme der Klappenaktuatorik

3.4 Ausfallsicherheit

Eine symmetrische Klappe stellt sich aufgrund der durch die Abgasströmung wirkenden Kräfte zu, wenn sie nicht durch ein Drehmoment (des Antriebsmotors) in einer definierten Position gehalten wird. Aus diesem Grund ist es sinnvoll, eine Klappe zu konstruieren, die auch bei abgeschaltetem Antriebsmotor (zumindest teilweise) geöffnet bleibt (Fail-Safe).

Zur Realisierung dieser Eigenschaft sollen zwei Konzepte dargestellt werden. Zum einen soll die Drehachse der Klappe aus dem Mittelpunkt der Klappe verschoben werden (asymmetrische Klappe), beim zweiten Konzept soll die Klappe bei Ausfall des Motors durch eine externe Rückstelleinrichtung geöffnet werden.

Asymmetrische Klappe

Ziel dieses Abschnitts ist die Berechnung einer notwendigen Verschiebung der Drehachse aus dem Mittelpunkt der Klappe, so dass sich die Klappe bei vorhandener Strömung nicht vollständig schließt. Die Berechnung der Achsverschiebung basiert auf den folgenden Annahmen, die anhand von Abbildung 32 erläutert werden:

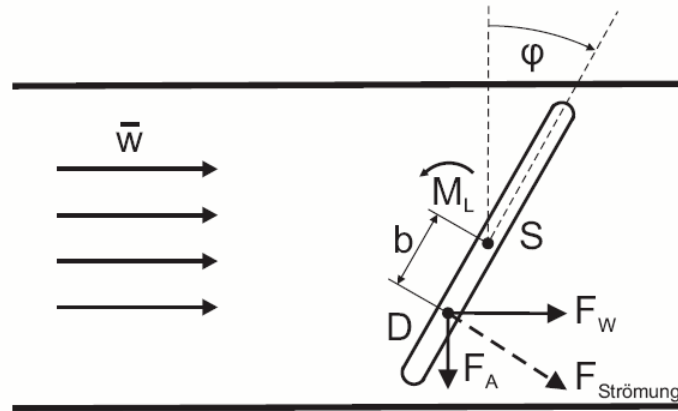


Abbildung 32: Kraft auf die angestellte Klappe im Abgasstrom

Auf die angestellte Klappe wirkt aufgrund der Strömung eine Kraft, die sich aus der Widerstandskraft F_W und der Auf- bzw. Abtriebskraft F_A zusammensetzt. Die Druckwirkung auf die Klappe verteilt sich aufgrund des Öffnungswinkels nicht symmetrisch. Sie ist an der vorderen Kante D bedeutend größer als an der hinteren Kante. Aus diesem Grund fällt der Angriffspunkt der Resultierenden der Druckkräfte nicht mehr mit dem geometrischen Mittelpunkt der Klappe zusammen. Der Druckmittelpunkt ist gegenüber einer quer zur Strömung stehenden Klappe der vorderen Kante näher gerückt und um einen Wert b aus dem Klappenmittelpunkt verschoben. Die Verschiebung des Druckmittelpunktes aus der Mitte heraus ist um so größer, je größer der Klappenöffnungswinkel ist.

Sowohl die Widerstandskraft, als auch die Auf- bzw. Abtriebskraft sind abhängig vom Klappenöffnungswinkel. Für Klappenöffnungswinkel, die kleiner als 70° sind, nimmt die Auf- bzw. Abtriebskraft sehr kleine Werte an, so dass der Einfluss dieser Kraft für die weiteren Betrachtungen vernachlässigt werden soll. Die Widerstandskraft ergibt sich aus dem Druckverlust über der Klappe und der projizierten Fläche der Klappe

$$F_w(\varphi) = \Delta p \cdot A \cdot \cos(\varphi) .$$

Das auf die Klappe wirkende Moment ergibt sich aus der Widerstandskraft und dem zugehörigen Hebelarm

$$M(\varphi) = F_w \cdot b(\varphi) \cdot \cos(\varphi) .$$

Die Verschiebung des Druckmittelpunktes aus dem Klappenmittelpunkt lässt sich demnach aus dem Drehmoment und dem Gegendruck in Abhängigkeit des Klappenöffnungswinkels bestimmen

$$b(\varphi) = \frac{M(\varphi)}{\Delta p \cdot A \cdot \cos^2(\varphi)} .$$

Damit sich die Klappe bei ausgeschaltetem Antriebsmotor trotz Abgasströmung um einen bestimmten Klappenöffnungswinkel aufstellt, muss die Drehachse der Klappe bei diesem Klappenöffnungswinkel mit dem Druckmittelpunkt zusammenfallen.

In Prüfstandsversuchen wurden Messungen aufgenommen, in denen die Klappe bei verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten aus dem geöffneten Zustand (90°) bis zu einem begrenzten Gegendruck angestellt wurde. Hierbei wurden Klappenöffnungswinkel, Gegendruck (vgl. Abbildung 33) und Drehmoment (vgl. Abbildung 34) aufgezeichnet. Die Verschiebung des Druckmittelpunktes aus dem Klappenmittelpunkt in Abhängigkeit des Klappenöffnungswinkels kann aus diesen Messungen und dem zugehörigen Klappendurchmesser von 200 mm mit der angegebenen Beziehung berechnet werden (Abbildung 35).

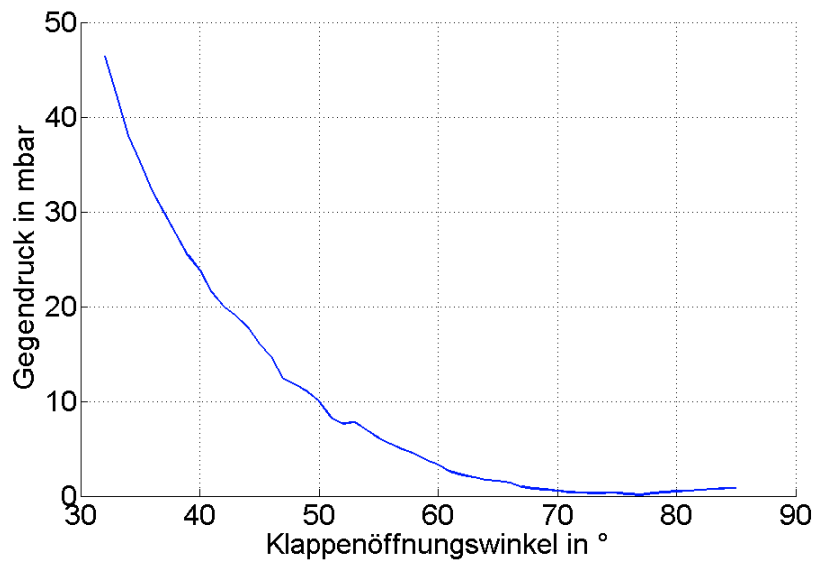


Abbildung 33: Gegendruck in Abhängigkeit des Klappenöffnungswinkels für eine Messung

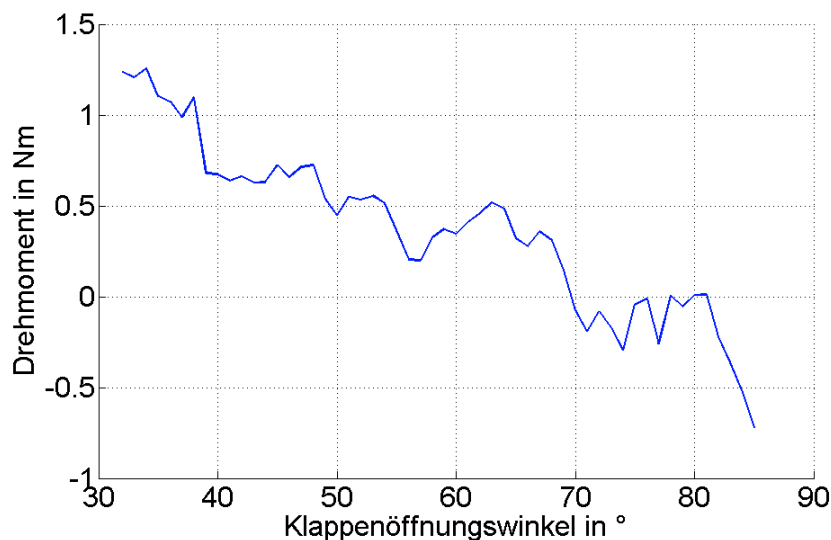


Abbildung 34: Drehmoment (Achtung: entgegengesetzt zu der in Abbildung 32 gezeigten Drehmomentrichtung) in Abhängigkeit des Klappenöffnungswinkels für eine Messung

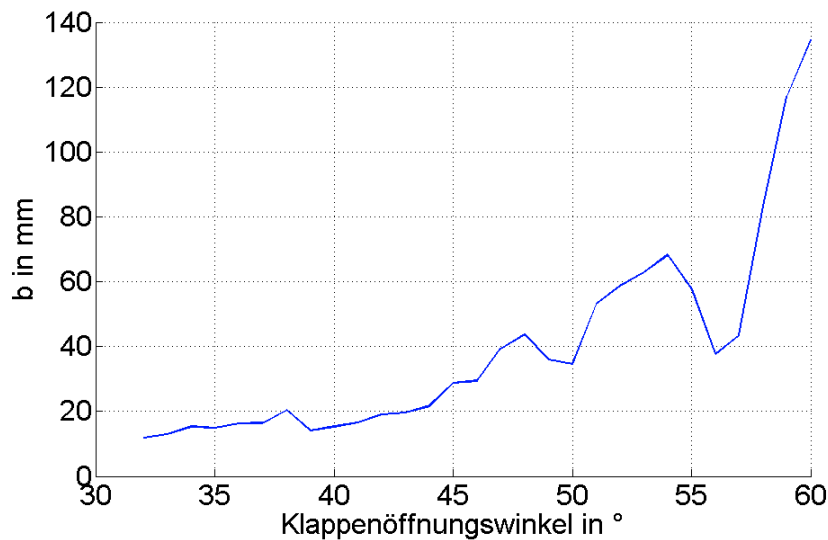


Abbildung 35: Verschiebung des Druckmittelpunktes aus dem Klappenmittelpunkt für eine Messung

Die Darstellung von mehreren Messungen mit verschiedenen Strömungsparameter in Abbildung 36 zeigt, dass im Bereich bis zu einem Klappenöffnungswinkel von ca. 50° unterschiedliche Messungen in etwa gleiche Ergebnisse liefern. Um einen Klappenöffnungswinkel von ca. 45° bei Ausfall des Antriebsmotors zu gewährleisten, muss die Drehachse der Klappe um ca. 30 mm aus dem Mittelpunkt der Klappe verschoben werden.

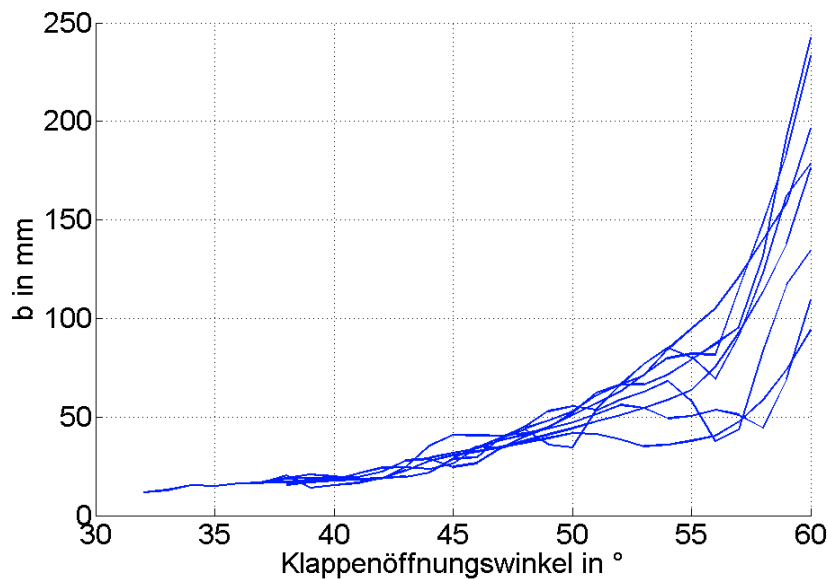


Abbildung 36: Verschiebung des Druckmittelpunktes aus dem Klappenmittelpunkt für mehrere Messungen

Als weitere Alternative zur Realisierung der Fail-Safe-Funktion wurde die Möglichkeit einer Rückstelleinrichtung untersucht, die im Folgenden beschrieben wird.

Rückstelleinrichtung

Abbildung 37 zeigt die durch die Strömung wirkenden Drehmomente in Abhängigkeit des Klappenöffnungswinkels für verschiedene Strömungsgeschwindigkeiten (blaue Kurvenschar). Die oberste dieser Kurven wurde bei hoher Last gemessen und der Arbeitspunkt liegt hier zwischen 50° und 60° Klappenöffnungswinkel. Bei der untersten Kurve war die Strömungsgeschwindigkeit am niedrigsten, so dass ein Arbeitspunkt von ca. 40° Klappenöffnungswinkel resultiert. Eine Rückstellfeder mit einer Federkonstante von $0.03 \text{ Nm}/^\circ$ und einer Vorspannung bei 90° von 2 Nm besitzt den in rot dargestellten Drehmomentverlauf in Abhängigkeit des Klappenöffnungswinkels. Die Überlagerung beider Drehmomente wurde für die oberste (grün) und die unterste (magenta) Kurve der Kurvenschar berechnet. Beide zeigen ein summiertes Drehmoment, das in den relevanten Bereichen negative Werte annimmt und somit zum Aufstellen der Klappe führt. Für das Anstellen der Klappe auf einen bestimmten Klappenwinkel muss der Antriebsmotor bei diesem Konzept gegen die Rückstelleinrichtung arbeiten. Für den Arbeitspunkt der oberen Kurve (50° - 60°) ergibt sich ein Motormoment von maximal 1 Nm und für die untere Kurve im Arbeitspunkt (40°) muss ein Moment von 3 Nm aufgebracht werden. Da diese Momente nur einen kleinen Anteil des insgesamt zur Verfügung stehenden Drehmomentes ausmachen und das Aufstellen der Klappe bei einem Versagen des Antriebsmotors gewährleistet ist, wurde die Machbarkeit dieses Ansatzes positiv bewertet. Der Vorteil der vollständigen Klappenöffnung von der Rückstelleinrichtung gegenüber der asymmetrischen Klappe hat den Ausschlag für die Umsetzung der Rückstelleinrichtung in der Konstruktion gegeben.

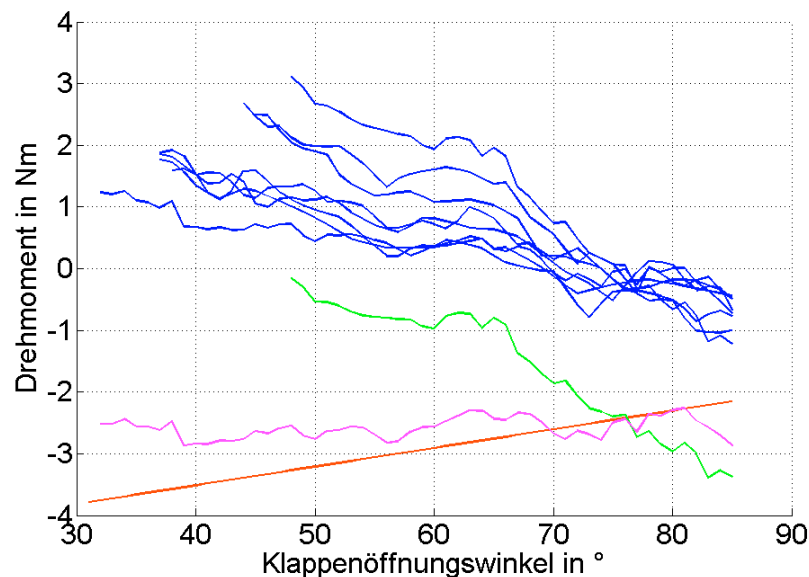


Abbildung 37: Drehmomente über Klappenöffnungswinkel für verschiedene Strömungsgeschwindigkeiten (blaue Kurven), eine mögliche Rückstelleinrichtung (rot) und resultierende Drehmomente bei Überlagerung (grün und magenta)

4 Regelung und Sensorik

Das „Gehirn“ des Aktiven Abgasschalldämpfers befindet sich in der Regelungstechnik des Systems. Hier werden die Signale der Sensorik verarbeitet und die Ansteuerung für die Klappenaktuatorik generiert. Rechenintensive Algorithmen ermitteln in Echtzeit diese Ansteuersignale genau so, dass der Abgasschall an der Stelle eines dynamischen Drucksensors und somit in der gesamten Abgasleitung reduziert wird. Hierbei wird zur Signalerzeugung die Drehzahl des Verbrennungsmotors und zur Einstellung des mittleren Klappenöffnungswinkels der Gegendruck berücksichtigt. Abbildung 38 zeigt eine Prinzipskizze der regelungstechnischen bzw. sensorischen Zusammenhänge.

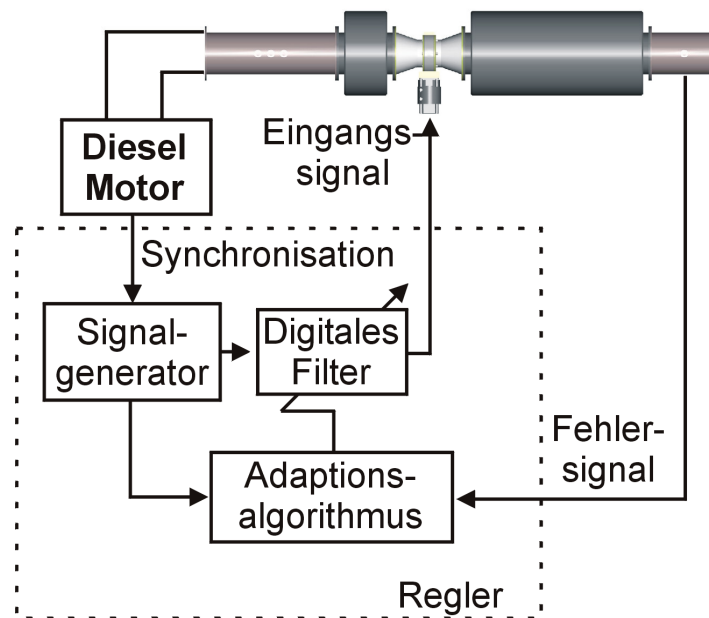


Abbildung 38: Regelungstechnische Prinzipskizze der Aktiven Abgasklappe (vgl. [Wei2009])

Der Fokus der Entwicklungen lag auf der Realisierung der benötigten Regler- und Sensorfunktionen mit kostengünstigen Hardwarekomponenten. Die folgenden Abschnitte zeigen die Arbeitsschritte und die erreichten Ergebnisse zur Umsetzung dieser Ziele.

4.1 Regelung

Die Regelungsfunktionen der aktiven Abgasklappe setzen sich aus einem Lageregler für die Einstellung des mittleren Klappenwinkels und einem überlagerten adaptiven Regler zur Erzeugung der oszillierenden Bewegungen zusammen. Der Antriebsmotor der Klappe wird mit einem Servoregler betrieben über den die Lageregelung realisiert wurde. Die Herausforderung der Neuentwicklungen im Bereich Regelung bestand darin, auch die rechenintensiven Reglerfunktionen des adaptiven Reglers auf Standardkomponenten der Antriebstechnik umzusetzen.

Es ist gelungen alle benötigten Reglerfunktionen auf einer Standard Speicherprogrammierbaren Steuerung (vgl. Abbildung 39) zu integrieren und somit eine technisch kompakte Reglerhardware aus Kombination von Servoregler und integrierbarer Steuerung einzusetzen.



Abbildung 39: Speicherprogrammierbare Steuerung als Einschubkarte für einen modularen Servoregler

Die Vorgabe des mittleren Klappenwinkels als Sollwert der Lageregelung soll in Abhängigkeit des durch die Klappe erzeugten Gegendrucks erfolgen. In Vorabversuchen wurde diese Gegendruckregelung mit einem zusätzlich vor der Klappe installierten Gegendrucksensor realisiert. Das Ziel der Weiterentwicklungen war, auf diesen Gegendrucksensor zu verzichten.

Die Idee zur Einsparung des Gegendruckensors besteht darin, den statischen Klappenöffnungswinkel und das benötigte Haltemoment des Antriebsmotors zur Bestimmung des statischen Drucks vor der Klappe zu verwenden.

Die Berechnung des Gegendrucks basiert auf den Zusammenhängen, die in Bezug auf die Berechnung einer asymmetrischen Klappe (vgl. Abschnitt 3.4) hergeleitet wurden.

Abbildung 40 zeigt die daraus abgeleitete Kurvenschar der Verschiebung des Druckmittelpunktes aus dem Klappenmittelpunkt (vgl. auch Abbildung 36) erweitert um eine Ausgleichskurve. Für Klappenöffnungswinkel bis ca. 60° kann eine Ausgleichskurve (rot) für die dargestellte Kurvenschar ermittelt werden. In diesem Bereich kann die Verschiebung des Druckmittelpunktes aus dem Klappenmittelpunkt somit als unabhängig von den Strömungsparametern (Massenstrom, Temperatur, usw.) angesehen werden.

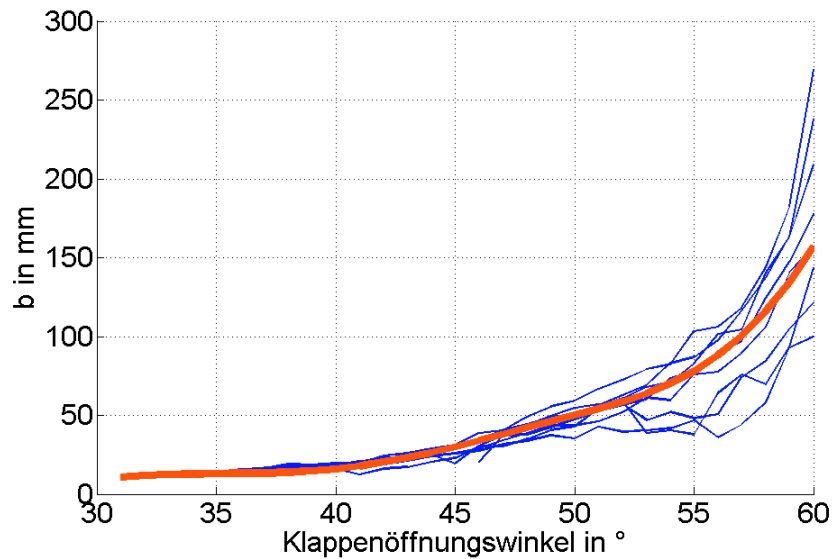


Abbildung 40: Kurvenschar der Verschiebung des Druckmittelpunktes aus dem Klappenmittelpunkt für Messungen mit verschiedenen Parametern – blau, Ausgleichskurve - rot

Mit dieser winkelabhängigen Ausgleichskurve kann der Druckabfall über der Klappe direkt aus dem Haltemoment des Antriebsmotors und dem Klappenöffnungswinkel bestimmt werden.

$$\Delta p = \frac{M(\varphi)}{b(\varphi) \cdot A \cdot \cos^2(\varphi)}$$

Im Folgenden sind die gemessenen (blau) und die aus Drehmoment und Klappenöffnungswinkel berechneten (rot) Gegendrucke für zwei Messungen mit unterschiedlichen Parametern vergleichend dargestellt.

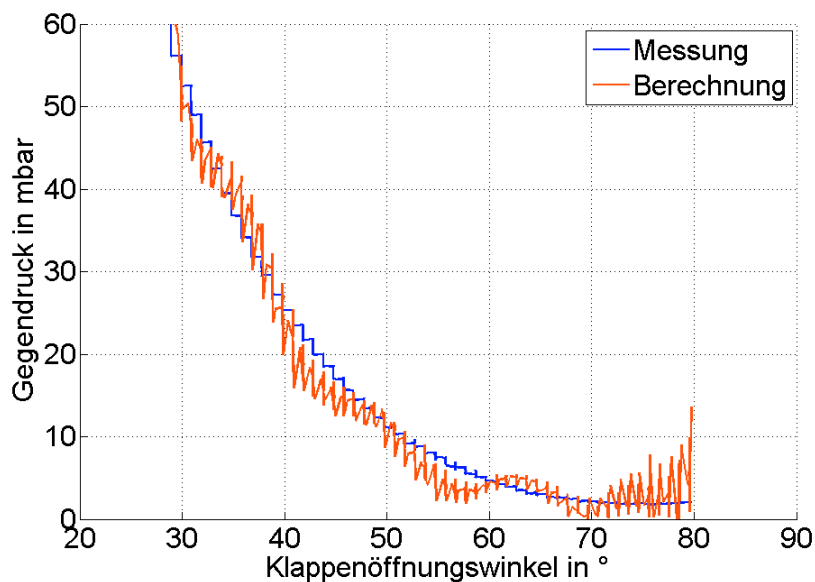


Abbildung 41: Gemessener und berechneter Gegendruck für 1. Beispielmessung

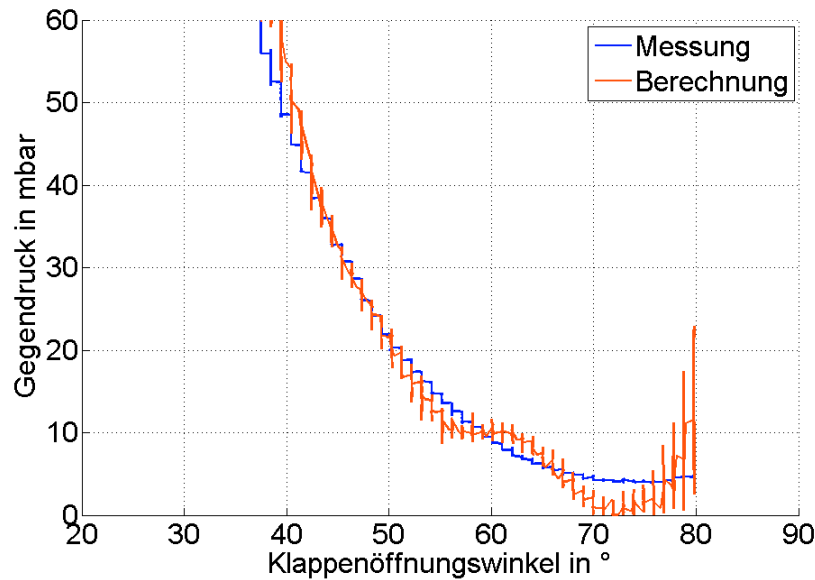


Abbildung 42: Gemessener und berechneter Gegendruck für 2. Beispielmessung

Die berechneten Werte stimmen sehr genau mit den gemessenen Werten überein. Der Gegendruck kann demnach aus den Motorparametern unter Verwendung des hergeleiteten Berechnungsmodells ermittelt werden. Der Gegendrucksensor kann dadurch eingespart werden.

4.2 Sensorik

Neben dem Gegendruck benötigt das Regelungskonzept Informationen über die Drehzahl des Verbrennungsmotors und über die Druckschwankungen hinter der Klappe. Die Drehzahl kann entweder direkt aus der Steuerung des Verbrennungsmotors oder durch eine einfache zusätzliche Sensorik gewonnen werden.

Für die Druckschwankungen hinter der Klappe muss ein Drucksensor in der Abgasleitung implementiert werden. Dieser Drucksensor muss den schwierigen Bedingungen, insbesondere der hohen Temperatur, in einer Abgasanlage standhalten. Die Herausforderung ist an dieser Stelle, die notwendige hohe Dynamik des Sensors in dem beschriebenen Umfeld und unter Berücksichtigung der Wirtschaftlichkeit zu realisieren.

Sowohl bei hochpreisigen Speziialsensoren als auch bei günstigen Standardsensoren kann ein sicherer Betrieb bei den Temperaturen von bis zu 500° C in einer Abgasanlage für Großdieselmotoren nicht gewährleistet werden. Um den Einsatz dieser Drucksensoren ohne externe Kühlsysteme trotzdem zu ermöglichen, ist ein Konzept zur Temperaturentkopplung unabdingbar. Im Rahmen des Projektes wurde die Temperaturentkopplung durch ein einfaches Distanzrohr untersucht. Abbildung 43 zeigt die Anbindung eines Druckaufnehmers an die Abgasanlage über dieses Distanzrohr.



Abbildung 43: Prinzipielle Anbindung des Druckpulsationsaufnehmers über ein Distanzrohr

Über eine Sensorrecherche wurden drei Sensoren mit unterschiedlichen Wandlerprinzipien ausgewählt und für den Test in der Abgasanlage vorbereitet. Das dargestellte Konzept des Distanzrohrs wurde für die drei Sensoren und einen Laborsensor als Referenz erweitert (vgl. Abbildung 43) und im Heißgas getestet.

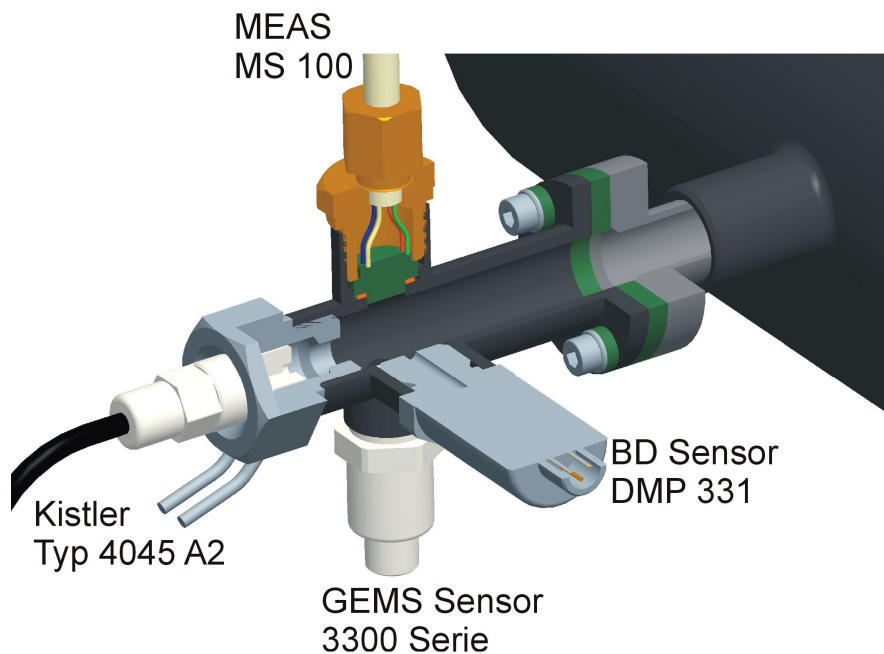


Abbildung 44: Prinzipskizze des Adapterflansches für insgesamt 4 Drucksensoren

Der Adapterflansch und die Sensoren wurden beschafft und in die Abgasanlage des Versuchsträgers (vgl. Kapitel 5) integriert. Abbildung 45 zeigt ein Foto des Sensorsystems, dass so einem andauernden Test unterzogen wurde.

Bezüglich der Funktion zeigt sich, dass das Distanzrohr in dem interessanten Frequenzbereich bis ca. 250 Hz keine Einflüsse auf die akustischen Messwerte hat. Das angeschlossene Rohrvolumen verhält sich in dem relevanten Frequenzbereich somit als homogenes Druckvolumen.

Hinsichtlich der Temperatur konnte eine Reduktion von ca. 500° C im Abgasstrom auf unter 100° C an der Stelle der Drucksensoren erzielt werden.

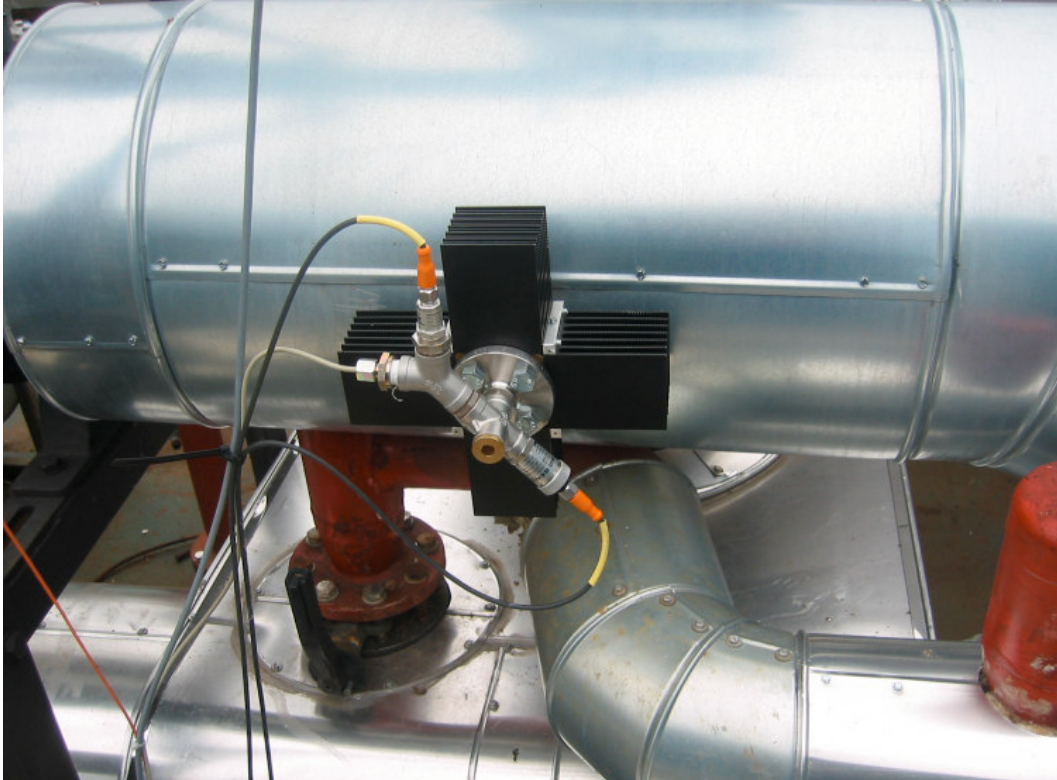


Abbildung 45: Foto des Adapterflansches in der Abgasanlage des Versuchsträgers

5 Funktionsuntersuchungen

Für die Durchführung umfangreicher Funktionstests wurde ein Versuchsträger gefunden, der in Bezug auf Zugänglichkeit, Übertragbarkeit auf andere Anwendungen und Möglichkeit der Integration der aktiven Klappe über einen längeren Zeitraum gute Voraussetzungen besitzt. Dieser Versuchsträger befindet sich in einem stationären Biomasse-Blockheizkraftwerk. Der Gasmotor dieses Kraftwerks besitzt die in Tabelle 2 aufgelisteten Daten und kann in Bezug auf seine Leistung als repräsentativ für mögliche mobile Applikationen in Bahn oder Schiff angesehen werden. Für die Integration der Aktiven Abgasklappe wurde ein neues passives Abgasanlagen-system konzipiert, dass im Folgenden beschrieben wird.

Motor		Deutz TCG 2016
Motorleistung	kW	620
Zylinder / Zündabstand		12/60°
Drehzahl	min ⁻¹	1.500
Zündfrequenz	Hz	150
Oktavpegel Frequenzband 125 Hz, Abgas-schall in 1m, 45°	dB(lin)	117
Massenstrom	kg/h	3.224
Abgastemperatur	°C	447
Zul. Abgasgedruck Gesamtanlage	mbar	50

Tabelle 2: Motorparameter

5.1 Auslegung und Aufbau der Abgasanlage

In Kapitel 2 wurden bereits die Bedeutung der passiven Abgasanlage für den Einsatz einer aktiven Abgasklappe hervorgehoben und die Grundlage für die Auslegung der passiven Komponenten geschaffen. Für den Versuchsträger wurde darauf basierend eine Abgasanlage konstruiert, in der das Abgas durch zwei passive Abgasklappen wahlweise auch parallel zu der aktiven Klappe passieren kann. Dadurch wird gewährleistet, dass auch bei einem Schaden an der aktiven Klappe der Betrieb des Kraftwerks nicht behindert wird. Die Schalldämpfer der Abgasanlage wurden entsprechend dem Berechnungsmodell ausgelegt. Die Klappe kann innerhalb der Anlage an zwei verschiedenen Stellen eingebaut werden, wodurch sich zusätzliche Flexibilität für das Verhindern von ausgeprägten Schalldruckminima in bestimmten Frequenzbereichen ergibt. Abbildung 46 zeigt die Konstruktion der passiven Abgasanlage, die auf die Gegebenheiten des Kraftwerks und die funktionellen Anforderungen der aktiven Abgasklappe angepasst wurde.

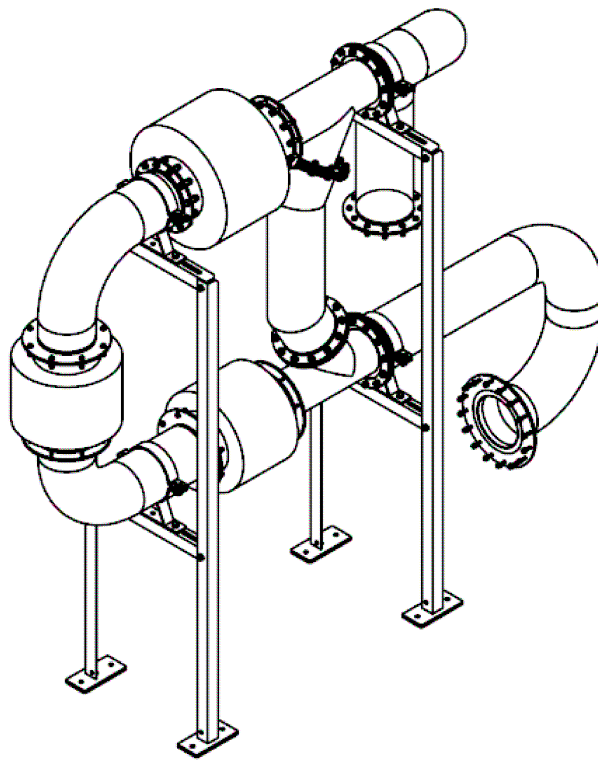


Abbildung 46: Konstruktion der passiven Abgasanlage

Die Umsetzung dieser Konstruktion ist in Abbildung 47 zu sehen. Die Abgasanlage wurde inklusive der aktiven Klappe und der Drucksensoren, sowie jeweils einem zusätzlichen Gegen-druck- und Temperatursensor für Analysezwecke an dem Versuchsträger installiert.



Abbildung 47: Foto der gesamten Abgasanlage

Abbildung 48 zeigt einen Ausschnitt der gesamten Abgasanlage mit der aktiven Klappe.



Abbildung 48: Foto der aktiven Abgasklappe im eingebauten Zustand

5.2 Testergebnisse

Zunächst wurden die Temperatureinflüsse auf das dynamische Verhalten der Klappenaktuatorik untersucht. Dazu wurde die aus Abbildung 29 bekannte Messung bei einer Materialtemperatur von ca. 350 °C im Heißgas durchgeführt. Abbildung 49 zeigt die Ergebnisse dieser

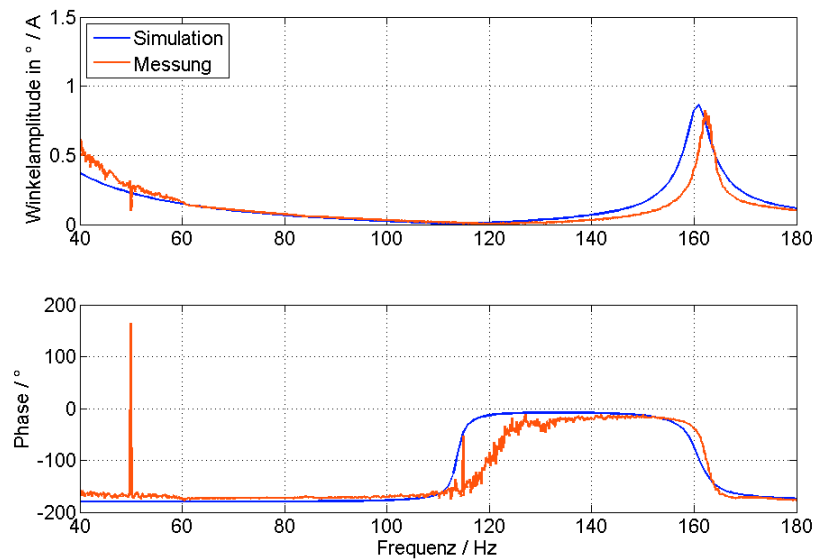


Abbildung 49: Vergleich der gemessenen und simulierten Winkelamplituden pro Ansteuerstrom bei 350 °C

Messung und die aus der Simulation aktualisierten Werte. Dargestellt sind jeweils die Winkelamplituden pro Ansteuerstrom über der Frequenz. Bis auf den Frequenzbereich in der Nähe der Resonanzfrequenz stimmen auch für diese Temperatur Messung und Simulation gut überein.

Für die Beurteilung der möglichen Schallreduktion durch die aktive Klappe sind die vom Verbrennungsmotor stammenden Druckpulse mit den maximal erzeugbaren Schalldruckpegeln der Klappe gegenüberzustellen. In Abbildung 49 sind die von der Klappe erzeugbaren Schalldrücke bei Ansteuerung mit einer Frequenz für zwei verschiedene mittlere Klappenöffnungswinkel und somit zwei verschiedene Gegendrücke in blau (10 mbar) und rot (20 mbar) dargestellt (Peaks in den Motorordnungen des Verbrennungsmotors müssen herausgemittelt werden). Im Vergleich sind die vom Verbrennungsmotor stammenden Druckpulse in schwarz abgebildet. Im Vorfeld wurden die dominierenden Frequenzanteile des Verbrennungsmotors bei der 6. Motorordnung, hier bei 150 Hz, erwartet. Wie in der Abbildung zu sehen, besitzen auch die 3. (75 Hz) und 4,5. (112,5 Hz) Motorordnung dominante Pegel. Um maximale Schalldruckreduktionen zu erreichen, müssen die von der Klappe erzeugbaren Schalldrücke mindestens das Niveau der Druckpulse des Verbrennungsmotors erreichen. Bei der Auslegungsfrequenz von 150 Hz liegen die erzeugbaren Schalldrücke ca. 10 bzw. 15 dB über dem Pegel des Verbrennungsmotors. Bei den anderen dominierenden Frequenzanteilen entsprechen die erzeugbaren Pegel bei einem Gegendruck von 20 mbar in etwa den Pegeln des Verbrennungsmotors (3. MO) bzw. liegen ca. 2 dB darüber (4,5. MO).

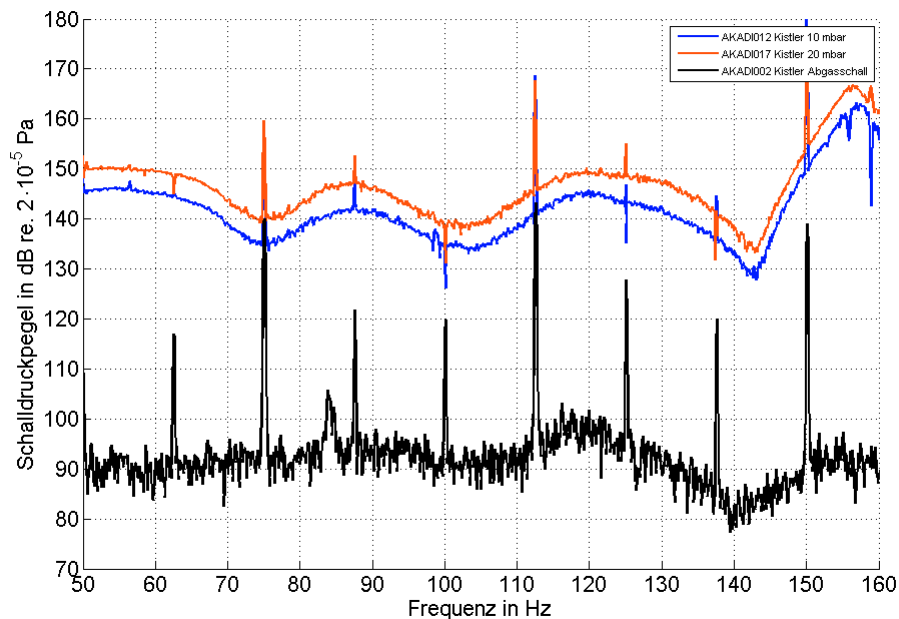


Abbildung 50: Frequenzspektrum der erzeugbaren Schalldrücke der Klappe (blau, 10 mbar; rot, 20 mbar) im Vergleich zu den vom Verbrennungsmotor stammenden Druckpulsen

Abbildung 51 zeigt die erreichbare Schalldruckreduktion im Abgasstrang mit der aktiven Klappe in der 6. Motorordnung. In rot ist der ungedämpfte Pegel und in blau der durch die aktive Klappe reduzierte Pegel abgebildet. Die Reduktion beträgt in etwa 25 dB.

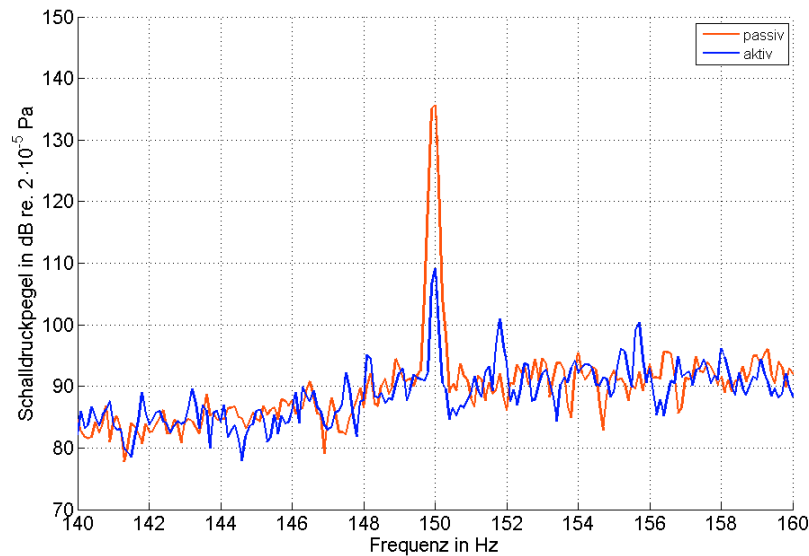


Abbildung 51: 6. Motorordnung des Verbrennungsmotors passiv (ohne Regelung) und aktiv (mit Regelung)

5.3 Dauerversuch

Nach dem prinzipiellen Nachweis der Funktionalität lag der Fokus weiterer Arbeiten auf der Untersuchung des dauerhaften Betriebs der aktiven Abgasklappe im Heißgas. Das neue Abgasanlagensystem mit der aktiven Abgasklappe wurde für den dauerhaften Betrieb vorbereitet und ein Fernwartungssystem in Betrieb genommen.

Nach einer Betriebsdauer von wenigen Tagen trat ein Schaden der Klappenlagerung auf. Um die Komplexität des Versuchsaufbaus zu verringern und die unterschiedlichen Komponenten der aktiven Abgasklappe einzeln und sukzessive zu testen, wurde daraufhin ein voll funktionsfähiges, vereinfachtes Klappensystem ohne Stellwinkelvergrößerung im Dauerversuch eingesetzt. In diesem Klappensystem wird die Klappe direkt mit dem Klappenantrieb verbunden und auf den Drehstab zur Stellwinkelvergrößerung verzichtet. Durch diese Anordnung kann auf zusätzliche Lager der Klappe verzichtet.

Das Ziel dieses Versuchs ist die Untersuchung der Funktion und der Dauerfestigkeit von Antriebsmotor, Klappe und Thermoentkopplung zwischen Antriebsmotor und Klappe. Für diesen Zweck kann die reduzierte Wirksamkeit aufgrund der fehlenden Stellwinkelvergrößerung toleriert werden.

Zum Zeitpunkt des Projektendes befand sich dieses Klappensystem im Dauerversuch. Das Ziel weiterführender Untersuchungen ist der dauerhafte Test aller Komponenten des Gesamtsystems in der Versuchsanlage.

6 Fazit und Ausblick

Innerhalb des dargestellten Projektes sollte eine aktive Abgasklappe als Schalldämpfer für großvolumige Dieselmotoren entwickelt werden. Die Ziele dieser Entwicklung teilen sich, wie einleitend beschrieben, in die vier Bereiche Gesamtsystem, Aktuatorik, Sensorik und Regelungstechnik auf.

Für die Abstimmung der passiven und aktiven Komponenten des Gesamtsystems aufeinander wurden Berechnungsgrundlagen zur Modellierung der aktiven Abgasklappe innerhalb der Abgasanlage ermittelt. Die simulierten Werte stimmen gut mit den realen Messungen an einem Versuchsträger überein. Mit diesem Berechnungsmodell lassen sich das Verhalten der aktiven Klappe mit ausreichender Genauigkeit vorhersagen und die optimale Auslegung der passiven Komponenten gewährleisten.

Im Bereich Aktuatorik wurde eine neue Klappe konstruiert und gefertigt. Erste Tests bestätigen die Funktion und die Dauerfestigkeit dieser Komponente im Einsatz unter den Bedingungen in einer Abgasanlage. Für die Erhöhung der Wirksamkeit der aktiven Klappe wurde ein Konzept zur Stellwinkelvergrößerung entwickelt. Die prinzipielle Funktionalität dieses Konzepts konnte in Prüfstandsversuchen nachgewiesen werden. Durch die Erhöhung der Möglichen Winkelamplituden in Bezug zum eingesetzten Drehmoment des Klappenantriebs, ist eine effiziente Nutzung des Antriebsmomentes möglich. Hierdurch steht der Einsatz kleinerer Antriebsmotoren und der Verzicht auf externe Kühlungen in Aussicht. Bei der Untersuchung der Dauerfestigkeit dieses Systems ist bereits nach kurzer Zeit ein Schaden aufgetreten. Durch den Einsatz eines Drehstabes ist eine zusätzliche Klappenlagerung notwendig, die den Temperaturen in der Abgasanlage nicht standgehalten hat. Die Schwierigkeit ist an dieser Stelle die Realisierung eines spielfreien Lagers, dass bei den hohen Temperaturen in der Abgasanlage einsatzfähig ist. Die Lösung dieses Zielkonfliktes sollte ein Fokus weiterführender Arbeiten sein.

Durch den Einsatz eines Distanzrohres konnte die Temperaturproblematik für die Sensorik gelöst werden. Durch diese thermische Entkopplung ist es gelungen, den thermischen Einsatzbereich von Standard Industriesensoren einzuhalten.

Auch im Bereich Regelungstechnik konnte das gesetzte Ziel erreicht werden und die Algorithmen zur Ansteuerung der Aktiven Klappe so optimiert werden, dass die Implementierung auf einer Steuerungshardware der Antriebselektronik möglich ist und somit eine gute Integration in das Gesamtsystem gewährleistet wird.

Literaturverzeichnis

- Böc2004** BÖCKH, P. von: Fluidmechanik, Einführendes Lehrbuch. 2., neu bearbeitete Auflage. Springer, 2004
- Boh2002** BOHL, W.: Technische Strömungslehre, 12., völlig neu bearbeitete und erweiterte Auflage, Vogel Fachbuch, Kamprath-Reihe, 2002
- Klö2008** KLÖTZER, P.: Adaptive Regelungsverfahren zur aktiven Lärmreduktion von Fahrzeugabgasanlagen, Diplomarbeit, 2008
- Sie2006** SIEBALD, H., VENGHAUS, H., GNAUERT, U., KOHLRAUTZ, D., WENZEL, M.: Active Noise Control – ANC for Car Exhaust Systems, Adaptronic Congress, Berlin, 2006
- Tar1991** TARTARIN, J.: An electro-mechanical transducer for an active anti-pulsatory system. *In: Proc. of the Conference on Recent Advances in Active Control of Sound*, 1991, S. 150–162
- UBA2003** Umweltbundesamt, Future Diesel – Abgasgesetzgebung Pkw, leichte Nfz und Lkw – Fortschreibung der Grenzwerte bei Dieselfahrzeugen, 2003
- Vei1996** VEIT, I.: Technische Akustik. 5., durchgesehene Auflage. Vogel Fachbuch, Kamprath-Reihe, 1996
- Wei2009** WEIHE, U., KLÖTZER, P.: Active Exhaust Noise Reduction for Large Diesel Engines, Adaptronic Congress, Berlin, 2009