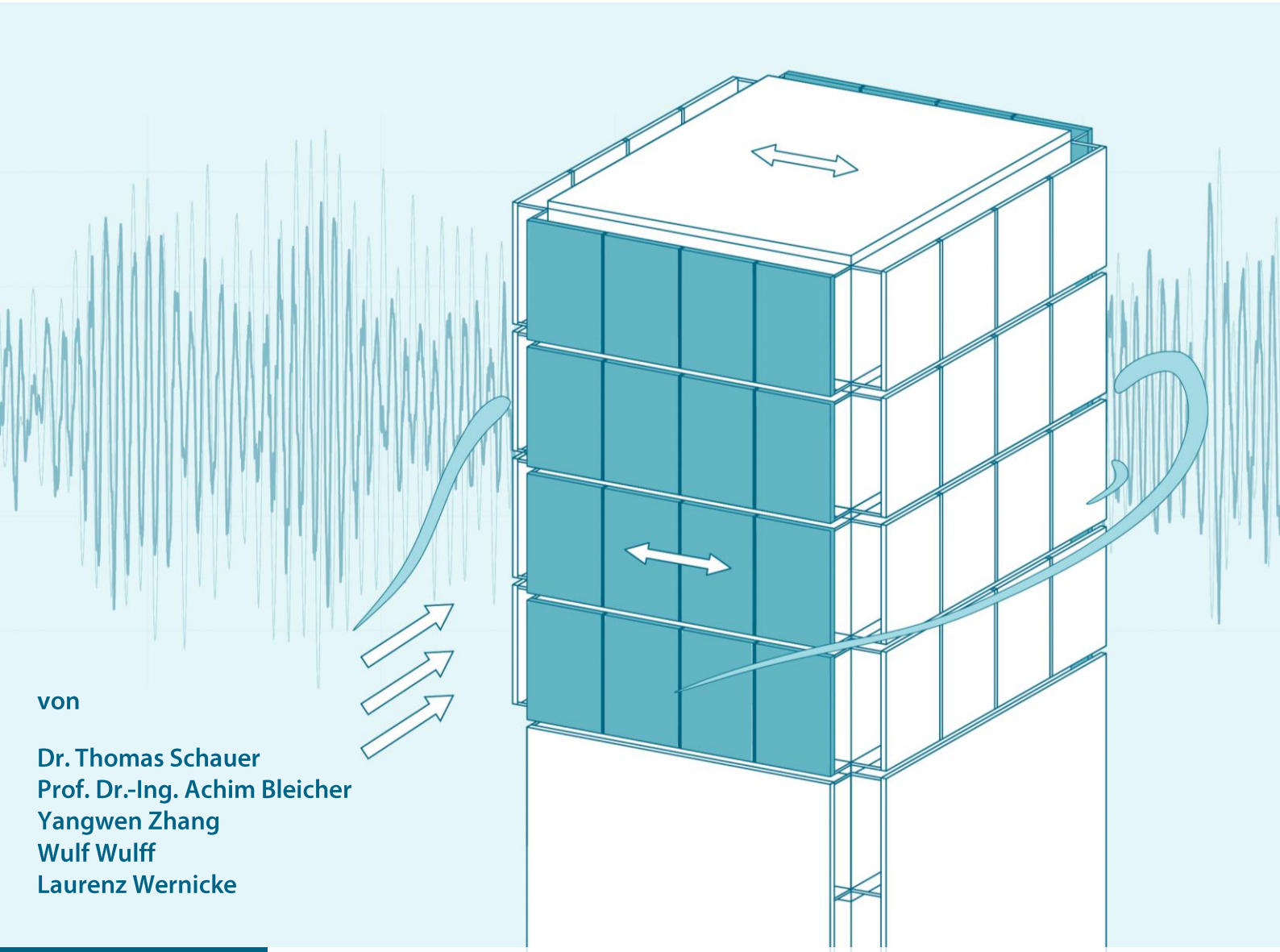
ZUKUNFT BAU
FORSCHUNGSFÖRDERUNG

Bundesinstitut
für Bau-, Stadt- und
Raumforschung
im Bundesamt für Bauwesen
und Raumordnung



von

Dr. Thomas Schauer
Prof. Dr.-Ing. Achim Bleicher
Yangwen Zhang
Wulf Wulff
Laurenz Wernicke

BBSR-
Online-Publikation
08/2022

# Schwingungsdämpfung und Energiegewinnung mit beweglichen Doppelfassaden

# Schwingungsdämpfung und Energiegewinnung mit beweglichen Doppelfassaden

Entwurf, Optimierung und Validierung eines autarken verteilten semi-aktiven Systems zur Reduktion Wind-induzierter Schwingungen bei schlanken Hochhäusern

Gefördert durch:

Bundesministerium
für Wohnen, Stadtentwicklung
und Bauwesen

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

ZUKUNFT BAU
FORSCHUNGSFÖRDERUNG

Dieses Projekt wurde gefördert vom Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung (BBSR) im Auftrag des Bundesministeriums für Wohnen, Stadtentwicklung und Bauwesen (BMWSB) aus Mitteln des Innovationsprogramms Zukunft Bau.
Aktenzeichen: 10.08.18.7-18.22
Projektlaufzeit: 01.2019–09.2021

## IMPRESSUM

**Herausgeber**
Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung (BBSR)
im Bundesamt für Bauwesen und Raumordnung (BBR)
Deichmanns Aue 31–37
53179 Bonn

**Fachbetreuer**
Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung
Referat WB 3 „Forschung im Bauwesen“
Daniel Wöffen
daniel.woeffen@bbr.bund.de

**Autoren**
BTU Cottbus-Senftenberg, Lehrstuhl Hybride Konstruktionen - Massivbau
Prof. Dr.-Ing. Achim Bleicher (Projektleiter)
achim.bleicher@b-tu.de
Yangwen Zhang, M. Sc.
Dipl.-Ing. Wulf Wulff

TU Berlin, Fachgebiet Regelungssysteme
Dr. Thomas Schauer (Projektleiter)
schauer@control.tu-berlin.de

Laurenz Wernicke, M. Sc.
laurenz.wernicke@TU-berlin.de

**Stand**
Februar 2022

**Bildnachweis**
Titelbild: BTU Cottbus, Lehrstuhl Hybride Konstruktionen – Massivbau; angepasst durch ORCA Affairs, Berlin
Alle weiteren Bildnachweise siehe Seite 95

**Vervielfältigung**
Alle Rechte vorbehalten

Der Herausgeber übernimmt keine Gewähr für die Richtigkeit, die Genauigkeit und Vollständigkeit der Angaben sowie für die Beachtung privater Rechte Dritter. Die geäußerten Ansichten und Meinungen müssen nicht mit denen des Herausgebers übereinstimmen.

**Zitierweise**
Schauer, Thomas; Bleicher, Achim; Zhang, Yangwen; Wulff, Wulf; Wernicke, Laurenz: Schwingungsdämpfung und Energiegewinnung mit beweglichen Doppelfassaden: Entwurf, Optimierung und Validierung eines autarken verteilten semiaktiven Systems zur Reduktion Wind-induzierter Schwingungen bei schlanken Hochhäusern. BBSR-Online-Publikation 08/2022, Bonn, April 2022.

ISSN 1868-0097 Bonn 2022

# Mitwirkende

**Autoren**
BTU Cottbus-Senftenberg
Lehrstuhl Hybride Konstruktionen - Massivbau
Prof. Dr.-Ing. Achim Bleicher
Yangwen Zhang, M. Sc.
Dipl.-Ing. Wulf Wulff

TU Berlin
Fachgebiet Regelungssysteme
Dr. Thomas Schauer
Laurenz Wernicke, M. Sc.

**Projektpartner**
Josef Gartner GmbH, Gundelfingen
Bernhard Rudolf
Dr.-Ing. Michael Engelmann
Thomas Lorenz

HYBRIDE KONSTRUKTIONEN
MASSIVBAU
b-tu

Control Systems Fachgebiet Regelungssysteme

Technische Universität Berlin

GARTNER

# Inhaltsverzeichnis

**Abkürzungsverzeichnis** **7**

**Kurzfassung** **8**

**Abstract** **9**

**1 Motivation und Konzept** **10**
1.1 Stand der Technik für Dämpfung von Schwingungen bei Hochhäusern . . . . . 10
1.2 Ansätze zur Schwingungsdämpfung durch Aktivierung der Fassadenmasse . . . 12
1.2.1 Orthogonaler Ansatz . . . . . 12
1.2.2 Paralleler Ansatz . . . . . 13
1.3 Doppelfassadensysteme . . . . . 15
1.4 Komponenten des Fassadenelements . . . . . 16
1.5 Projektziele und Überblick über weitere Kapitel . . . . . 18

**2 Modellierung** **20**
2.1 Windmodelle . . . . . 20
2.2 Modelle von Tragwerk und Fassade . . . . . 21
2.2.1 Workflow zur Generierung reduzierter dynamischer Modelle . . . . . 21
2.2.2 Modellbildung für das Hochhaus mit beweglichen Doppelfassaden . . . . 24

**3 Optimierung der Fassadenanbindung** **29**
3.1 Methoden . . . . . 30
3.1.1 Multikriterielle Optimierung mittels Genetischer Algorithmen . . . . . 30
3.1.2 Optimierung des passives Dämpfungssystems . . . . . 31
3.1.3 Optimierung des semiaktiven Dämpfungssystems . . . . . 33
3.2 Ergebnisse und Analyse . . . . . 34
3.2.1 Passives System . . . . . 34
3.2.2 Semiaktives System . . . . . 36
3.2.3 Fallbeispiele und Vergleich . . . . . 37

**4 Elektrischer Dämpfer mit Energiegewinnung** **42**
4.1 Motivation . . . . . 42
4.2 Gleichstrommaschine . . . . . 43
4.3 Schrittmotor . . . . . 45
4.4 Leistungselektronik zur Widerstandsemulation und Energiegewinnung . . . . . 50
4.4.1 Schaltungsbeschreibung . . . . . 50

4.4.2 Anwendung bei einer Gleichstrommaschine . . . . . 51
4.4.3 Anwendung bei einem Schrittmotor . . . . . 51
4.5 Simulationsmodell . . . . . 52
4.6 Generatorauswahl und Auslegung der Leistungselektronik und Batterie . . . . . 53
4.7 Elektronikeinheit des Dämpfers . . . . . 57
4.8 Zusammenfassung . . . . . 62

**5 Prototyp 63**
5.1 Bewegliches Doppelfassadensystem . . . . . 63
5.2 Prototyp des beweglichen Doppelfassadenelements und Prüfstand . . . . . 65
5.2.1 Beschreibung der Komponenten des beweglichen Doppelfassadensystems 67
5.2.2 Beschreibung der Komponenten für den Prüfstand . . . . . 73

**6 Experimentelle Validierung 77**
6.1 Systemidentifikation . . . . . 77
6.2 Systemoptimierung basierend auf Identifikation . . . . . 79
6.3 Hardware-in-the-Loop- (HiL-)Simulationen . . . . . 81
6.4 Ergebnisse und Diskussion . . . . . 83

**7 Fazit 87**

**Literaturverzeichnis 90**

**Abbildungsverzeichnis 95**

**Tabellenverzeichnis 98**

# Abkürzungsverzeichnis

| | |
|---|---|
| **ASM** | Asynchronmaschine |
| **CCF** | Closed-Cavity-Fassade |
| **d-MTFD** | distributed-Multiple Tuned Facade Damper |
| **d-MTMD** | distributed-Multiple Tuned Mass Damper |
| **DCM** | Discontinuous Current Mode |
| **DoF** | Degree of Freedom |
| **DSF** | Double-Skin Facade |
| **ESB** | Ersatzschaltbild |
| **ESG** | Einscheiben-Sicherheitsglas |
| **FU** | Frequenzumrichter |
| **GA** | Genetische Algorithmen |
| **GHR** | Groundhook-Regelung |
| **GM** | Gleichstrommaschine |
| **GUI** | Graphical User Interface |
| **HiL** | Hardware-in-the-Loop |
| **IVE** | Intelligent Vibration control and Energy harvesting unit |
| **LQR** | Linear-Quadratischer Regler |
| **MTMD** | Multiple Tuned Mass Damper |
| **NRMSE** | Normalized Root Mean Squared Error |
| **NSGA** | Non-dominated Sorting Genetic Algorithm |
| **OCF** | Open-Cavity-Fassade |
| **PWM** | Pulsweitenmodulation |
| **RMS** | Root Mean Square |
| **SM** | Schrittmotor |
| **TMD** | Tuned Mass Damper |
| **ZHF** | Zweite-Haut-Fassade |

# Kurzfassung

Weltweit werden immer mehr schlanke Hochhäuser gebaut, da sie bei einer dichten städtischen Flächennutzung erhebliche wirtschaftliche Vorteile bieten. Die sogenannten superschlanken Hochhäuser sind jedoch sehr anfällig für Windanregungen. Tuned Mass Damper (TMD) und distributed-Multiple Tuned Mass Damper (d-MTMD) sind passiv als auch aktiv Stand der Technik und haben sich als effiziente Lösungen zur Dämpfung Wind-induzierter Strukturschwingungen erwiesen. Beide Ansätze benötigen jedoch zusätzliche Masse und einen großen Bauraum in den begehrten obersten Etagen. In diesem Forschungsvorhaben wurde ein neuer semiaktiver und verteilter Fassadendämpfer (engl.: distributed-Multiple Tuned Facade Damper (d-MTFD)) untersucht, der die Masse der Außenhaut einer zweischaligen Fassade bzw. Doppelfassade als Dämpfungsmasse nutzt. Die Außenfassade bzw. Prallscheibe der Doppelfassade in den oberen Geschossen des Gebäudes ist parallel beweglich zu der auf der Primärstruktur befestigten Innenfassade unter Verwendung von rollenbasierten Führungssystemen. Neben der Reduktion der Spitzenbeschleunigung der Primärstruktur ist ein weiteres Entwurfskriterium, dass die relative Verschiebung der Außenfassade gegenüber der an der Primärstruktur befestigten Innenfassade möglichst klein ist. Durch multikriterielle Optimierung mit genetischen Algorithmen können Dämpfungsgrade für die Anbindung der beweglichen Prallscheiben anhand von Pareto-Fronten bestimmt werden, die einen Kompromiss in der Minimierung beider Kriterien liefern. Der Ansatz wurde zunächst in einer Simulation mit einem 306 m hohen Referenzgebäude für eine Windgeschwindigkeit von 13,5 m/s in 10 m Höhe über dem Boden mit einer Wiederkehrperiode von 10 Jahren validiert. Akzeptable Spitzenbeschleunigungen im obersten Stockwerk für die Hotelnutzung und eine maximale Verschiebung zwischen der Primärstruktur und der beweglichen Außenhaut von weniger als $\pm$0,5 m konnten unter Berücksichtigung von Rollreibung erreicht werden. Die variablen Dämpfungskoeffizienten für die semiaktive Steuerung können mit Hilfe eines Schrittmotors im Generatorbetrieb in jedem beweglichen Doppelfassadenelement realisiert werden. Über eine entwickelte Leistungselektronik lässt sich der Dämpfungsgrad stufenlos einstellen und kann zusätzlich elektrische Energie gewonnen und in einer Batterie gespeichert werden. Zur Validierung der Konzepte und zum Nachweis des autarken Betriebs des geregelten Dämpfungssystems wurde ein bewegliches Doppelfassadenelement als Prototyp realisiert und auf einem Versuchsstand installiert, mit dem realistische Gebäudeschwingungen nachgebildet werden können und die Interaktion des Fassadenelements mit dem Gebäude erfasst werden kann. Dies erlaubt die Durchführung von Hardware-in-the-Loop Simulationen bei denen ein gesamtes Gebäude mit d-MTFD simuliert wird und ein einzelnes Element des d-MTFD-Systems als Hardware physisch aktiv ist und sein Verhalten untersucht werden kann. Die Machbarkeit einer autarken semiaktiven Dämpfung mit parallel beweglichen Prallscheiben an Doppelfassaden konnte somit erfolgreich demonstriert werden.

# Abstract

More and more slender high-rise buildings are built worldwide because they offer significant economic advantages in dense urban land use. However, the so-called super-slender skyscrapers are highly susceptible to wind excitation. Passive and active Tuned Mass Dampers (TMD) and distributed-Multiple Tuned Mass Dampers (d-MTMD) are state of the art. They have proven to be efficient solutions for damping wind-induced structural vibrations. However, both approaches require additional mass and ample installation space in the coveted top floors. In this research project, a new semi-active and distributed-Multiple Tuned Facade Damper (d-MTFD) was investigated, which uses the outer skin of a double skin facade as a damping mass. In the upper floors of the building, the outer skin of the double facade is made movable in parallel to the inner facade, which is attached to the primary structure. A guide rail system with rolling bearings is employed for this purpose. One objective is to reduce the peak acceleration of the primary structure. In addition, another design criterion is to keep the relative displacement between the facade's outer and inner skin as small as possible. Multi-objective optimization with Genetic Algorithms (GA) has been used to determine damping ratios for the attachment of the moving outer skin. As result of the optimization, Pareto fronts are obtained to enable a trade-off in the minimization of both criteria. The approach was first validated in a simulation using a 306 m tall reference building for a wind speed of 13.5 m/s at 10 m above ground level with a return period of 10 years. Acceptable peak accelerations at the top floor for hotel use and a maximum displacement between the primary structure and the movable outer skin of less than $\pm$0.5 m could be achieved when considering rolling friction. The variable damping coefficients for the semi-active control can be realized using a stepper motor in generator mode in each movable double facade element. The damping coefficient can be continuously adjusted through a developed power electronics. Additionally, electrical energy can be generated and stored in a battery. To validate the concepts and to prove the self-sustaining operation of the controlled damping system, a movable double facade element was realized as a prototype and installed on a test rig, with which realistic building vibrations can be simulated, and the interaction of the facade element with the building can be recorded. This setup allows Hardware-in-the-Loop (HiL) simulations where an entire building structure is simulated with d-MTFD. A single element of the d-MTFD system is physically active as hardware in the simulation to study its behaviour. The HiL-simulations could successfully demonstrate the feasibility of self-sustaining semi-active damping with parallel movable facade's outer skin.

# 1 Motivation und Konzept

Die Effekte aus dynamischer Windeinwirkung auf unsere Bauwerke lassen sich durch eine Optimierung der umströmten Bauwerksgeometrie nur bis zu einem gewissen Grad reduzieren [34]. Für weitere Verbesserungen der Gebrauchstauglichkeit bzw. des Schwingungsverhaltens insbesondere bei sehr schlanken Hochhäusern (Breite/Höhe = 1:7 bis aktuell 1:23) werden bisher zwei grundlegende Ansätze verfolgt. Entweder wird die Reduzierung von Schwingungen durch Steifigkeit und/oder Masse oder durch die gezielte Beeinflussung mittels zusätzlicher Systeme (passiv, semiaktiv, aktiv und hybrid) realisiert. In der Regel erfordert die Wirkungsweise der zusätzlichen Systeme (1) einen großen Bauraum, (2) eine große zusätzliche Tilgermasse von mehreren hundert Tonnen, die über (3) eine materialintensivere Tragstruktur abgetragen werden muss, und/oder (4) zusätzliche Energie für deren Betrieb. Das Potential der Windenergie zur Energiegewinnung an großen Fassadenflächen, vergleichbar mit den aus der Fahrzeugtechnik bekannten Ansätzen und Anwendungen der Energiegewinnung aus Bewegungsenergie, wird bisher nicht genutzt. Genau hier setzte das interdisziplinäre Verbundprojekt an. Zusammen mit dem Fachgebiet Regelungssysteme der TU Berlin und der Josef Gartner GmbH erarbeiteten Bauingenieure, Regelungstechniker, Maschinenbauer, Leistungselektroniker und Fassadenbauer Grundlagen zur Entwicklung eines autarken semiaktiven/aktiven Systems zur Schwingungsdämpfung bis hin zur Realisierung eines 1:1 Fassadenprototyps. Hierbei wurde der Ansatz verfolgt, ressourcenschonend und energieeffizient schon vorhandene Masse und deren Bauraum in Form einer beweglichen Doppelfassade zu nutzen. Somit übernimmt die Doppelfassade [57] neben den bekannten Funktionen, wie bspw. Schutz variabler Verschattungen, natürlicher Lüftung (Zu- /Abluft, Zirkulation) und verbessertem Schallschutz, die Funktion eines über die Fassadenbreite und -höhe verteilten Energie-Harvesters und Schwingungsdämpfers.

## 1.1 Stand der Technik für Dämpfung von Schwingungen bei Hochhäusern

Aufgrund begrenzter Flächen und steigender Bevölkerungszahlen in den Großstädten werden immer mehr superschlanke Hochhäuser gebaut. Diese Strukturen sind sehr anfällig für dynamische Windlasten. Zur Verbesserung der Gebrauchstauglichkeit wurden bereits einige Ansätze untersucht und realisiert [44].

Ein neuer aktiver Ansatz nutzt die parallele Integration von Aktuatoren in Stützen, um die Anregung infolge Wind aktiv zu kompensieren und damit die windinduzierte Verformung der Struktur zu reduzieren [52]. Für solche aktiven Systeme ist auch bei Verwendung effizienter

und leichter pneumatischer Aktuatoren externe Energie erforderlich [5]. Semiaktive Systeme benötigen im Vergleich zu aktiven Systemen deutlich weniger Betriebsenergie und können in der Regel mit einer Batterie betrieben werden, da nur die Steifigkeits- oder Dämpfungseigenschaften geregelt werden [19]. Shen et al. untersuchten einen regenerativen elektromagnetischen (EM) Dämpfer, um windinduzierte Schwingungen von Hochhäusern zu reduzieren und gleichzeitig Energie zu gewinnen [50]. Die Ausgangsleistung kann einige Kilowatt erreichen, wenn die mittlere Windgeschwindigkeit mehr als 14 m/s beträgt. Unter den passiven Systemen werden primär abgestimmte Tilgermassen, sogenannte Tuned Mass Damper (TMD) aufgrund ihrer einfachen Implementierung und Wirksamkeit eingesetzt. Das traditionelle Einzel-TMD-System hat jedoch folgende Nachteile: Der Tilger (1) wird auf eine Eigenfrequenz des Gebäudes abgestimmt, (2) benötigt viel Platz in den oberen Geschossen und (3) hat keine Redundanz beim Ausfall des Systems.

Der sogenannte Multiple Tuned Mass Damper (MTMD), der aus mehreren kleineren Massendämpfern besteht, kompensiert die oben genannten Nachteile des Einzel-TMD [24]. Verschiedene Arten von MTMD-Systemen, einschließlich der seriellen/parallelen MTMD- und verteilten MTMD-Systeme (distributed-MTMD (d-MTMD)), wurden untersucht und erwiesen sich als effizienter und robuster als einzelne TMD-Systeme [2, 18, 40, 58]. Bei seriellen/parallelen MTMD-Systemen sind die kleinen Dämpfungsmassen in der obersten Etage seriell/parallel angeordnet. Bei verteilten MTMD-Systemen sind die Dämpfungsmassen auf verschiedene Stockwerke verteilt. Die einzelnen Dämpfer im MTMD-System benötigen weniger Bauraum als ein massives Einzel-TMD-System, wodurch sich mehrere Möglichkeiten der Integration ergeben [30]. Allerdings erfordern sowohl TMD- als auch MTMD-Systeme zusätzliche Dämpfungsmassen.

Die Leistung und Optimierung des d-MTMD-Systems unter Wind- und Erdbebenanregung wurden umfassend untersucht. Die Idee des d-MTMD-Systems wurde ursprünglich von Clark et al. gegen Erdbebenanregung vorgeschlagen [9]. Bergmann et al. untersuchten die Effektivität von d-MTMD-Systemen bei Windanregung [3]. Chen und Wu haben multimodal abgestimmte d-MTMD numerisch und experimentell für Strukturen unter seismischer Erregung untersucht [6–8]. Es wurde ein praktisches Verfahren zur optimalen Platzierung von Massendämpfern in verschiedenen Stockwerken entwickelt, so dass die Gebäudebeschleunigung wirksam reduziert werden kann [7]. Moon entwarf das d-MTMD-System für ein 60-stöckiges Hochhaus, das repräsentativen dynamischen Windlasten ausgesetzt ist [36]. Diese Massendämpfer sind auf die erste und zweite Eigenfrequenz der Primärstruktur abgestimmt, um die Schwingungen in der ersten und zweiten Eigenfrequenz passiv zu dämpfen. Fu et al. schlugen vor, außenliegende Verschattungselemente als Dämpfungsmasse zu verwenden, und nutzten einen Suchalgorithmus, um die Strukturantwort bei seismischer Anregung zu minimieren [21]. In weiteren Untersuchungen wurde die LQR-basierte aktive Regelung angewandt [22]. Fu et al. untersuchten verschiedene Konfigurationen für das Fassadendämpfersystem. Auf Grundlage des Suchalgorithmus wurden die Dämpferparameter optimiert, um die Reaktionen des Bauwerks auf stochastische und historische Erdbebenanregungen zu minimieren [20]. Die gleiche aktive Regelung unter Verwendung der LQR-Methode wurde auch in das Fassadendämpfersystem

implementiert [23]. Es zeigte sich, dass sowohl das optimierte passive als auch das aktive System in der Lage sind, die Strukturschwingungen erheblich zu reduzieren, dies jedoch mit großen Relativbewegungen der Dämpfermassen verbunden ist. Rahman et al. untersuchten die Energieabsorption des Struktursystems bei Erdbebenanregung. Ihre Studie ergab, dass ein d-MTMD-System, das auf verschiedene Eigenfrequenzen des Bauwerks unter breitbandiger Erdbebenanregung abgestimmt ist, effizienter ist als ein einzelnes TMD-System und ein im obersten Stockwerk installiertes MTMD-System [45]. Elias et al. untersuchten den Ansatz, dass jeder TMD dort platziert wird, wo die Amplitude der Eigenform am größten ist, und jeder TMD mit der entsprechenden Eigenfrequenz abgestimmt wird [17]. Sie kamen zum Ergebnis, dass ein d-MTMD-System bei der Kontrolle windinduzierter Schwingungen eines Hochhauses effektiver ist als ein TMD-System und ein paralleles MTMD-System. Pipitone et al. wendeten die Partikelschwarmoptimierung (PSO) an, um das System bei mehreren seismischen Ereignissen auf der Grundlage verschiedener Zielfunktionen zu optimieren [41]. Rahmani und Könke ermittelten die optimalen Entwurfsparameter von TMDs und ihre optimale Platzierung im d-MTMD-System unter seismischer Anregung mit Hilfe des nicht dominierten genetischen Suchalgorithmus (NSGA-II) [43]. Die Optimierungsergebnisse zeigen, dass die optimalen Standorte mit den Stockwerken der maximalen modalen Verschiebung der niederen Eigenfrequenzen zusammenhängen. Die Übertragung dieser Ansätze in die Ebene der Fassade wurde erstmals von Kareem und Moon untersucht [29, 35, 37].

Grundsätzlich gibt es zwei Ansätze, um mittels einer beweglichen Doppelfassade Gebäudeschwingungen durch Windanregung zu dämpfen. Die beiden Ansätze unterscheiden sich in der Bewegung der äußeren Haut der Doppelfassade relativ zum Gebäude, nämlich orthogonal oder parallel, und werden im nachfolgenden Abschnitt im Detail beschrieben. Die Windanregung erfolgt dabei primär durch Wirbelablösung, welche orthogonal zur Windrichtung wirkende Kräfte verursacht.

## 1.2 Ansätze zur Schwingungsdämpfung durch Aktivierung der Fassadenmasse

### 1.2.1 Orthogonaler Ansatz

Ein erster, bereits im Antrag vorgeschlagener, Ansatz folgt dem Wirkprinzip der sogenannten „Base-Isolation“ bei einer Anregung durch Erdbeben. Im übertragenen Sinn werden bei diesem Ansatz die anregenden Kräfte von der orthogonal zum Gebäude beweglichen Außenhaut der Doppelfassade aufgenommen und ihre Übertragung auf das Gebäude somit reduziert. Die absorbierte Energie soll, wenn möglich, für eine andere Nutzung gewonnen werden. Durch die Verwendung von orthogonalen Verbindungen mit geringer axialer Steifigkeit kann die Bewegung der Primärstruktur erheblich gemindert werden. Die Verringerung der Strukturschwingungen geht jedoch mit einer starken Bewegung der Außenhaut (Prallscheibe) der Doppelfassade einher. Für die praktische Anwendung ist eine übermäßige orthogonale Bewegung der Außenhaut eine

konstruktive Herausforderung. Zhang et al. untersuchten sowohl die Schwingungskontrolle als auch die Energiegewinnung eines vereinfachten Systems mit zwei Freiheitsgraden (DoF), bei dem die traditionellen Dämpfungsvorrichtungen durch elektrische Maschinen ersetzt wurden [60]. Die Ergebnisse zeigen ein großes Potenzial für die Energiegewinnung. Das große Potenzial ist jedoch mit einer starken Bewegung der beweglichen Prallscheiben verbunden. Eine effektive Schwingungsreduzierung des Gebäudes kann auch nur mit sehr großen Bewegungen der Prallscheiben erzielt werden, welche konstruktiv schwer realisierbar sind und aus Komfortgründen (z.B. visueller Eindruck) begrenzt sein sollten.

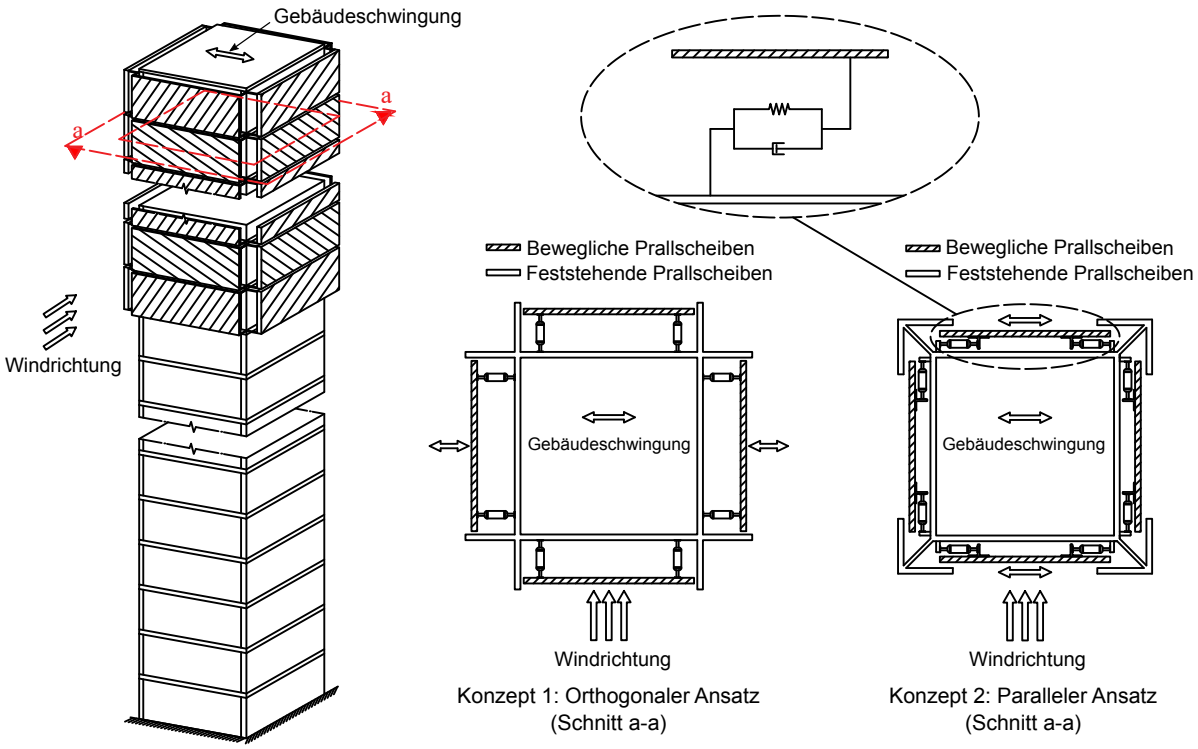



Abb. 1.1: Konzept der Doppelfassade mit orthogonaler und paralleler beweglicher Verbindung.

### 1.2.2 Paralleler Ansatz

Ein zweiter, neu innerhalb der Projektlaufzeit entwickelter Ansatz zielt auf eine Dämpfung der Gebäudeschwingung durch parallel zum Gebäude beweglicher Elemente der Doppelfassade ab [61]. Die Windanregung erfolgt dabei primär durch Wirbelablösung (vortex shedding), welche orthogonal zur Windrichtung wirkende Kräfte verursacht. Im Vergleich zum vorher beschriebenen orthogonalen Ansatz erfolgt hier die Übertragung der Kräfte auf das Gebäude über eine orthogonal zur Gebäudehülle arretierte, aber parallel bewegliche Prallscheibe einer Doppelfassade, wobei die bewegliche Prallscheibe durch das Gebäude angeregt wird (siehe Abbildung 1.1). Vorteilhaft ist hier u. a. eine deutlich einfachere konstruktive Anbindung der beweglichen Prallscheibe, wie wir in [61, 62] zeigen konnten. Zu Grunde gelegt wird, dass die beweglichen Prallscheiben geschossweise je Seite gekoppelt sind und sich im Eckbereich in einen feststehenden Fassadenteil schieben können.

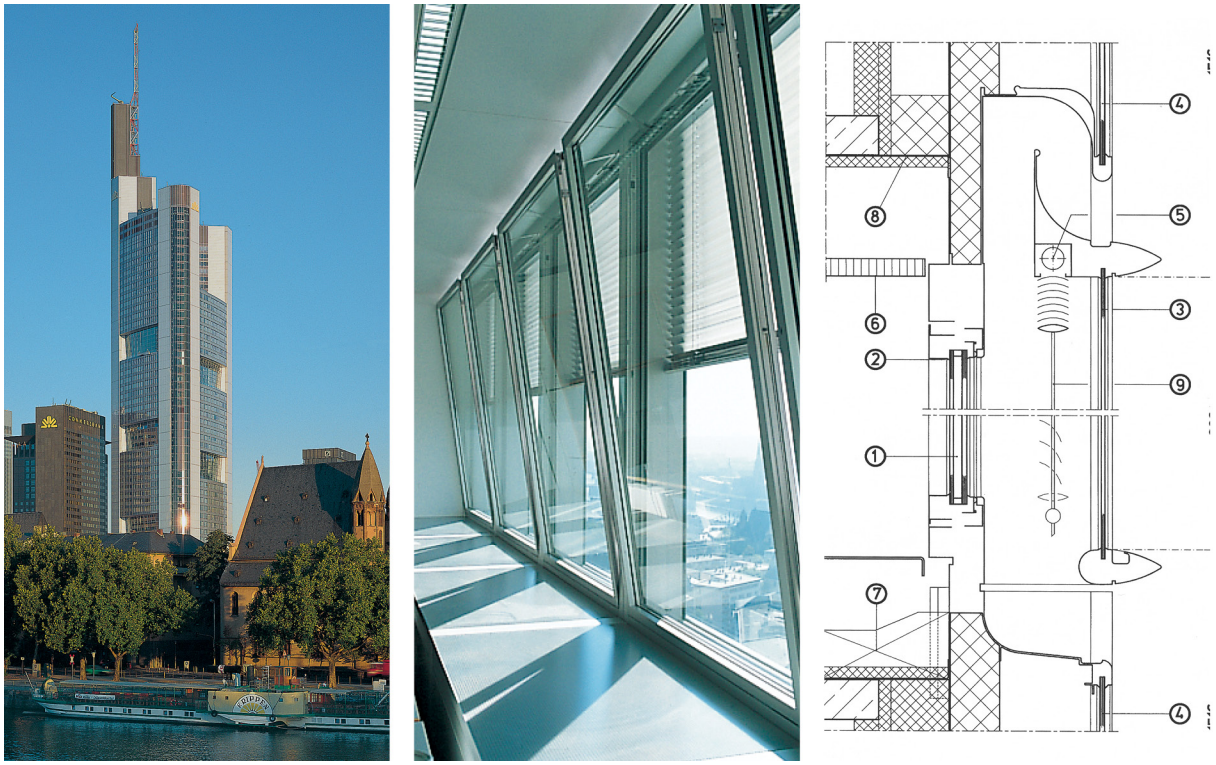



Abb. 1.2: Zweite-Haut-Fassade, Erweiterung der Commerzbank Zentrale, Frankfurt am Main (Deutschland), 1997, (1) Wärmeschutz-Isolierglas, (2) Chloroprene, (3) 6 mm ESG Außenverglasung, (4) 8 mm ESG Brüstungsglas, (5) Sonnenschutzkasten, (6) Abhängdecke, bauseits, (7) Fassadenbefestigung, (8) Stahlzarge, (9) Spannseil für Sonnenschutz (Quelle: Josef Gartner GmbH)

Beim parallelem Ansatz wird ein über die Fassadenbreite und -höhe verteilter Schwingungsdämpfer realisiert. Bei dieser Variante wirkt die Windkraft über die orthogonal arretierte aber parallel bewegliche Fassade direkt auf das Gebäude, wobei die um 90 Grad zur Windanregung versetzten Fassadenelemente wie herkömmliche Schwingungsdämpfer wirken können, weil ihre Bewegung nicht direkt vom Wind beeinflusst wird. Sie werden dementsprechend nur durch die Bewegung der Primärstruktur zur Schwingung angeregt. Dieser Ansatz kann in Anlehnung an die oben genannten distributed Multiple Tuned Mass Damper (d-MTMD) auch als distributed Multiple Tuned Facade Damper (d-MTFD) bezeichnet werden.

Gegenüber dem orthogonalen Ansatz kann beim parallelen Ansatz bereits mit relativ kleinen Verschiebungen der Fassade (<500 mm Amplitude) eine effektive Dämpfung der Gebäudeschwingung erzielt werden [61]. Jedoch ist das Potential der Energiegewinnung aufgrund der kleineren Fassadenbewegungen wesentlich geringer.

Aufgrund der deutlich einfacheren konstruktiven Anbindung und der besseren Schwingungsdämpfung bei kleineren Fassadenbewegungen wurde nur der Ansatz mit parallel beweglicher Prallscheibe im Projekt weiter verfolgt und der orthogonale Ansatz verworfen. Eine erfolgreiche Schwingungsdämpfung wird hierbei stärker gewichtet als eine hohe Energiegewinnung.

## 1.3 Doppelfassadensysteme

Zur Umsetzung des parallelen Ansatzes und zur konstruktiven Integration mechatronischer Komponenten wurden Konzeptstudien erstellt. Hierbei konnten im Wesentlichen zwei Typen von Doppelfassaden identifiziert werden, die die Anforderungen an eine bewegliche Doppelfassade erfüllen und als Elementfassade ausgeführt werden können.

Zum einen gibt es die sogenannte Zweite-Haut-Fassade (ZHF), die primär aus einer äußeren Prallscheibe und deren Anbindungskonstruktion besteht, um die innere Fassade und den dazwischenliegenden Sonnenschutz vor Wind und Wetter zu schützen, siehe Abbildung 1.2. Dieser Typ von Doppelfassade wird auch als Open-Cavity-Fassade (OCF) bezeichnet. In der Innenfassade sind raumhohe Fensterflügel integriert, die für Lüftungszwecke begrenzt und für Revisions- und Reinigungsarbeiten vollständig geöffnet werden können.

Ein zweiter Fassadentyp wird als Closed-Cavity-Fassade (CCF) bezeichnet und wurde ursprünglich durch die Firma Josef Gartner entwickelt. Das Grundprinzip der CCF beruht, wie in [27] beschrieben, auf einer geschlossenen zweischaligen Fassade. Zur Innenseite hin ist die CCF 2- oder 3-fach verglast. Es folgt eine Kavität, die den Sonnenschutz aufnimmt und nach außen durch eine Einfachverglasung begrenzt wird. Der Zwischenraum wird außerdem aktiv von gefilterter Trockenluft durchströmt, wodurch ein Beschlagen der Scheiben verhindert wird. Aufgrund des mehrfachverglasten, luftdichten Aufbaus, siehe Abbildung 1.3, wird sowohl eine hohe Wärmedämmung als auch ein hochwertiger Schallschutz erreicht. Darüber hinaus bietet der geschlossene Aufbau den Vorteil, dass der Sonnenschutz und dessen Steuerungskomponenten nicht verschmutzen und deshalb wartungsfrei ausgelegt werden können. Vor der Montage werden darüber hinaus die Fassaden-Elemente im Werk komplett vorgefertigt, was eine gleichbleibend hohe Qualität sicherstellt.

Das Ergebnis der Konzeptstudie zur konstruktiven Umsetzung einer beweglichen Doppelfassade basierend auf den beiden oben beschriebenen Fassadentypen ist in Abbildung 1.4 dargestellt. Die beweglichen Fassadenelemente sind in grün gezeichnet (dunkelgrün für das beschriebene Element, hellgrün für die Elemente der darüber- und darunterliegenden Geschosse). Wird die CCF mit integriertem Sonnenschutz parallel verschieblich ausgeführt, wäre eine zusätzliche einfache Innenfassade (Nr. 5 in Abbildung 1.4 links) für den Raumabschluss zur beweglichen und bauphysikalisch relevanten CCF erforderlich. Die parallel verschiebliche OCF-Variante unterscheidet sich kaum von der klassischen OCF. Die Innenfassade (Nr. 5 in Abbildung 1.4 rechts) wäre die bauphysikalisch wirksame Gebäudehülle. Bei beiden Typen wird angenommen, dass die Fassadenelemente je Geschoss und Gebäudeseite immer fest verbunden agieren. Eine vertikale Verbindung der Elemente über zwei oder mehr Geschosse ist möglich und bietet die Gelegenheit, mehrere Schwingungsdämpfereinheiten durch eine größere Einheit zu ersetzen, was zu einer Einsparung mechatronischer Komponenten, siehe Abbildung 1.5, führt. Im Eckbereich des Gebäudes schieben sich die gekoppelten Fassadenelemente in einen feststehenden Fassadenteil.

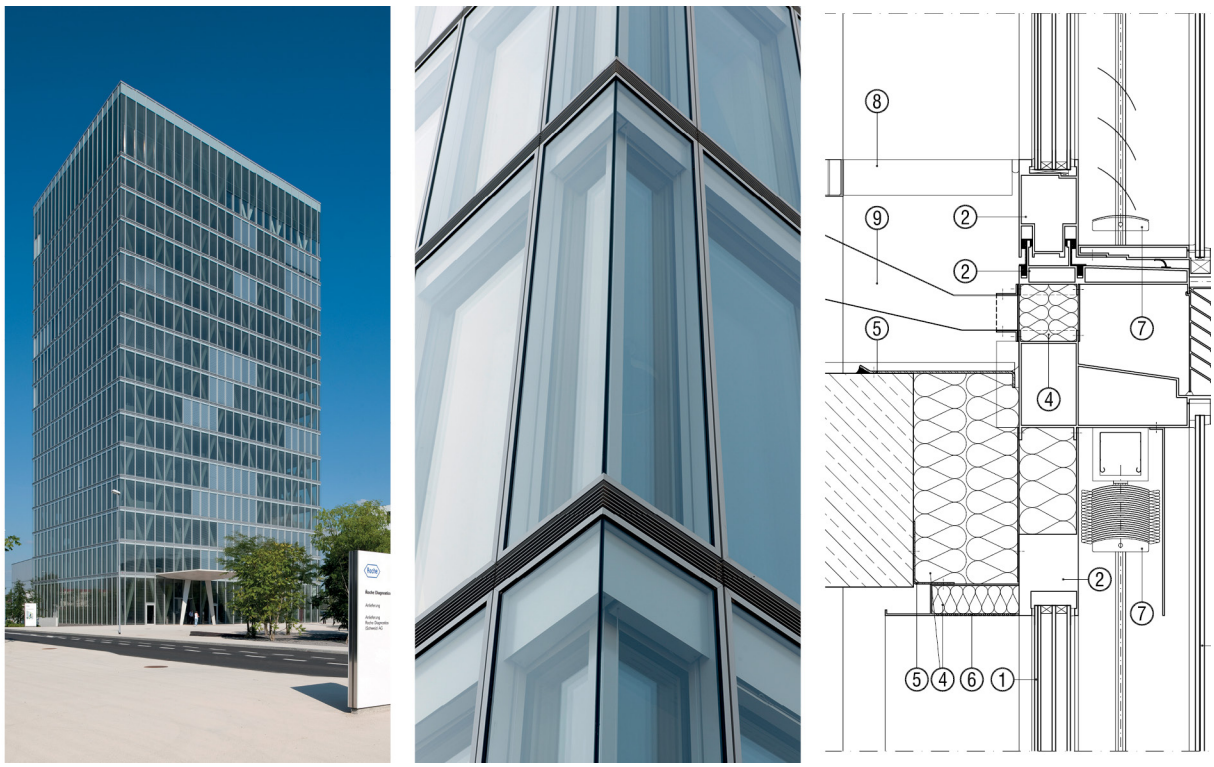
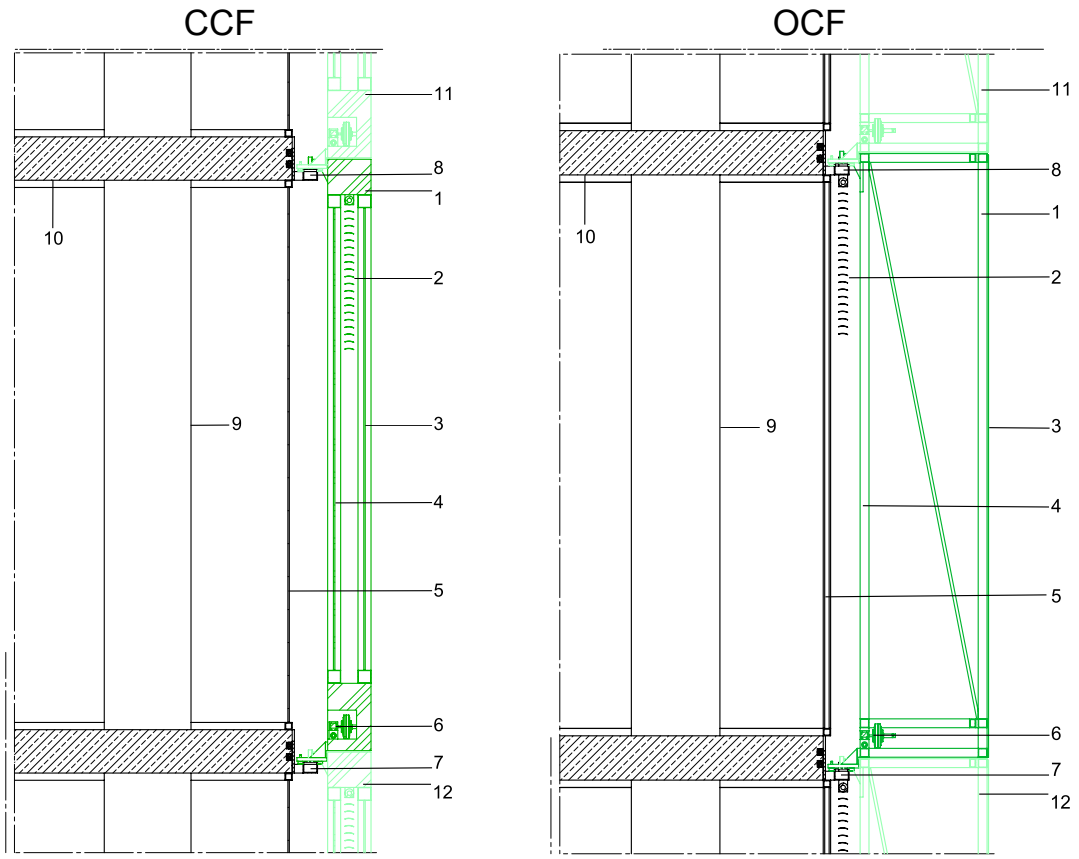



Abb. 1.3: Closed-Cavity-Fassade (CCF), Roche Diagnostics International AG, Rotkreuz (ZG, Schweiz), 2011, (1) Verbund-Sicherheitsglas, (2) Aluminium-Profil, (4) Wärmedämmung, (5) Stahlzarge, (6) Aluminium-Profil mit Perforation, (7) Sonnenschutz, (8) Fertigfußboden, bauseits, (9) Lüftungsschacht, bauseits (Quelle: Thomas Mayer, Josef Gartner GmbH)

Bei der finalen Bewertung der beiden Fassadentypen (CCF und OCF) ist das größere Flächengewicht der beweglichen CCF im Vergleich zur OCF von Vorteil für das Dämpfungsverhalten. Die zusätzliche Innenfassade für den Raumabschluss zur beweglichen CCF bedeutet jedoch einen zusätzlicher Mehraufwand und eine zusätzliche ungenutzte Gebäudemasse, was den CCF-Ansatz praktisch ausschließt. Daher wurde im Projekt ausschließlich der OCF-Ansatz weiter verfolgt.

## 1.4 Komponenten des Fassadenelements

Eine Systemgrafik der mechatronischen Komponenten eines parallel beweglichen Doppelfassadenelements für den OCF-Ansatz wird in Abbildung 1.5 gezeigt. Die bewegliche Prallscheibe ist über ein Federsystem, das auf die dominierende erste Eigenfrequenz des Gebäudes abgestimmt ist, sowie über leichtgängige Führungsschienen und Rollen mit der feststehenden Fassade verbunden. Für die Realisierung verschiedener geschossabhängiger Dämpfungskoeffizienten und einer zeitlich veränderlichen Dämpfung wurde ein geregelter mechatronischer Schwingungsdämpfer und Energie-Harvester entwickelt. Kernelement ist ein Schrittmotor, der als Generator




1 parallel bewegliches Fassadenelement
2 Sonnenschutz
3 Prallscheibe
4 Innenseite des Fassadenelements
5 Innenfassade
6 Dämpfereinheit (Bewegungswandler, EM, Feder, ...)
7 Führungssystem unten
8 Führungssystem oben
9 Stahlbetonstütze
10 Geschossdecke
11 darüber befindliches Fassadenelement
12 darunter befindliches Fassadenelement

Abb. 1.4: Konzeptstudie zur konstruktiven Umsetzung und Integration mechatronischer Komponenten: (links) CCF-Element, (rechts) OCF-Element

fungiert. Durch die Entwicklung einer spezifischen Leistungselektronik kann ein definierter mechanischer Dämpfungskoeffizient gewährleistet und gewonnene überschüssige Energie in einer Batterie gespeichert werden. Über einen Bewegungswandler wird die translatorische Relativbewegung zwischen Geschoss und beweglicher Prallscheibe als rotatorische Bewegung auf den Generator übertragen. Algorithmen auf einem Mikrocontroller passen in Abhängigkeit vom Systemzustand die Dämpfung über die Leistungselektronik an, um ein gewünschtes Systemverhalten zu erzielen. Die Relativbewegung von Prallscheibe und feststehendem Fassadenteil wird mittels eines Drehgebers (Encoder) erfasst. Ein Inertialsensor am feststehenden Fassadenteil dient des Weiteren für die Bestimmung der momentanen Geschossgeschwindigkeit.

Im Gegensatz zur initialen Konzeptstudie (siehe Abbildung 1.4) wurden die elektronischen Elemente des mechatronischen Schwingungsdämpfers (d. h. Generator etc.) im Demonstrator (Kapitel 6) nicht an der beweglichen Prallscheibe, sondern am feststehenden Fassadenteil montiert, um Wartungsaufgaben zu erleichtern und keine für Verschleiß anfälligen beweglichen Kabel zu haben.

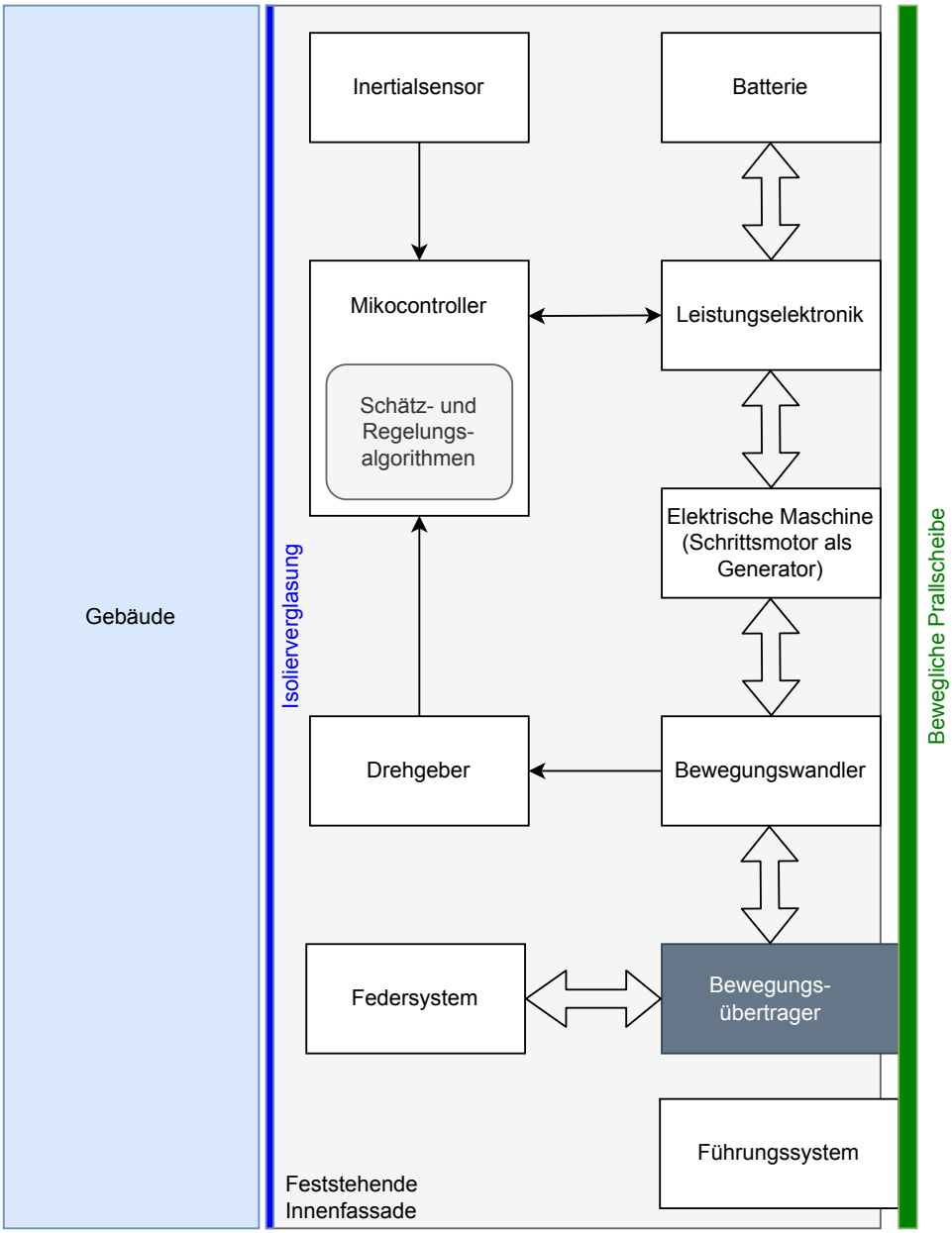



Abb. 1.5: Systemgrafik der mechatronischen Komponenten eines beweglichen Doppelfassadenelements (breite Pfeile: Energiefluss, dünne Pfeile: Informationsfluss)

## 1.5 Projektziele und Überblick über weitere Kapitel

Ziel des Verbundprojekts war es, den Ansatz mit parallel beweglicher Doppelfassade hinsichtlich der erzielbaren Leistung und konstruktiven Umsetzung im Detail zu erforschen und einen Wirksamkeitsnachweis zu erbringen.

Hierfür wurden folgende Projektziele verfolgt:

1. Erstellung eines Simulationsmodells für ein Benchmark-Hochhaus mit parallel beweglicher Doppelfassade und Windanregung (siehe Kapitel 2)
2. Erforschung von passiven und semiaktiven Ansätzen der Schwingungsdämpfung mit multi-funktionaler Optimierung der Anbindung der beweglichen Fassadenelemente (Dämpfungskoeffizienten und Steifigkeiten) über mehrere Geschosse, um mindestens eine Hotelnutzung nach VDI-Richtlinie 2038 bei maximal erlaubter Fassadenbewegung von $\pm$500 mm zu gewährleisten (siehe Kapitel 3)
3. Entwicklung elektronisch geregelter Dämpfer mit Energiegewinnung für die Integration in die Doppelfassade mit entsprechenden Stimulationsmodellen (siehe Kapitel 4)
4. Konstruktion und Aufbau eines beweglichen Fassadenelements als Prototype in realer Größer mit Versuchsstand zur Generierung von realen Hochhausbewegungen infolge von Windanregungen (siehe Kapitel 5)
5. Validierung des Fassadenelements durch Identifikation der physikalischen Parameter sowie der Bewertung des Potentials der Energiegewinnung durch Hardware-in-the-Loop Simulationen, bei denen das Fassadenelement simulierten Hochhausschwingungen ausgesetzt wird (siehe Kapitel 6)

# 2 Modellierung

In diesem Kapitel wird die Modellierung von Hochhäusern unter Windanregung betrachtet. Zunächst werden im Abschnitt 2.1 Windmodelle angeführt, bevor im Abschnitt 2.2 die Modellierung des Tragwerks mit einer parallel beweglichen Doppelfassade beschrieben wird. Hierfür wird der generische Workflow zur Erzeugung eines reduzierten Zustandsraummodells aus einem Finite-Elemente-Modell beschrieben. Zum Abschluss des Kapitels wird ein 76-stöckiges Benchmark-Gebäude inklusive Modell eingeführt, welches für die weitere Analyse des d-MTFD-Systems mit parallel beweglicher Doppelfassade im Projekt verwendet wurde und auf das in den folgenden Kapiteln wiederholend Bezug genommen wird.

## 2.1 Windmodelle

Die dynamischen, anregenden Kräfte in Querrichtung des Windes (across-wind) entstehen aufgrund von Wirbelablösung und sind üblicherweise erheblich größer als die dynamischen Windkräfte in Windrichtung (along-wind). Für die Nachweise im Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit (Beschleunigung, Komfort) ist diese Einwirkung entscheidend bei schlanken Hochhäusern.

Für Hochhäuser spezifische Windkraftverläufe können durch komplexe Simulationsmodelle, wie z. B. dem spektralen Ansatz von Davenport [11], oder Windkanaltests gewonnen werden. Letztere liefern in der Regel genauere Daten, sind jedoch experimentell sehr aufwendig und standortspezifisch. Für die Entwicklung und Bewertung der verschiedenen Dämpfungsansätze bei beweglichen Doppelfassaden wurde im Projekt auf die frei zugänglichen Daten eines Windkanaltests des im Abschnitt 2.2 eingeführten Benchmark-Hochhauses zurückgegriffen [47, 59].

Die zur Verfügung stehenden dynamischen Windkräfte liegen als Zeitverläufe über ein Zeitfenster von 600 s für jedes Geschoss vor. Diese Kräfte ergeben sich bei einer konstanten Windgeschwindigkeit $v_{10\mathrm{m}}$ von 13,5 m/s in 10 m Höhe über dem Boden (Wiederkehrperiode 10 Jahre laut AS1170.2-1989 (Standards Australia) [54], Standort im vorstädtischen Gelände). Dies entspricht einer Windgeschwindigkeit $v_{\mathrm{top}}$ von 47,25 m/s an der Gebäudespitze. Diese kann aus der Windgeschwindigkeit $v_{10\mathrm{m}}$ mittels des Potenzgesetzes nach Hellmann [51] mit einem Exponenten von 0,365 berechnet werden:

$$v_{\mathrm{top}} = \left(\frac{306\,\mathrm{m}}{10\,\mathrm{m}}\right)^{0.365} v_{10\mathrm{m}} \tag{2.1}$$

Um Windkräfte für andere Windverhältnisse zu bestimmen, wird zunächst die Geschwindigkeit $v_{top}$ an der Gebäudespitze basierend auf der aktuellen Windgeschwindigkeit $v_{10m}$ ermittelt und anschließend die vorliegenden Querwindkraftverläufe (für $v_{10m} = 13{,}5\,\mathrm{m/s}$) mit dem Faktor $(v_{top}/47{,}25)^2$ skaliert. Somit können retrospektive Winddaten der Wetterdienste in Simulationen eingebunden werden. Die Zeitverläufe des dynamischen Anteils der Querwindkraft an verschiedenen Etagen des Benchmark-Gebäudes für $v_{10m} = 13{,}5\,\mathrm{m/s}$ sind in der Abb. 2.1 dargestellt. Der mittlere Druckkoeffizient ist ungefähr Null.

Final sei wiederholt angemerkt, dass Daten aus Windkanaltests immer standortabhängig sind, da die Umgebung des Hochhauses im Windkanal mit abgebildet wird. Dies bedeutet, dass die spätere Bewertung der verschiedenen Doppelfassaden-Varianten spezifisch für die angenommene Umgebung des Benchmark-Gebäudes ist.

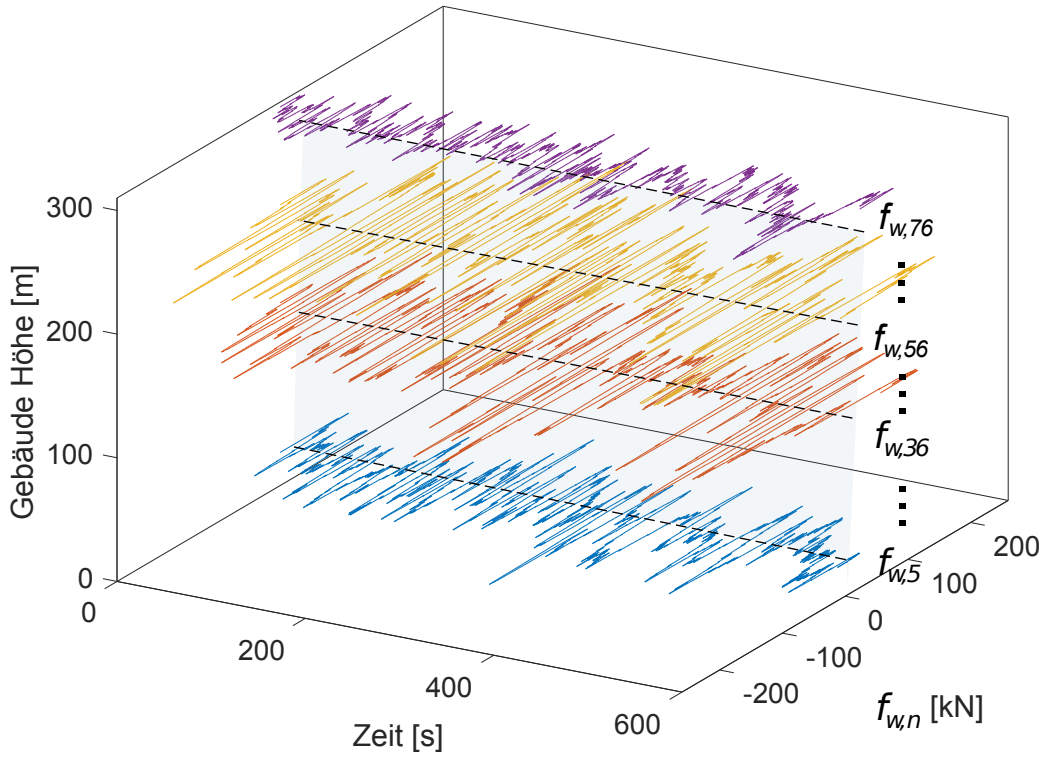



Abb. 2.1: Zeitverläufe der Windkraft an verschiedenen Etagen des Benchmark-Gebäudes

## 2.2 Modelle von Tragwerk und Fassade

### 2.2.1 Workflow zur Generierung reduzierter dynamischer Modelle

In diesem Abschnitt wird das grundsätzliche Vorgehen der Modellbildung beschrieben, mit dem Ziel, ausgehend von einem parametrischen Geometriemodell (in Grasshopper (Robert McNeel & Associates, USA)) ein Finite-Element-Modell (in Ansys (Ansys, Inc., USA)) zu erzeugen und dieses über Verfahren der Modellreduktion (in MATLAB (The MathWorks, Inc., USA) in

eine reduzierte Zustandsraumdarstellung zu überführen. Letztere kann für die anschließenden Untersuchungen der Schwingungsdämpfung genutzt werden und schnelle Simulationen ermöglichen. Dieses Vorgehen verzichtet dabei bewusst auf eine separate (aufwendige) analytische Modellbildung und setzt direkt auf ein in der Regel ohnehin vorhandenes Finite-Element-Modell vom Hochhaus auf. Der allgemeine Workflow ist in Abb. 2.2 dargestellt und wird im Folgenden beschrieben.

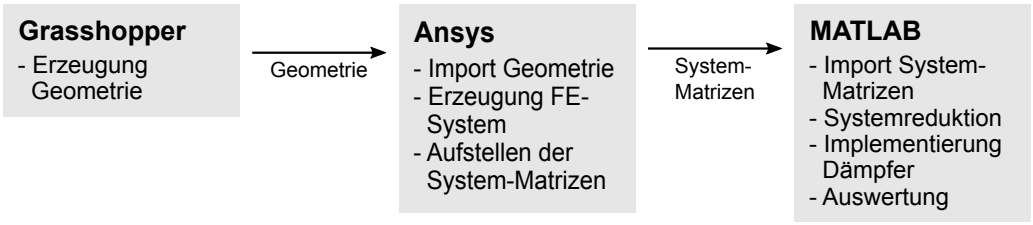
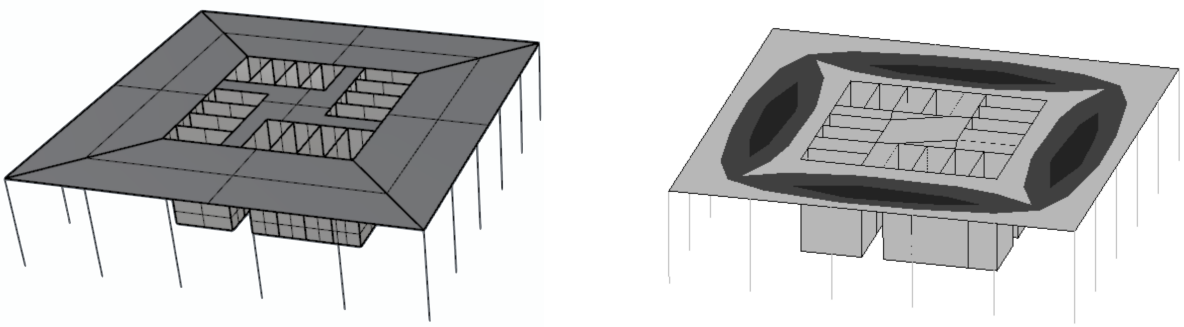



Abb. 2.2: Workflow der Modellbildung, bestehend aus Geometrieerzeugung, Aufstellen des Finite-Element-Modells und Modellreduktion

**Modellbildung für das Hochhaus**

Die Modellbildung wurde am Beispiel eines 76-stöckigen und 306 m hohen Benchmark-Gebäudes mit einem Schlankheitsgrad von 7,3, welches in [59] beschrieben wurde, durchgeführt. Dieses Gebäude dient im Laufe des Projektes als Referenzhochhaus für die Entwicklung und Bewertung von verschiedenen Doppelfassaden-basierten Ansätzen zur Dämpfung von Wind-induzierten Gebäudeschwingungen. Das Gebäude hat einen näherungsweise quadratischen Grundriss mit einer Seitenlänge von 42 m. Die durchschnittliche Geschosshöhe beträgt 4 m. Basierend auf den vorhandenen Daten des Benchmark-Gebäudes wurde ein parametrisches Modell der Geometrie in Grasshopper erstellt. In Abb. 2.3a ist die erzeugte Geometrie für ein Stockwerk des Gebäudes dargestellt. Diese Geometrie kann in Grasshopper übereinander gestapelt werden, um so die gewünschte Anzahl an Stockwerken zu generieren. Das erzeugte Geometriemodell des Benchmark-Gebäudes wird dann an Ansys übergeben und zu einem Finite-Element-Modell vernetzt. Die Abb. 2.3b zeigt das Finite-Element-Modell exemplarisch für ein Stockwerk des Benchmark-Gebäudes.



(a) Geometrie in Grasshopper (b) Finite-Element-Modell in Ansys

Abb. 2.3: Geometriemodell und Finite-Element-Modell einer Etage des Benchmark-Gebäudes

Mit dem vollständigen Finite-Element-Modell des Benchmark-Gebäudes wurde anschließend in Ansys eine Modalanalyse durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abb. 2.4 in Form von Eigenfrequenzen und Eigenformen veranschaulicht. Der Vergleich mit den für das Benchmark-Gebäude in [59] gegebenen Eigenfrequenzen ergibt Abweichungen von 0,03 Hz für die erste, 0,08 Hz für die zweite und 0,26 Hz für die dritte Eigenform. Diese Abweichungen sind auf unvollständige Angaben über das Benchmark-Gebäude zurückzuführen, was die exakte Nachmodellierung erschwerte. Für die weiteren Schritte des Workflows der Modellbildung sind diese Abweichungen jedoch nicht relevant.

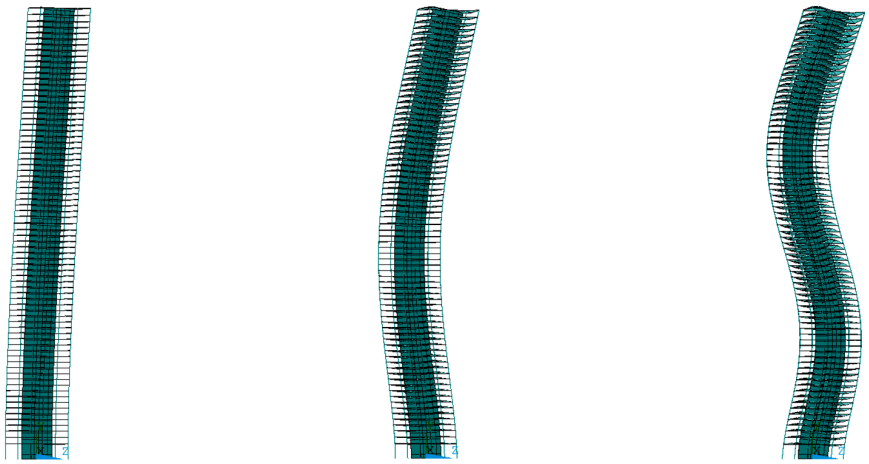


Abb. 2.4: Erste drei Eigenformen des in Ansys FE-modellierten Benchmark-Gebäudes
1. Eigenform: 0,13 Hz, 2. Eigenform: 0,69 Hz, 3. Eigenform: 1,7 Hz

Das vollständige Finite-Element-Modell des Benchmark-Gebäudes besitzt über 200 000 Freiheitsgrade und ist deshalb für schnelle transiente Simulationen ungeeignet. Um dennoch schnelle Simulationen zu ermöglichen, wird das Finite-Element-Modell in ein reduziertes Modell überführt, was im Folgenden beschrieben ist.

**Modellreduktion für das Hochhaus**

In einem ersten Schritt werden die Massen- und Steifigkeitsmatrix $\boldsymbol{M}$ und $\boldsymbol{K} \in \mathbb{R}^{N\times N}$ des Finite-Element-Modells aus Ansys exportiert und in MATLAB eingelesen. Die Bewegungsgleichung des ungedämpften Systems kann dann geschrieben werden als

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{q}}(t) + \boldsymbol{K}\boldsymbol{q}(t) = \boldsymbol{H}\boldsymbol{u}(t). \tag{2.2}$$

Die Lasten werden über den Eingangsvektor $\boldsymbol{u}(t) \in \mathbb{R}^{p}$ definiert und über die Eingangsmatrix $\boldsymbol{H} \in \mathbb{R}^{N\times p}$ auf das System verteilt. Die Systemzustände sind in Form von nodalen Verschiebungen $\boldsymbol{q}(t) \in \mathbb{R}^{N}$ und Geschwindigkeiten $\dot{\boldsymbol{q}}(t) \in \mathbb{R}^{N}$ gegeben.

In einem zweiten Schritt werden die Projektionsmatrizen $\boldsymbol{V} \in \mathbb{R}^{N\times n}$ und $\boldsymbol{W} \in \mathbb{R}^{N\times n}$ gebildet, welche das System in eine reduzierte Form mit $n$ Freiheitsgraden überführen und sich je nach Wahl des angewandten Modellreduktionsverfahrens unterscheiden. Durch Multiplikation von (2.2) mit den Projektionsmatrizen ergibt sich das reduzierte System

$$\overline{\boldsymbol{M}}\ddot{\overline{\boldsymbol{q}}}(t) + \overline{\boldsymbol{K}}\overline{\boldsymbol{q}}(t) = \overline{\boldsymbol{H}}\boldsymbol{u}(t) \tag{2.3}$$

mit $\overline{\boldsymbol{M}} = \boldsymbol{W}^T\boldsymbol{M}\boldsymbol{V} \in \mathbb{R}^{n\times n}$, $\overline{\boldsymbol{K}} = \boldsymbol{W}^T\boldsymbol{K}\boldsymbol{V} \in \mathbb{R}^{n\times n}$ und $\overline{\boldsymbol{H}} = \boldsymbol{W}^T\boldsymbol{H} \in \mathbb{R}^{n\times p}$. Die reduzierten Zustände sind über die Projektionsmatrix $\boldsymbol{V}$ mit den Systemzuständen verknüpft $\boldsymbol{q}(t) = \boldsymbol{V}\overline{\boldsymbol{q}}(t)$. Das reduzierte Gleichungssystem in (2.3) kann nun in die gewünschte Zustandsraumdarstellung mit dem neuen Zustandsvektor $\boldsymbol{Q} = [\overline{\boldsymbol{q}}^T \ \dot{\overline{\boldsymbol{q}}}^T]^T$ überführt werden:

$$\begin{aligned} \dot{\boldsymbol{Q}} &= \boldsymbol{A}\boldsymbol{Q} + \boldsymbol{B}\boldsymbol{u} \\ \boldsymbol{y_1} &= \boldsymbol{C_1}\boldsymbol{Q} + \boldsymbol{D}\boldsymbol{u} \\ \boldsymbol{y_2} &= \boldsymbol{C_2}\boldsymbol{Q} \end{aligned} \tag{2.4}$$

Hierbei sind $\boldsymbol{A}$ und $\boldsymbol{B}$ wie folgt definiert:

$$\boldsymbol{A} = \begin{bmatrix} 0 & \boldsymbol{I} \\ -\overline{\boldsymbol{M}}^{-1}\overline{\boldsymbol{K}} & 0 \end{bmatrix}, \qquad \boldsymbol{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \overline{\boldsymbol{M}}^{-1}\boldsymbol{W}^T\overline{\boldsymbol{H}} \end{bmatrix}. \tag{2.5}$$

Der Ausgangsvektor $\boldsymbol{y_1}$ beinhaltet die nodalen Beschleunigungen der relevanten Stockwerke, welche über die Ausgangsmatrix $\boldsymbol{C_1} \in \mathbb{R}^{r_1\times 2n}$ ausgewählt werden, der Vektor $\boldsymbol{y_2}$ die entsprechenden Verschiebungen und Geschwindigkeiten der Stockwerke, die über $\boldsymbol{C_2} \in \mathbb{R}^{r_2\times 2n}$ ausgewählt werden.

Dieses reduzierte System kann für dynamische Untersuchungen verwendet werden, insbesondere kann das System um die zu untersuchenden Konzepte zur Schwingungsdämpfung erweitert werden.

### 2.2.2 Modellbildung für das Hochhaus mit beweglichen Doppelfassaden

Im weiteren Verlauf des Projektes wurde das in [59] beschriebene und zur Verfügung gestellte abstrahierte Zustandsraummodell des Benchmark-Gebäudes anstelle des zuvor eigenständig abgeleiteten Modells verwendet, um die Vergleichbarkeit der erzielten Ergebnisse mit anderen Publikationen sicherzustellen.

Dieses Modell besitzt $n = 76$ Freiheitsgrade (ein Freiheitsgrad je Geschoss). An den oberen $n_f$ Geschossen wurde es um die parallel beweglichen Prallscheiben des Doppelfassadenelements ergänzt (siehe Abb. 2.5). Der bewegliche Anteil der Doppelfassade ist die äußere Haut, d. h. die Prallscheibe inkl. der entsprechenden Anbindekonstruktion. Die bewegliche Außenhaut pro Geschoss wird mit einem Führungssystem, einer Federaufhängung und einem Dämpfer an

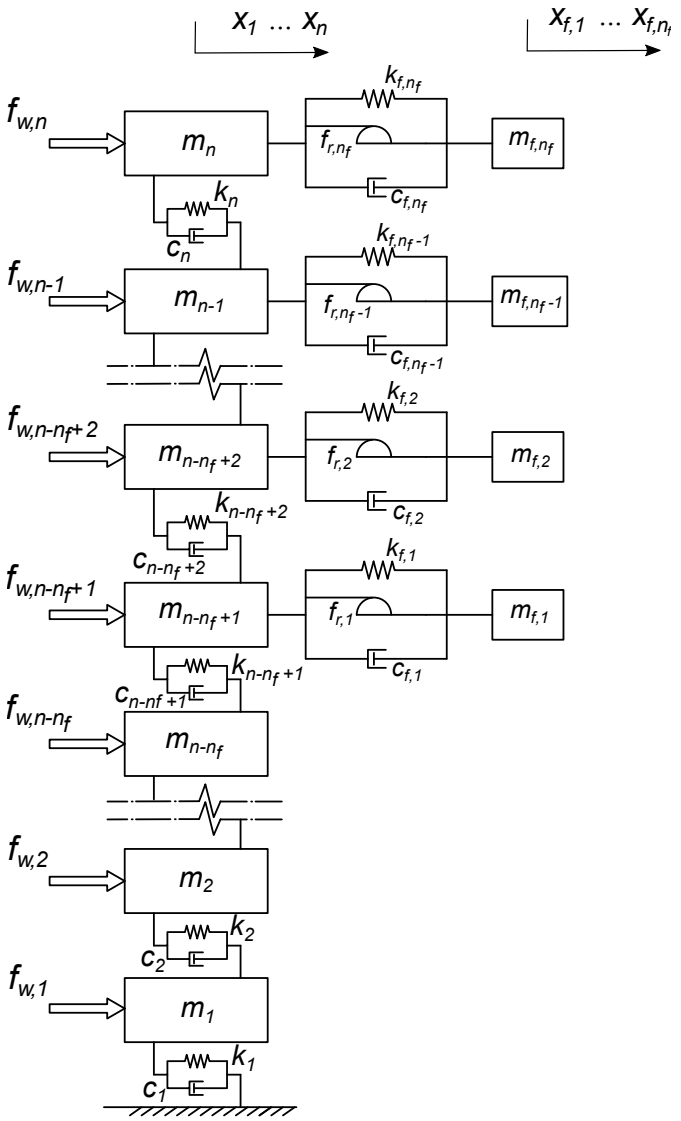



Abb. 2.5: Analytisches Modell des Hochhauses mit beweglichen Prallscheiben (d-MTFD-System)

der Primärstruktur angebracht.[1] Für das Modell werden die zusammengefassten beweglichen Massen, Steifigkeiten und Dämpfungen pro Geschoss betrachtet, wobei die Massen der Prallscheiben pro Etage auf einer Seite gekoppelt sind und die gegenüberliegenden Seiten eines Geschosses zusammengefasst werden.

Die bewegliche Masse der Außenhaut der obersten $n_f$ Geschosse ist $m_{f,i}, i = 1, \cdots, n_f$ und teilt sich wie in Abb. 1.1 dargestellt auf zwei gegenüberliegende Gebäudeseiten auf. $m_{f,i}$ kann näherungsweise auf 30 Tonnen pro Stockwerk geschätzt werden, d. h. $m_{f,i} = 30$ t. Dies entspricht einer Flächendichte von ca. 90 kg/m$^2$. Die Anbindung der Masse $m_{f,i}$ erfolgt mit der Federsteifigkeit $k_{f,i}$, dem Dämpfungskoeffizienten $c_{f,i}$ und der Rollreibung $f_{r,i}$. Die Masse der einzelnen Geschosse ist durch $m_1, m_2, \cdots, m_n$ gegeben. Die Gesamtmasse des Gebäudes beträgt 153.000 t. Die Querwindlasten $f_{w,1}, f_{w,2}, \cdots, f_{w,n}$ wirken direkt auf das Gebäude.

[1] In der späteren Umsetzung ist in jedem Doppelfassadenelement ein Dämpfer und eine Feder vorgesehen, die in

Die Dynamik des um die Doppelfassade erweiterten Hochhauses kann wie folgt beschrieben werden:

$$\boldsymbol{M_s}\ddot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{C_s}\dot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{K_s}\boldsymbol{x} = \eta \boldsymbol{f}_w + \boldsymbol{B}_f \boldsymbol{f}_r. \tag{2.6}$$

Hierbei entsprechen $\boldsymbol{M_s} \in \mathbb{R}^{n_s \times n_s}$, $\boldsymbol{C_s} \in \mathbb{R}^{n_s \times n_s}$ und $\boldsymbol{K_s} \in \mathbb{R}^{n_s \times n_s}$ den Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrizen des gesamten Systems und es gilt $n_s = n + n_f$. Der Vektor $\boldsymbol{x} = [x_1, x_2, \cdots, x_n, x_{f,1}, x_{f,2}, \cdots, x_{f,n_f}]^T \in \mathbb{R}^{n_s}$ umfasst die absoluten Struktur- ($x_i, i = 1, \ldots, n$) und Fassadenbewegungen ($x_{f,i}\ i = 1, \ldots, n_f$). Der im obigen Unterabschnitt beschriebene Vektor $\overline{\boldsymbol{q}}$ bezieht sich nur auf die Strukturverschiebung $[x_1, x_2, \cdots, x_n]$. Die Anregungsmatrix $\eta \in \mathbb{R}^{n_s \times n}$ definiert die Angriffspunkte der Querwindlasten $\boldsymbol{f}_w = [f_{w,1}, f_{w,2}, \cdots, f_{w,n}]^T \in \mathbb{R}^n$. $\boldsymbol{f}_r = [f_{r,1}, f_{r,2}, \cdots, f_{r,n}]^T \in \mathbb{R}^{n_f}$ ist die Rollreibung in jedem Stockwerk zwischen der beweglichen Prallscheibe und der feststehenden Innenfassade aufgrund des Führungsschienensystems. $\boldsymbol{B}_f \in \mathbb{R}^{n_s \times n}$ ist die Reibungseinflussmatrix. Für die Rollreibung wird das Coulomb-Reibungsmodell angenommen, das in den folgenden Gleichungen beschrieben werden kann:

$$\begin{aligned} f_{r,i} &= -\mathrm{sgn}(\dot{x}_{fr,i})\mu_r m_{f,i} g \\ \dot{x}_{fr,i} &= \dot{x}_{f,i} - \dot{x}_{n-n_f+i} \end{aligned} \tag{2.7}$$

wobei $\mu_r$ der Rollreibungskoeffizient und $g$ die Erdbeschleunigung ist. Im Falle der Rollreibung berücksichtigt das Coulombsche Gesetz nur die Richtung der Relativgeschwindigkeit der Fassade in jedem Stockwerk $\dot{x}_{fr,i}$, nicht aber den Betrag. Die Richtung der Rollreibung ist entgegengesetzt zur Richtung der Relativgeschwindigkeit $\dot{x}_{fr,i}$.

Das Starrkörpersystem (2.6) besitzt bei 76 Stockwerken und $n_f$ beweglichen Fassadenelementen dann $n_s = 76 + n_f$ Freiheitsgrade. Um die späteren Simulationen zu beschleunigen, werden die Freiheitsgrade mittels modaler Reduktion weiter reduziert [42]. In [39] wurde mittels Modalanalyse des Benchmark-Gebäudes festgestellt, dass allein der erste Mode bis zu 93,67 % zur gesamten Strukturantwort beiträgt. Das gesamte System wird entsprechend auf ein System mit $n_{red} = n_f + 5$ Freiheitsgraden reduziert, welches alle Fassaden-Moden und die ersten fünf Moden des Gebäudes umfasst. Die Bewegungsgleichung des modal reduzierten Systems lautet dann

$$\boldsymbol{M}_M\ddot{\boldsymbol{z}} + \boldsymbol{C}_M\dot{\boldsymbol{z}} + \boldsymbol{K}_M\boldsymbol{z} = \boldsymbol{\Phi}^T\eta\boldsymbol{f}_w + \boldsymbol{\Phi}^T\boldsymbol{B}_f\boldsymbol{f}_r, \tag{2.8}$$

wobei $\boldsymbol{M}_M = \boldsymbol{\Phi}^T\boldsymbol{M_s}\boldsymbol{\Phi} \in \mathbb{R}^{n_{red} \times n_{red}}$, $\boldsymbol{C}_M = \boldsymbol{\Phi}^T\boldsymbol{C_s}\boldsymbol{\Phi} \in \mathbb{R}^{n_{red} \times n_{red}}$, $\boldsymbol{K}_M = \boldsymbol{\Phi}^T\boldsymbol{K_s}\boldsymbol{\Phi} \in \mathbb{R}^{n_{red} \times n_{red}}$ die Matrizen der modalen Masse, der Dämpfung und der Steifigkeit darstellen. Die Modalmatrix $\boldsymbol{\Phi} \in \mathbb{R}^{n_s \times n_{red}}$ beinhaltet die zu erhaltenden $n_{red}$ Eigenformen und stellt bei der modalen Reduktion die eingangs beschriebene Projektionsmatrix $\boldsymbol{V}$ bzw. $\boldsymbol{W}$ dar. Die Dämpfungsmatrix des Referenzgebäudes wird mit Hilfe des Rayleigh-Ansatzes berechnet, wobei für die ersten fünf Moden ein Dämpfungsverhältnis von 1% angenommen wird. Der Vektor $\boldsymbol{z} = [z_1, z_2, \cdots, z_{n_{red}}]^T \in \mathbb{R}^{n_{red}}$ repräsentiert die modalen Verschiebungen. Die Beziehung zwischen $\boldsymbol{x}$ in nodalen Koordinaten und $\boldsymbol{z}$ in modalen Koordinaten ist über die Modalmatrix gegeben durch $\boldsymbol{x} = \boldsymbol{\Phi}\boldsymbol{z}$. Die Gleichung

ihrer Gesamtheit pro Etage die hier angenommenen geschossweisen Größen ergeben (siehe Kapitel 5 „Prototyp“).

(2.8) kann als Zustandsraumdarstellung mit entsprechend kompatiblen Matrizen und Vektoren wie folgt geschrieben werden:

$$\begin{aligned} \dot{\boldsymbol{Z}} &= \boldsymbol{A}\boldsymbol{Z} + \boldsymbol{B}\boldsymbol{f}_w + \boldsymbol{E}\boldsymbol{f}_r \\ \boldsymbol{y_1} &= \boldsymbol{C}_1\boldsymbol{Z} + \boldsymbol{D}\boldsymbol{f}_w + \boldsymbol{F}\boldsymbol{f}_r \\ \boldsymbol{y_2} &= \boldsymbol{C}_2\boldsymbol{Z} \end{aligned} \tag{2.9}$$

Hierbei ist der Zustandsvektor $\boldsymbol{Z} = [\boldsymbol{z}^T, \dot{\boldsymbol{z}}^T]^T \in \mathbb{R}^{2n_{red}}$. Die A, B, E Matrizen sind:

$$\boldsymbol{A} = \begin{bmatrix} 0 & \boldsymbol{I} \\ -\boldsymbol{M}_M^{-1}\boldsymbol{K}_M & -\boldsymbol{M}_M^{-1}\boldsymbol{C}_M \end{bmatrix}, \qquad \boldsymbol{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \boldsymbol{M}_M^{-1}\boldsymbol{\Phi}^T\boldsymbol{\eta} \end{bmatrix}, \qquad \boldsymbol{E} = \begin{bmatrix} 0 \\ \boldsymbol{M}_M^{-1}\boldsymbol{\Phi}^T\boldsymbol{B}_f \end{bmatrix} \tag{2.10}$$

Der Ausgangsvektor $\boldsymbol{y_1} = [\ddot{x}_n, x_{f,1} - x_{n-n_f+1}, x_{f,2} - x_{n-n_f+2}, \cdots, x_{f,n_f} - x_n]^T = [\ddot{x}_n, x_{fr,1}, x_{fr,2}, \cdots, x_{fr,n_f}]^T$ zur Bewertung der Performance umfasst die nodale Beschleunigung des obersten Geschosses und die relativen Verschiebungen der Fassadenmasse in den obersten $n_f$ Geschoss. $\boldsymbol{y_1}$ kann durch die nachfolgend aufgeführten Matrizen $\boldsymbol{C}_1$, $\boldsymbol{D}$, $\boldsymbol{F}$ ermittelt werden:

$$\boldsymbol{C}_1 = \boldsymbol{S}_1 \cdot \begin{bmatrix} 0 & \boldsymbol{T}\boldsymbol{\Phi}\boldsymbol{I} \\ -\boldsymbol{\Phi}\boldsymbol{M}_M^{-1}\boldsymbol{K}_M & -\boldsymbol{\Phi}\boldsymbol{M}_M^{-1}\boldsymbol{C}_M \end{bmatrix}, \boldsymbol{D} = \boldsymbol{S}_1 \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ \boldsymbol{\Phi}\boldsymbol{M}_M^{-1}\boldsymbol{\Phi}^T\boldsymbol{\eta} \end{bmatrix}, \boldsymbol{F} = \boldsymbol{S}_1 \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ \boldsymbol{\Phi}\boldsymbol{M}_M^{-1}\boldsymbol{\Phi}^T\boldsymbol{B}_f \end{bmatrix}, \tag{2.11}$$

wobei $\boldsymbol{T}$ die Übertragungsmatrix ist, um die relative Verschiebung zu erhalten, und $\boldsymbol{S}_1$ die Auswahlmatrix, um die Werte der ausgewählten Etagen zu erhalten.

Der Messgrößenvektor $\boldsymbol{y_2} = [x_{n-n_f+1}, x_{n-n_f+2}, \cdots, x_n, \dot{x}_{n-n_f+1}, \dot{x}_{n-n_f+2}, \cdots, \dot{x}_n, \dot{x}_{fr,1}, \dot{x}_{fr,2}, \cdots, \dot{x}_{fr,n_f}]^T$ beinhaltet die Strukturverschiebungen und -geschwindigkeiten und die Fassadenrelativgeschwindigkeiten in den obersten $n_f$ Geschossen, die später für semiaktive Dämpfungsansätze verwendet werden. $\boldsymbol{y_2}$ ergibt sich aus der Matrix $\boldsymbol{C}_2$, wie unten dargestellt:

$$\boldsymbol{C}_2 = \boldsymbol{S}_2 \cdot \begin{bmatrix} \boldsymbol{T}\boldsymbol{\Phi}\boldsymbol{I} & 0 \\ 0 & \boldsymbol{T}\boldsymbol{\Phi}\boldsymbol{I} \end{bmatrix}, \tag{2.12}$$

wobei $\boldsymbol{S}_2$ die Auswahlmatrix für die Ausgabe der Werte der gewählten Stockwerke ist.

Die ersten fünf Eigenfrequenzen des Benchmark-Gebäudes ohne Doppelfassade und mit fester Doppelfassade (unendlich hohe Steifigkeiten, $n_f = 20$) sind in Tabelle 2.1 wiedergegeben.

Tab. 2.1: Eigenfrequenzen des Benchmark-Gebäudes mit verschiedenen Fassadenvarianten

| Mode | ohne Doppelfassade | feste Doppelfassade |
|---|---|---|
| 1 | 0,160 Hz | 0,159 Hz |
| 2 | 0,765 Hz | 0,763 Hz |
| 3 | 1,992 Hz | 1,988 Hz |
| 4 | 3,790 Hz | 3,780 Hz |
| 5 | 6,395 Hz | 6,380 Hz |

Die Parameter der Fassadenanbindung $c_{f,i}$ und $k_{f,i}$ ($i = 1, \cdots, n_f$) für die bewegliche Doppelfassade werden im Kapitel 3 mittels mehrkriterieller Optimierung bestimmt, um ein gewünschtes Systemverhalten zu erzielen. Der Rollreibungskoeffizient wird hierfür zunächst im Bereich 0 bis 0.01 angenommen, da exakte Werte erst nach der Realisierung des Prototypen und einer experimentellen Systemidentifikation zum Ende des Projektes vorlagen (siehe Kapitel 6).

# 3 Optimierung der Fassadenanbindung

In diesem Kapitel wird eine multikriterielle Optimierung mittels Genetischer Algorithmen (GA) verwendet, um das passive und semiaktive d-MTFD-System unter Querwindanregung auf der Grundlage von zwei definierten Zielen (Kriterien) zu optimieren: (1) Minimierung der Spitzenbeschleunigung der obersten Etage und (2) Minimierung des Betrags der maximalen Verschiebung aller beweglichen Prallscheiben der Doppelfassade gegenüber dem Gebäude. Die Spitzenbeschleunigung im obersten bewohnten Stockwerk ist ein wichtiges Kriterium für die Gebrauchstauglichkeit von Hochhäusern. Das menschliche Innenohr reagiert sehr empfindlich auf Beschleunigungen, sodass das häufige Auftreten hoher Schwingungsbeschleunigungen bei den Bewohnern zu Unbehagen führen kann. Tabelle 3.1 gibt den Grenzbereich der wahrnehmbaren Beschleunigung bei der Bemessung von Hochhäusern [48] [56] an. Bezüglich der Verschiebung der Prallscheiben gegenüber der feststehenden Innenfassade gibt es keine normative Begrenzung. Aus bautechnischen Gründen und aus Gründen des Nutzerkomforts sollte die relative Fassadenbewegung jedoch so gering wie möglich sein. Bewegungen von mehr als $\pm 500\,\mathrm{mm}$ sind konstruktiv nur mit sehr hohem Aufwand realisierbar und wurden daher als Obergrenze definiert.

Tab. 3.1: Grenzbereich der wahrnehmbaren Beschleunigung bei der Bemessung von Hochhäusern [48, 56]

| | **Tolerierte horizontale Spitzenbeschleunigung ($\mathrm{m/s^2}$)** | |
|---|---|---|
| **Nutzungsart** | **Wiederkehrende Windperiode von 1 Jahr** | **Wiederkehrende Windperiode von 10 Jahren** |
| Büro | 0,098 - 0,128 | 0,196 - 0,245 |
| Hotel | 0,069 - 0,098 | 0,147 - 0,196 |
| Wohnung | 0,049 - 0,069 | 0,118 - 0,147 |

Im Abschnitt 3.1 wird zunächst die multikriterielle Optimierung mittels Genetischer Algorithmen (GA) allgemein beschrieben, bevor das Verfahren dann im Abschnitt 3.2.1 für die Optimierung des passiven Systems angewandt wird. Hierbei werden für jede Etage zeitinvariante Dämpfungsgrade und Steifigkeiten ermittelt, die einen guten Kompromiss zwischen beiden Entwurfskritierien liefern. Anschließend wird ein semiaktiver Dämpfungsansatz mit schaltenden Dämpfungsgraden vorgestellt und ebenfalls optimiert. Bei den Untersuchungen werden verschiedene Rollreibungskoeffizienten betrachtet.

Am Ende des Kapitels werden im Abschnitt 3.2 die Ergebnisse der Optimierung für das Benchmark-Hochhaus aus Kapitel 2 vorgestellt. Es erfolgt des Weiteren ein simulativer Vergleich des passiven und semiaktiven Ansatzes für die bewegliche Doppelfassade mit dem ungedämpften Gebäude (feststehende Doppelfassade).

## 3.1 Methoden

### 3.1.1 Multikriterielle Optimierung mittels Genetischer Algorithmen

Evolutionäre Algorithmen stellen eine wichtige Kategorie von Verfahren des maschinellen Lernens dar, die durch Imitation des Prozesses der natürlichen Auswahl Anpassungen und Optimierungen vornehmen. Genetische Algorithmen (GA) sind einer der am häufigsten verwendeten evolutionären Algorithmen.

Eine Gruppe von Individuen wird als Generation bezeichnet. Jedes Individuum entspricht einem Satz von zu optimierenden Parametern. Die erste Generation wird nach dem Zufallsprinzip zusammengesetzt, und die Leistung jedes Individuums wird anhand der festgelegten Zielfunktionen bewertet. Individuen mit niedrigeren Zielwerten haben eine höhere Wahrscheinlichkeit, in die nächste Generation aufzusteigen. Es gibt eine Reihe von genetischen Operationen, die bestimmen, wie Individuen erfolgreich in die nächste Generation aufsteigen. Die genetischen Operationen bestehen aus Elitismus, Replikation, Crossover und Mutation. Weitere Einzelheiten sind in der Referenz [15] zu finden. In diesem Projekt werden GA zur multikriteriellen Optimierung des d-MTFD-Systems eingesetzt. Das Ziel ist es, eine Reihe von optimierten Lösungen zu finden, die bestmögliche Kompromisse für die gewählten Ziele aufweisen. Die nicht-dominierte Sortierung wird verwendet, um die Lösungen auf der Grundlage ihrer Dominanzbeziehungen verschiedenen Fronten zuzuordnen. Die Pareto-Front, die alle nicht unterlegenen Ergebnisse aufzeigt, wird erstellt und dargestellt. Anhand der Pareto-Front kann der Ingenieur aus den Optimierungsergebnissen eine mögliche Lösung auswählen, die den tatsächlichen Anforderungen des Entwurfs am besten entspricht.

Das Flussdiagramm der multikriteriellen Optimierung mittels Genetischer Algorithmen ist in Abb. 3.1 schematisch dargestellt. Das passive oder semiaktive d-MTFD-System wird mit Hilfe von Simulink (The MathWorks Inc., USA) in Form des reduzierten Zustandsraummodells simuliert. Die Optimierung wurde mit der Funktion `gamultiobj` aus der Optimization Toolbox von MATLAB (The MathWorks Inc., USA) durchgeführt.

Um das d-MTFD-System zu optimieren, wird die Minimierung der folgenden zwei Zielfunktionen zur Bewertung der Systemleistung vorgeschlagen:

$$\begin{cases} J_1(\boldsymbol{y}_1) = \max(|\ddot{x}_n(t)|) \\ J_2(\boldsymbol{y}_1) = \max(||[x_{fr,1}(t), x_{fr,2}(t), ..., x_{fr,n_f}(t)]^T||_\infty) \end{cases}, \quad t \in [0,T] \tag{3.1}$$

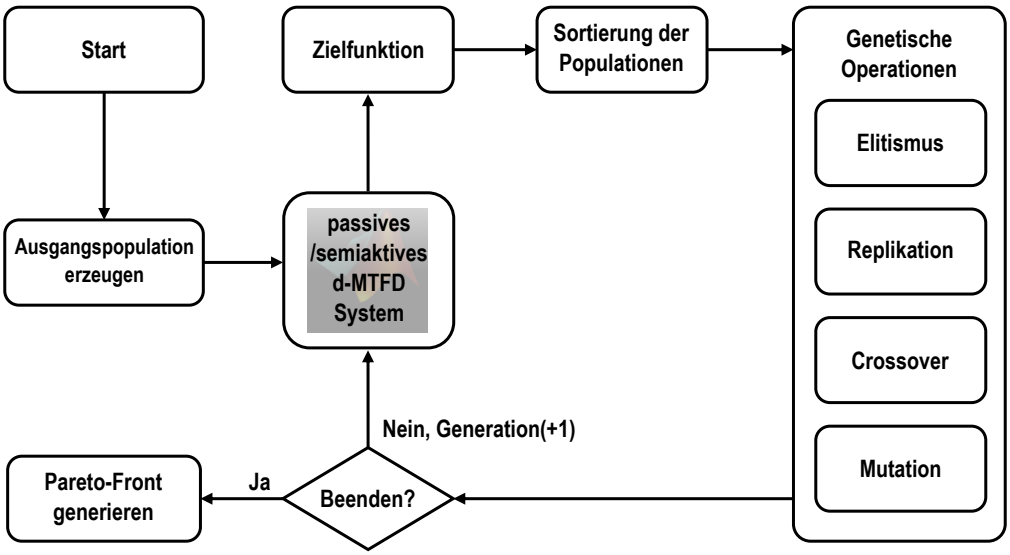



Abb. 3.1: Flussdiagramm der multikriteriellen Optimierung mittels Genetischer Algorithmen

Die erste Zielfunktion $J_1$ ist die horizontale Spitzenbeschleunigung (Maximum des Betrags) im obersten Stockwerk. Die zweite Zielfunktion $J_2$ beschreibt den maximal aufgetretenen Betrag der Relativbewegung $x_{fr,i} = x_{f,i} - x_{n-n_f+i}$ zwischen den Prallscheiben und den oberen $n_f$ Geschossen.

Für die Bestimmung der beiden Kriterien wird das Hochhaus mit dem entsprechenden Fassadensystem und Dämpfungskonzept (passiv oder semiaktiv) für eine Zeitdauer $T = 600\,\text{s}$ mit den Windkraftdaten einer wiederkehrenden Windperiode von 10 Jahren simuliert.

### 3.1.2 Optimierung des passives Dämpfungssystems

Bei einer Querwindanregung schwingt ein Hochhaus aufgrund von Wirbelablösungen nahe seiner ersten Eigenfrequenz. Nach der von Ni et al. durchgeführten Modalanalyse des Referenzgebäudes trägt der erste Mode zu 93,67 % der gesamten Strukturbeschleunigung bei [39]. Daher ist es sinnvoll, alle parallel beweglichen Fassaden auf die Grundfrequenz des Referenzgebäudes abzustimmen. Die Verbindungssteifigkeitskoeffizienten in allen oberen $n_f$-Geschossen können dann wie folgt berechnet werden:

$$k_{f,i} = m_{f,i} \cdot \omega_1^2 \qquad i = (1,2,...,n_f), \tag{3.2}$$

wobei $\omega_1$ die erste Eigenfrequenz der Primärstruktur ist.

Verbleibende Parameter, die beim passiven d-MTFD-System optimiert werden können, sind die Anzahl der $n_f$ Obergeschosse, die mit parallel beweglicher Doppelfassade ausgestattet sind, und die Dämpfungskoeffizienten $c_{f,i}$ der entsprechenden Anbindungen. Anstelle einer direkten

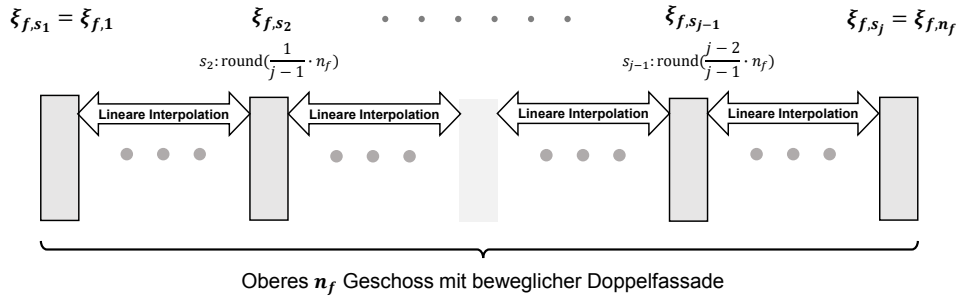



Abb. 3.2: Optimierte Parameter des passiven Dämpfungssystems

Bestimmung der Dämpfungskoeffizienten verwenden wir als Argumente der Optimierung die Dämpfungsverhältnisse $\xi_{f,i}$, die wie folgt definiert sind:

$$\xi_{f,i} = \frac{c_{f,i}}{2\sqrt{m_{f,i}k_{f,i}}} \tag{3.3}$$

Die Dämpfungskoeffizienten können aus den Dämpfungsverhältnissen im Anschluss an die Optimierung somit einfach bestimmt werden.

Für ein einfaches TMD-System unter harmonischer Erregung wird das optimale Dämpfungsverhältnis von Den Hartog angegeben [14]. Es kann als Referenzwert verwendet werden, um den Suchbereich der Dämpfungsverhältnisse im d-MTFD-System festzulegen:

$$\begin{cases} \xi_{\text{ref}} = \sqrt{\frac{3\tilde{m}}{8(1+\tilde{m})^3}} \\ \tilde{m} = \frac{\sum_{n=1}^{n_f} m_{f,i}}{M_{\text{eff}}}, \end{cases} \tag{3.4}$$

wobei $M_{\text{eff}}$ die erste effektive modale Masse der primären Struktur ist [46].

Da die Schwingung der Primärstruktur bei Querwindanregung primär von ihrem ersten Mode dominiert wird, nimmt die maximale relative Verschiebung der Fassade entlang des Geschosses mit der Höhe zu, wenn für alle beweglichen Fassaden das gleiche Dämpfungsverhältnis $\xi_{\text{ref}}$ eingestellt wird. Um die relative Spitzenverschiebung der beweglichen Fassaden anzugleichen, können die Dämpfungsgrade der oberen Geschosse höher angesetzt werden als die Dämpfungsgrade der unteren Geschosse, d. h. $\xi_{f,1} < \xi_{f,2} < ... < \xi_{f,n_f}$.

Um die Optimierungsparameter zu reduzieren, werden nur das niedrigste Geschossdämpfungsverhältnis $\xi_{f,1}$ ($\xi_{f,s_1}$), das höchste Geschossdämpfungsverhältnis $\xi_{f,n_f}$ ($\xi_{f,s_j}$) und die Dämpfungsgrade einiger gleichmäßig verteilter Geschosse dazwischen ($\xi_{f,s_2}$,....,$\xi_{f,s_{j-1}}$) als Optimierungsparameter ausgewählt. Durch lineare Interpolation ($j = 2$) oder stückweise lineare Interpolation ($j > 2$) werden die Dämpfungsgrade der Geschosse zwischen den optimierten Dämpfungsgraden der ausgewählten Geschosse ermittelt. Alle für das passive d-MTFD-System erforderlichen Optimierungsparameter sind in Abb. 3.2 dargestellt.

Für die Optimierung müssen noch gebäudespezifische Randbedingungen festgelegt werden. Der Bereich von $n_f$ wird zwischen 5 und 30 für das Benchmark-Gebäude festgelegt. Der entsprechende Referenz-Fassadenanschluss-Dämpfungsgrad $\xi_{\text{ref}}$ kann abhängig von $n_f$ mit

0,022 - 0,055 berechnet werden (erste effektive modale Masse $M_{\text{eff}}$ = 111.715 t). Der Suchbereich für alle ausgewählten, zu optimierenden Dämpfungsgrade der Fassadenanschlüsse wird dann zwischen 0,004 und 0,15 festgelegt. Die Dämpfungsgrade der Fassadenanschlüsse ($\xi_{f,s_1}, \xi_{f,s_2}, ..., \xi_{f,s_j}$) von zwei, drei und fünf gleichmäßig verteilten Geschossen ($j = 2, j = 3$ und $j = 5$) unter den oberen $n_f$-Geschossen werden zur Optimierung unter drei verschiedenen Rollreibungsbedingungen ($\mu_r = 0$, $\mu_r = 0{,}005$ bzw. $\mu_r = 0{,}01$) ausgewählt. Die Populationsgröße der GA wird auf 150 gesetzt und dann für 50 Generationen weiterentwickelt.

### 3.1.3 Optimierung des semiaktiven Dämpfungssystems

Um sowohl die Relativbewegung der Fassade als auch die horizontale Beschleunigung des obersten Stockwerks noch weiter zu verringern, wurde des Weiteren der Einsatz semiaktiver Dämpfer für die parallel beweglichen Doppelfassadenelemente untersucht. Ein solcher Ansatz erfordert zeitvariante Dämpfungskoeffizienten. Als semiaktiver Regelungsansatz wurde u.a. eine Groundhook-Regelung (GHR) verwendet, die den Dämpfungskoeffizienten $c_{f,i}, i = (1, ..., n_f)$ der Fassadenanbindungen in Abhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit $\dot{x}_{fr,i}$ der Fassadenelemente sowie der Geschwindigkeit $\dot{x}_{n-n_f+i}$ der entsprechenden Etage einen minimalen oder maximalen Wert ($c_{\text{min},i} > 0$, $c_{\text{max},i} > 0$) zuweist:

$$c_{f,i} = \begin{cases} c_{\text{min},i} & \text{if} \quad \dot{x}_{n-n_f+i} \cdot \dot{x}_{fr,i} \geq 0 \\ c_{\text{max},i} & \text{if} \quad \dot{x}_{n-n_f+i} \cdot \dot{x}_{fr,i} < 0 \end{cases} \tag{3.5}$$

Die Groundhook-Regelung ist eine Modifikation der bekannten Skyhook-Regelung [25]. Diese wurde in den frühen 1970er Jahren entwickelt, um das Ansprechverhalten von Fahrzeugen zu verringern [31]. Die Skyhook-Regelung ist darauf ausgelegt, die Schwingungen der gefederten Masse, d. h. der Dämpfungsmasse, zu reduzieren. Daher eignet sie sich nicht für die Schwingungsdämpfung in hohen Gebäuden. Die Groundhook-Regelung wird eingesetzt, um die Schwingungen der ungefederten Masse, d. h. der Gebäudestruktur, zu reduzieren. Die Groundhook-Regelung wurde bereits bei semiaktiven TMD-Systemen angewandt, um die Wirksamkeit der Verringerung der strukturellen Reaktion zu erhöhen [13, 33].

Für das semiaktive d-MTFD-System können die Steifigkeitskoeffizienten auch auf der Grundlage von Gleichung (3.2) berechnet werden. Die zu bestimmenden Dämpfungsgrade des Fassadenanschlusses umfassen $\xi_{\text{min},i}$ und $\xi_{\text{max},i}$ (Bestimmung aus $c_{\text{min},i} > 0$, $c_{\text{max},i} > 0$ entsprechend (3.3)) für die $n_f$ Stockwerke mit parallel beweglichen Doppelfassaden. Um die Anzahl der zu optimierenden Parameter klein zu halten, werden $\xi_{\text{min},i}$ und $\xi_{\text{max},i}$ in $j$ ausgewählten Geschossen optimiert und die dazwischen liegenden Geschosse linear interpoliert. Die optimalen Werte für $j$ und $n_f$ aus der Optimierung des passiven Dämpfungssystems für die verschiedenen Rollreibungskoeffizienten ($\mu_r = 0$, $\mu_r = 0{,}005$ bzw. $\mu_r = 0{,}01$) werden für die Optimierung des semiaktiven Systems übernommen. Der Suchbereich für alle ausgewählten Dämpfungsgrade der Fassadenanschlüsse wird ebenfalls zwischen 0,004 und 0,15 festgelegt. Die Nebenbedingung der Dämpfungsgrade ($\xi_{\text{max},i} > \xi_{\text{min},i}$) wird bei der Optimierung berücksichtigt. Die Populationsgröße der GA wird wieder auf 150 gesetzt und dann für 50 Generationen weiterentwickelt.

Die Struktur der multikriteriellen Optimierung mit Hilfe der Genetischen Algorithmen ist für die semiaktive Schwingungskontrolle in Abb. 3.3 schematisch dargestellt. Dieses Verfahren hat ein genau definiertes Ziel, die Minimierung der beiden Zielfunktionen $J_1$ und $J_2$. Die Zielfunktionen können anhand des Ausgangsgrößenvektors $\boldsymbol{y}_1$ bewertet werden. Der Ausgangsgrößenvektor $\boldsymbol{y}_2$ wird in der implementierten semiaktiven Regelung verwendet, die in Anhängigkeit vom Systemzustand geschossweise zwischen den zwei definierten Dämpfungsgraden umschaltet.

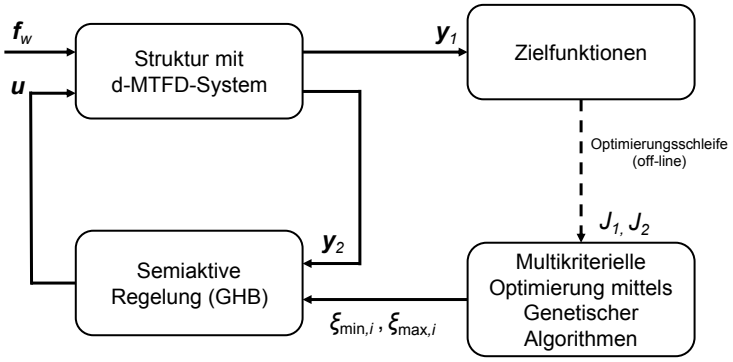



Abb. 3.3: Schematische Darstellung der multikriteriellen Optimierung mittels GA für die semiaktive Regelung.

Die optimierten Dämpfungsgrade $\xi_{\min,i}$ und $\xi_{\max,i}$ bestimmen die Dämpfungskoeffizienten $c_{f,i}$:

$$c_{f,i} = \begin{cases} c_{\min,i} = 2\xi_{\min,i}\sqrt{m_{f,i}k_{f,i}} \\ c_{\max,i} = 2\xi_{\max,i}\sqrt{m_{f,i}k_{f,i}} \end{cases} \quad i = (1, 2, ..., n_f) \tag{3.6}$$

Die zeitlich veränderlichen $c_{f,i}$ werden in die Systemdämpfungsmatrix $\boldsymbol{C}_s$ integriert. Alternativ können die veränderlichen Dämpfungskoeffizienten aus der Systemdämpfungsmatrix herausgenommen und als zeitlich veränderliche semiaktive Regelungskraft $\boldsymbol{u} = [u_1, u_2, ..., u_{n_f}]^T$ berechnet werden:

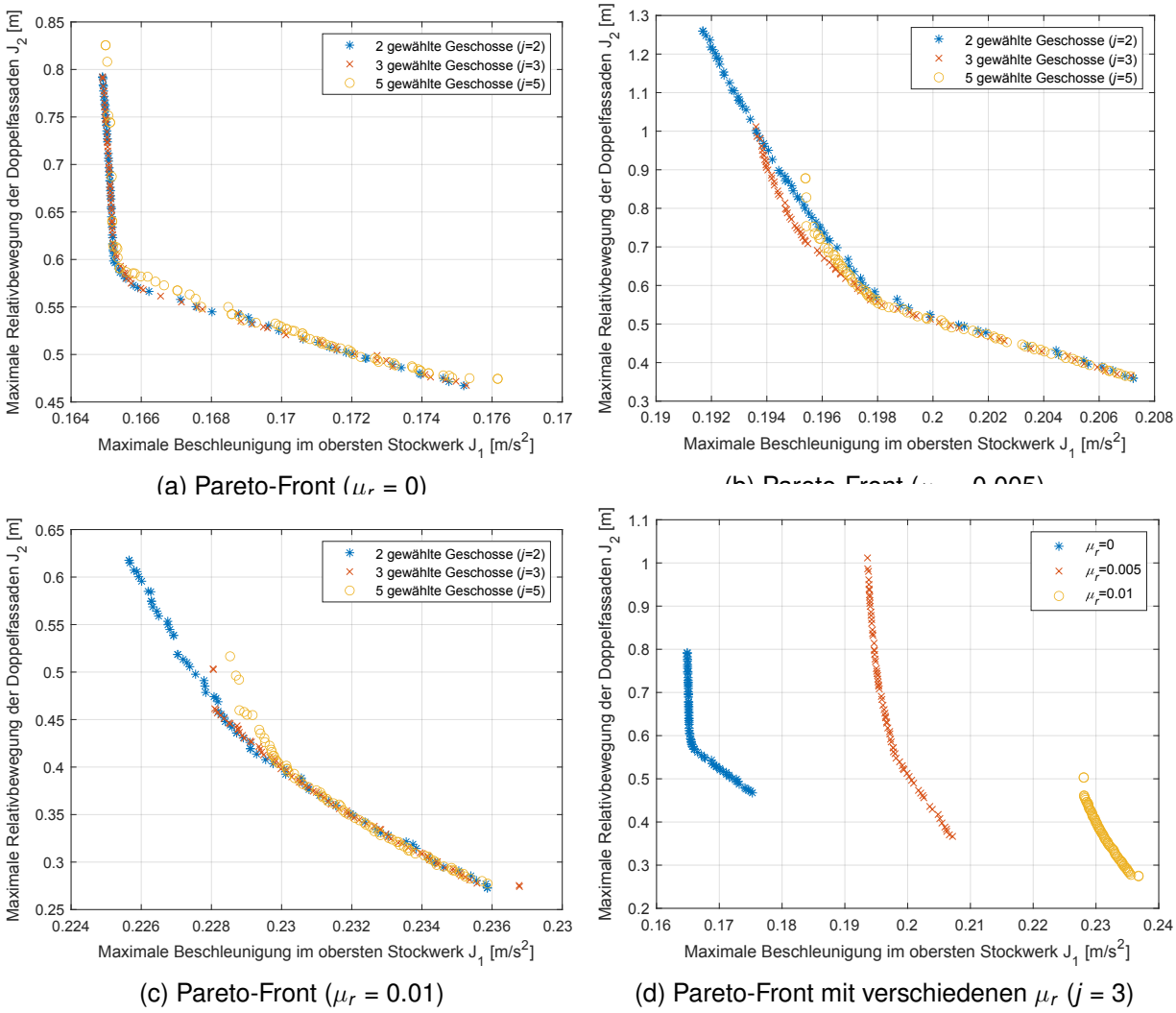
$$u_i = c_{f,i}(\dot{x}_{fr,i}, \dot{x}_{n-n_f+i}) \cdot \dot{x}_{fr,i} \qquad i = (1, 2, ..., n_f). \tag{3.7}$$

## 3.2 Ergebnisse und Analyse

Zur Untersuchung der Wirksamkeit des optimierten passiven und semiaktiven Systems zur Schwingungskontrolle wurde das in Abschnitt 2 beschriebene Benchmark-Gebäude herangezogen.

### 3.2.1 Passives System

Die Optimierungsergebnisse werden in Form von Pareto-Fronten dargestellt, wie in Abb. 3.4 gezeigt. In allen eingezeichneten Pareto-Fronten ist ein Konkurrenzverhältnis zwischen den beiden gewählten Zielen zu erkennen. Die unvermeidliche Rollreibung sorgt zwar auch für eine gewisse Dämpfung, hat aber einen negativen Einfluss auf die Optimierungsergebnisse. Abb. 3.4d




(a) Pareto-Front ($\mu_r$ = 0)

(b) Pareto-Front ($\mu_r$ = 0.005)

(c) Pareto-Front ($\mu_r$ = 0.01)

(d) Pareto-Front mit verschiedenen $\mu_r$ ($j$ = 3)

Abb. 3.4: Pareto-Front des passiven d-MTFD-Systems.

zeigt, dass eine höhere Rollreibung bei gleicher maximaler Fassaden-Relativverschiebung zu einer schwächeren Fähigkeit führen kann, die Spitzenbeschleunigung des Stockwerks abzumildern. Unter den gleichen Bedingungen der Rollreibung werden ähnliche Optimierungsergebnisse durch die Verwendung verschiedener ausgewählter Stockwerke erzielt, wie in Abb. 3.4a, Abb. 3.4b und Abb. 3.4c dargestellt. Mit der gleichen Populationsgröße und der gleichen Einstellung der evolvierenden Generationen im Optimierungsalgorithmus führt die Auswahl von gleichmäßig verteilten Geschossen unter den oben genannten $n_f$-Geschossen zur Optimierung ihrer Dämpfungsgrade der Fassadenanschlüsse nicht zu besseren Optimierungsergebnissen. Wenn der Rollreibungskoeffizient 0,005 beträgt, sind die Optimierungsergebnisse bei der Auswahl von drei Geschossen ($j$ = 3) zur Optimierung der Dämpfungsgrade der Fassadenanschlüsse in einem bestimmten Bereich etwas besser als die beiden anderen. Für $j$ = 3, sind die $n_f$-Werte aller optimierten Fälle (Fälle in der Pareto-Front) in Abb. 3.5 unter drei verschiedenen Rollreibungsbedingungen dargestellt. Der Algorithmus kann frei nach der optimalen Anzahl $n_f$ von Obergeschossen suchen, um die Außenhaut der parallel beweglichen Doppelfassade innerhalb des Suchbereichs [5,30] zu installieren. Mit steigendem Reibungskoeffizienten $\mu_r$ nimmt die

dämpfende Wirkung der parallel verschiebbaren Doppelfassaden in den unteren Geschossen ab, sodass sie vom Algorithmus entfernt werden. Wenn die Rollreibung hoch ist, ist es für die Außenhaut der parallel beweglichen Doppelfassade schwierig, die Reibung zu überwinden. Tabelle 3.2 listet die durchschnittlich optimierten $n_f$ auf. Die durchschnittlich optimierten $n_f$ für alle drei Auswahlmöglichkeiten der Interpolation ($j = 2, j = 3$ und $j = 5$) unter den gleichen Rollreibungsbedingungen sind nahezu identisch.

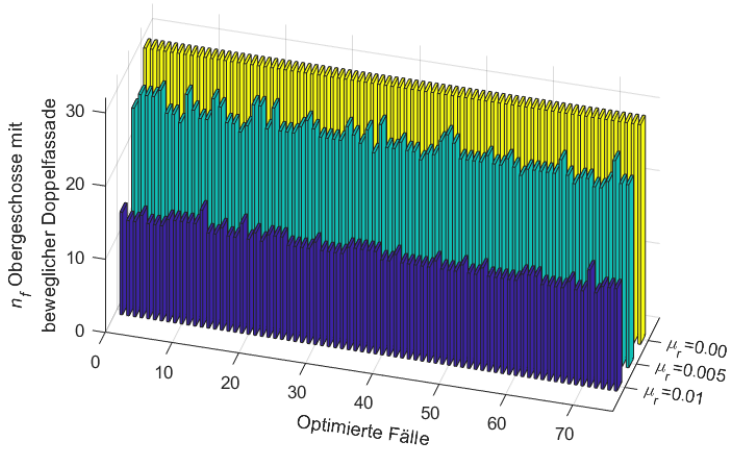



Abb. 3.5: Optimierte Anzahl $n_f$ von Obergeschossen mit parallel beweglicher Doppelfassade

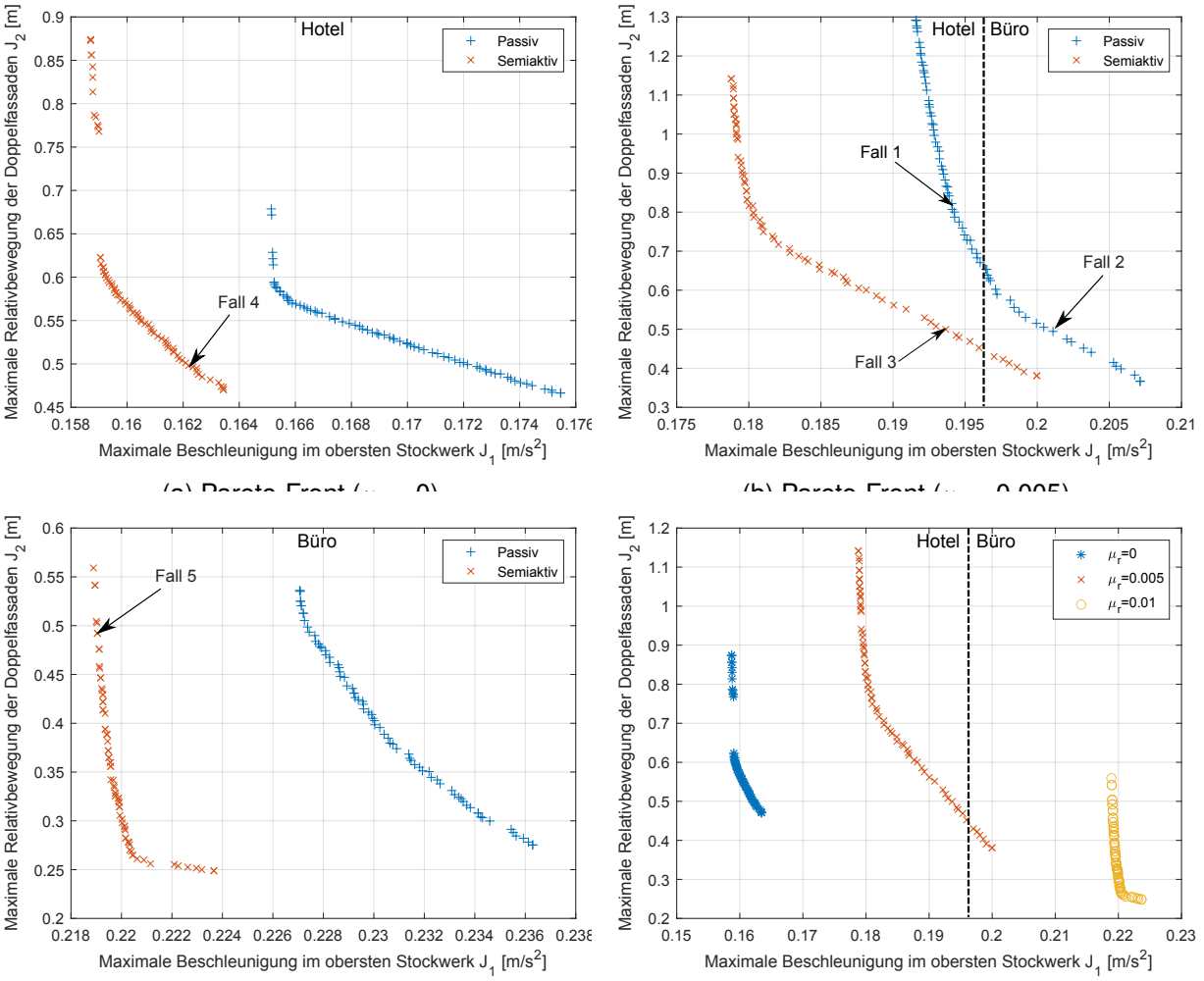
Tab. 3.2: Durchschnittlich optimierte Anzahl $n_f$ oberer Geschosse mit parallel beweglicher Doppelfassade ($j$: Anzahl von Stützstellen für die lineare Interpolation)

| **Rollreibungskoeffizient** | **ausgewählte Geschosse** $n_f \in \{1, 2, \ldots, 30\}$ | | |
|---|---|---|---|
| | ($j = 2$) | ($j = 3$) | ($j = 5$) |
| $\mu_r = 0$ | 30 | 30 | 30 |
| $\mu_r = 0{,}005$ | 25 | 26 | 24 |
| $\mu_r = 0{,}01$ | 14 | 13 | 13 |

### 3.2.2 Semiaktives System

Für die Optimierung des semiaktiven Systems wurden folgende Werte aus der vorherigen Optimierung des passiven Systems übernommen und nicht weiter angepasst: $j = 2$, $n_f = 30$ für $\mu_r = 0$, $n_f = 25$ für $\mu_r = 0{,}005$ und $n_f = 14$ für $\mu_r = 0{,}01$.

Die Optimierungsergebnisse für das semiaktive System werden ebenfalls in Form von Pareto-Fronten dargestellt, wie in Abb. 3.6 gezeigt. Die Pareto-Fronten des passiven Systems (für $j = 3$) werden zum Vergleich gezeigt. Wie in Abb. 3.6a, Abb. 3.6b und Abb. 3.6c zu sehen ist, werden unter den gleichen Rollreibungsbedingungen durch den Einsatz der semiaktiven Regelung beide definierten Ziele im Vergleich zum passiven d-MTFD-System besser erfüllt. Unter drei verschiedenen Rollreibungsbedingungen führt ein größerer Rollreibungskoeffizient auch zu ungünstigen Ergebnissen für das optimierte semiaktive System, was mit den Ergebnissen für das optimierte passive System übereinstimmt, wie in Abb. 3.6d dargestellt.




(c) Pareto-Front ($\mu_r$ = 0.01)

(d) Pareto-Fronten (semiaktiv) mit verschiedenen $\mu_r$

Abb. 3.6: Pareto-Fronten eines semiaktiven Systems.

### 3.2.3 Fallbeispiele und Vergleich

Aus den Optimierungsergebnissen wurden fünf Fälle für einen weiteren Vergleich ausgewählt, die in Abb. 3.6 dargestellt sind. Die Fälle 1 bis 3 sind Systeme, die für den Rollreibungskoeffizienten $\mu_r$ = 0,005 optimiert wurden. Fall 1 ist eine Parametrisierung des passiven Systems, welche eine horizontale Spitzenbeschleunigung im tolerierten Grenzbereich für Hotelnutzung liefert ($<$ 0,196 m/s$^2$), aber viel zu große Relativbewegungen der Außenhaut der Fassade gegenüber dem Gebäude aufweist ($>$ 500 mm). Der Fall 2 des passiven Systems erfüllt die maximal tolerierte Relativbewegung der Fassade, versagt jedoch bei der horizontalen Spitzenbeschleunigung für eine Hotelnutzung. Der Fall 3 des optimierten semiaktiven Systems erfüllt beide Zielkriterien. Bei gleicher Schwingungsreduktion wie im Fall 1 kann die Relativbewegung der Fassade um ca. 40 % reduziert werden. Eine weitere Reduzierung der Spitzenbeschleunigung ist jedoch ohne Verletzung der maximal erlaubten Fassadenbewegung nicht möglich. Hierfür muss eine kleinere Rollreibung vorliegen. Im Fall 4 (keine Rollreibung) kann mit dem optimierten semiaktiven System die horizontale Spitzengeschwindigkeit bei maximal erlaubter Fassadenbewegung um 16 % gegenüber dem Fall 3 reduziert werden. Liegt die Rollreibung bei $\mu_r$ = 0,005, so garantiert

Fall 5 des optimierten semiaktiven Systems bei maximal erlaubter Fassadenbewegung immerhin eine Büronutzung ($<$ 0,245 m/s$^2$). Ein vergleichbarer Fall ließe sich auch für das optimierte passive System bei dieser Rollreibung finden.

Für verschiedene Rollreibungskoeffizienten und die entsprechenden Fälle 3, 4 und 5 des semiaktiven Systems sind in Abb. 3.8a die maximalen Relativverschiebungen der Prallscheiben gegenüber der feststehenden Innenfassade für alle Stockwerke mit beweglicher Fassade dargestellt. Wie zu sehen ist, beträgt im Fall 4, wenn der Rollreibungskoeffizient $\mu_r$ mit 0 angenommen wird, die Spitzenrelativverschiebung der gesamten beweglichen Außenhaut in den oberen 30 Stockwerken des 76-stöckigen Referenzgebäudes etwa 0,5 m. Im Fall 3 mit einer Rollreibung von 0,005 kann selbst dann, wenn nur die oberen 25 Stockwerke des Referenzgebäudes mit der beweglichen Außenhaut ausgestattet sind, nur die Hälfte von ihnen den maximalen Spitzenwert der relativen Fassadenverschiebung von 0,5 m erreichen. Wenn der Rollreibungskoeffizient $\mu_r$ zunimmt, haben die beweglichen Fassaden in den unteren Stockwerken mehr Schwierigkeiten, die Reibung zu überwinden und dann die strukturelle Bewegung zu dämpfen.

Abb. 3.8b zeigt die Spitzenwerte der relativen Fassadenverschiebung für die drei Fälle 1, 2 und 3 (optimiertes passives und semiaktives System) unter denselben Bedingungen des Rollreibungskoeffizienten ($\mu_r$ = 0,005). Der zeitliche Verlauf der Relativverschiebung der Fassade des obersten Stockwerks ist für die Fälle 1, 2 und 3 in Abb. 3.9 dargestellt. Es ist festzustellen, dass die Relativverschiebung der Fassade des obersten Geschosses in Fall 3 (semiaktiv) im Vergleich zu Fall 1 (passiv) deutlich geringer ist, obwohl beide Fälle ähnliche Spitzenwerte der Beschleunigung des obersten Geschosses erreichen.

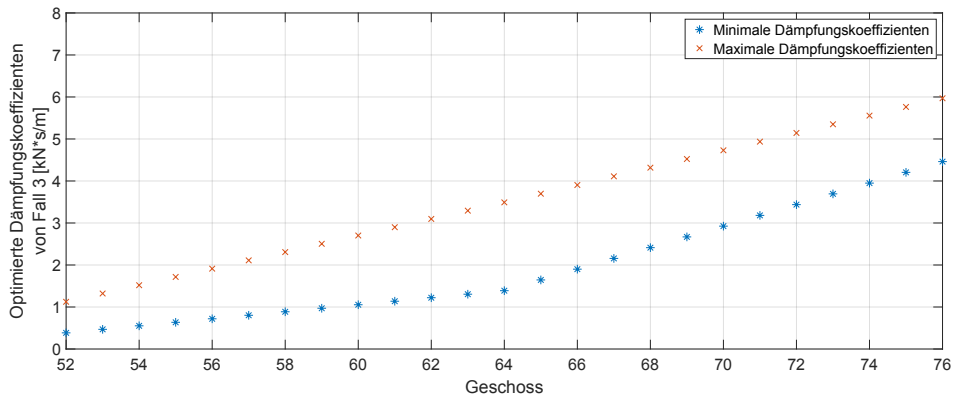
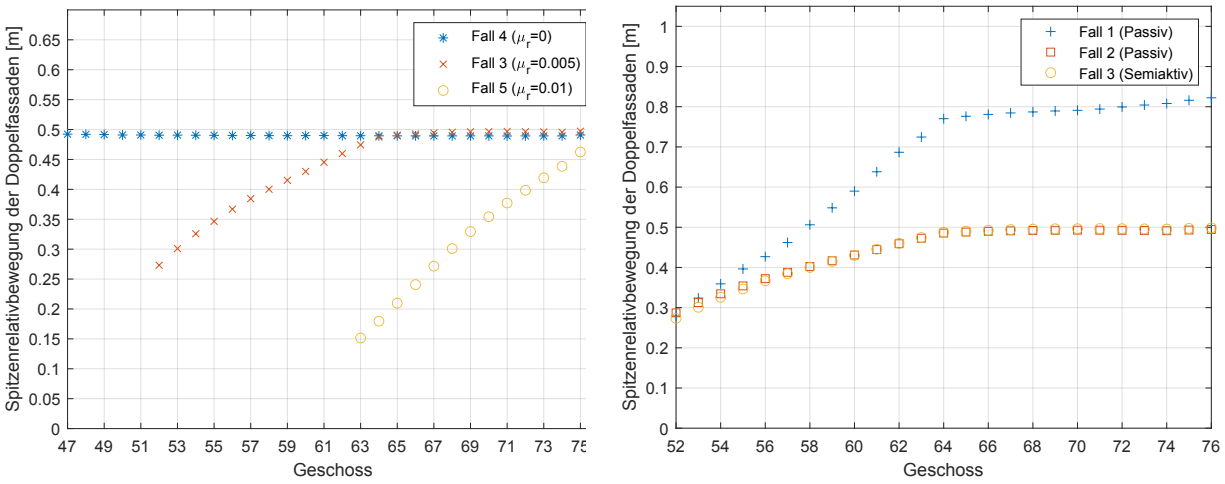



Abb. 3.7: Resultierende Dämpfungskoeffizienten für Fall 3

Abb. 3.7 zeigt die resultierenden Dämpfungskoeffizienten für den Fall 3 der optimierten semiaktiven Dämpfung über die $n_f$ = 25 Stockwerke bei $\mu_r$ = 0,005. Die Optimierung erfolgte für die Stockwerke 52, 64 und 76. Zwischen diesen Etagen wurden die Dämpfungskoeffizienten durch lineare Interpolation bestimmt.




(a) Ausgewählte Fälle mit semiaktiver Regelung (3,4,5) für verschiedene $\mu_r$

(b) Ausgewählte Fälle mit passiver (1 und 2) und semiaktiver Dämpfung (3) bei gleichem $\mu_r$ = 0,005

Abb. 3.8: Spitzenwert der relativen Verschiebung der Prallscheibe in verschiedenen Stockwerken

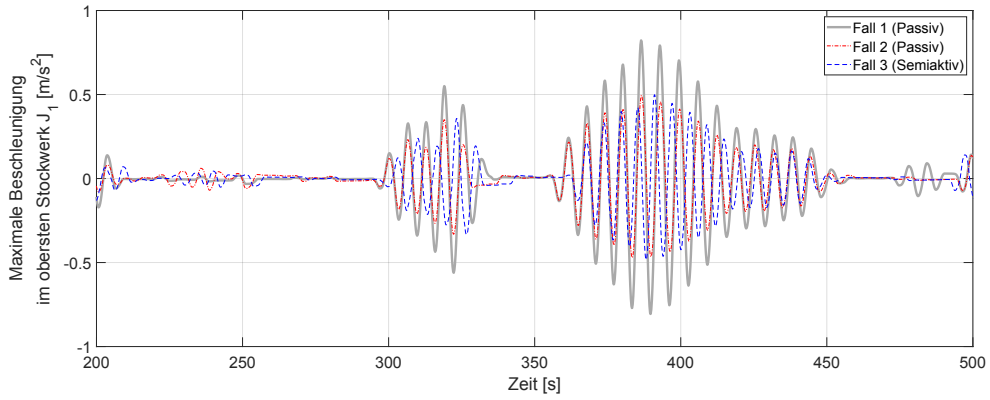



Abb. 3.9: Relative Verschiebung der Prallscheibe des obersten Stockwerks $x_{fr,n_f}$.

Unter der gleichen Winderregung wurde auch das ungeregelte Referenzgebäude mit konventioneller Doppelfassade (feststehend) simuliert und zum Vergleich mit dem optimierten passiven System (Fall 1, Fall 2) und dem optimierten semiaktiven System (Fall 3) herangezogen. Die Spitzenverschiebung des obersten Stockwerks $\max(|x_{76}(t)|)$, der RMS-Wert (Root Mean Square) der Verschiebung des obersten Stockwerks $x_{76}^{rms}$, die Spitzenbeschleunigung des obersten Stockwerks $\max|(\ddot{x}_{76}(t))|$, der RMS-Wert der Beschleunigung des obersten Stockwerks $\ddot{x}_{76}^{rms}$, der Spitzenwert der relativen Verschiebung der Fassade des obersten Stockwerks $\max(|x_{fr,n_f}(t)|)$ und der RMS-Wert der relativen Verschiebung der Fassade des obersten Stockwerks $x_{fr,n_f}^{rms}$ werden verglichen und sind in Tabelle 3.3 aufgelistet.

Abb. 3.10 zeigt die horizontale Beschleunigung des 76. Stockwerks für das Gebäude mit fester Fassade und mit optimierter semiaktiver Dämpfung (Fall 3) im Vergleich.

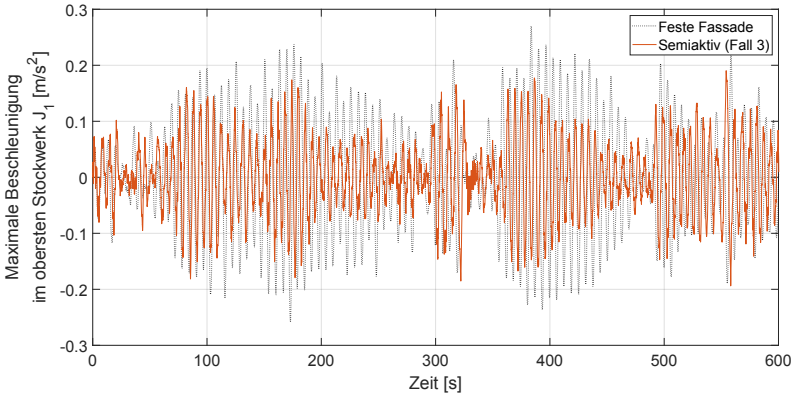



Abb. 3.10: Vergleich der Beschleunigung im obersten Stockwerk des Benchmark-Gebäudes mit fester Fassade und mit optimierter semiaktiver, parallel beweglicher Prallscheibe (Fall 3)

Tab. 3.3: Vergleich von ungedämpften, optimiertem passiven (Fall 1, Fall 2) und optimiertem semiaktiven System (Fall 3).

| **System** | **Ungedämpft** | **Passiv (Fall 1)** | **Passiv (Fall 2)** | **Semiaktiv (Fall 3)** |
|---|---|---|---|---|
| $\max(\lvert x_{76}(t)\rvert)$(m) | 0,349 | 0,309 (-11,5%) | 0,325 (-6,9%) | 0,320 (-8.3%) |
| $x_{76}^{rms}$(m) | 0,116 | 0,082 (-29,3%) | 0,088 (-24,1%) | 0,086 (-25,9%) |
| $\max\lvert(\ddot{x}_{76}(t))\rvert$(m/s$^2$) | 0,269 | 0,194 (-28,1%) | 0,201 (-25,6%) | 0,194 (-28,1%) |
| $\ddot{x}_{76}^{rms}$(m/s$^2$) | 0,104 | 0,063 (-39,4%) | 0,070 (-32,7%) | 0,067 (-35,6%) |
| $\max(\lvert x_{fr,n_f}\rvert)$(m) | / | 0,822 | 0,495 | 0,498 (-40,3%$^\dagger$) |
| $x_{fr,n_f}^{rms}$(m) | / | 0,230 | 0,144 | 0,141 (-38,7%$^\dagger$) |

$^\dagger$ im Vergleich zu Fall 1

Im Vergleich zum ungedämpften Referenzgebäude mit konventioneller Doppelfassade (feste Außenhaut) zeigen die optimierten passiven und semiaktiven Systeme eine deutlich bessere Leistung bei der Reduzierung der windinduzierten Schwingungen. Bezüglich der Verschiebung des obersten Stockwerks entsprechen sie alle dem Entwurfskriterium $h/500$ ($h$ = 306 m ist die Gebäudehöhe) [48], welches relativ leicht zu erfüllen ist. Im Vergleich zur Beschleunigung des obersten Stockwerks hat die Verschiebung des obersten Stockwerks als Optimierungsziel daher keine hohe Priorität. Fall 1 wurde speziell ausgewählt, da er eine ähnliche optimierte Spitzenbeschleunigung des obersten Stockwerks wie Fall 3 erreicht. Daher liegt der Schwerpunkt des Vergleichs auf der relativen Verschiebung der Fassade. Wie berechnet, sinkt im Vergleich zu Fall 1 die Spitzenverschiebung der Fassade im obersten Stockwerk bei Verwendung der Ein-Aus-Groundhook-Regelung in Fall 3 um 40,3%, und der RMS-Wert sinkt um 38,7%. Fall 2 wurde speziell ausgewählt, um eine ähnliche maximale Fassadenrelativverschiebung wie im Fall 3 zu erreichen. Der Schwerpunkt des Vergleichs liegt daher auf der Beschleunigung im obersten Stockwerk. Die Spitzenbeschleunigung im obersten Stockwerk von Fall 3 nimmt um 2,9% ab und der RMS-Wert sinkt um 4,3% im Vergleich zu Fall 2. Wie man sieht, ist die Verringerung der Gebäudebeschleunigung durch die semiaktive Regelung im Vergleich zum passiven Ansatz eher bescheiden. Die Bewegung der Prallscheibe der Doppelfassade kann jedoch wesentlich abgeschwächt werden, was für die Gebrauchstauglichkeit von Bedeutung ist.

Im nachfolgenden Kapitel wird untersucht, inwieweit als Generator betriebene elektrische Maschinen mit entsprechender Leistungselektronik eingesetzt werden können, um einen stufenlos und in Echtzeit einstellbaren Dämpfungsgrad zu gewährleisten und die Energie für den Betrieb der semiaktiven Regelung zu gewinnen.

# 4 Elektrischer Dämpfer mit Energiegewinnung

## 4.1 Motivation

Das übergeordnete Ziel besteht darin, einen elektronischen Dämpfer zu entwerfen, dessen Dämpfungskoeffizient stufenlos eingestellt werden kann. Die Schnittstelle zwischen dem mechanischen und elektrischen Teil der Dämpfereinheit bildet die Übertragung von translatorischer Bewegung der Fassade in rotatorische Bewegung des Motors mittels eines Zahnstangen-Ritzel-Getriebes. Es folgt die elektrische Maschine (im generatorischen Betrieb), welche an eine regelbare (durch Pulsweitenmodulation - PWM) Leistungselektronik angeschlossen ist, die wiederum mit einem Energiespeicher verbunden wird (siehe Abb. 4.1).

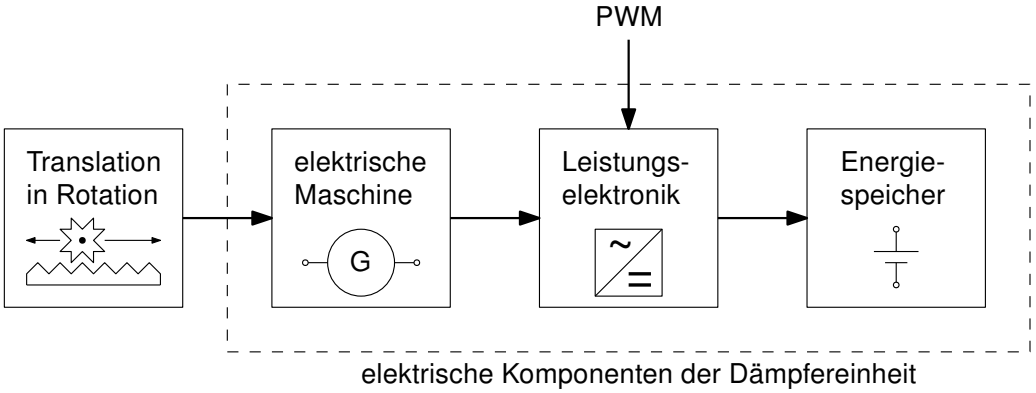



Abb. 4.1: Schnittstelle zwischen mechanischem und elektrischem Teil der Dämpfereinheit

Der konventionelle viskose Dämpfer wird also durch einen elektrischen Generator ersetzt, der an eine Leistungselektronik angebunden ist. Durch diese Kombination kann die Dämpfung stufenlos elektrisch eingestellt werden, während gleichzeitig Energie aus der Bewegung in einem Energiespeicher zwischengespeichert wird, um einen autarken Betrieb der Dämpfereinheit zu ermöglichen. Die elektrische Maschine soll ohne ein Getriebe auskommen, um einen hohen Wirkungsgrad zu gewährleisten. Aufgrund der sehr niedrigen ersten Eigenschwingung des Gebäudes von 0,16 Hz muss der Generator bei Verzicht auf ein Getriebe mit hoher Übersetzung für sehr kleine Nenndrehzahlen ausgelegt werden. So ist es wichtig, dass bei kleinen Drehzahlen bereits hohe Spannungen an den Klemmen der elektrischen Maschine induziert werden. Es werden im Folgenden daher zwei Ansätze näher betrachtet - die Gleichstrommaschine (GM) sowie der Schrittmotor (SM).

## 4.2 Gleichstrommaschine

Gleichstrommaschinen sind von sehr kleinen Leistungen im W-Bereich bis in den MW-Bereich erhältlich. Sie lassen sich grundsätzlich auch als Generatoren betreiben. Da bei kleinen Leistungen häufig hohe Drehzahlen im Motorbetrieb gewünscht sind, müssen einige Dinge beachtet werden, wenn sie bei sehr kleinen Drehzahlen als Generator betrieben werden sollen.

Um direkt eine Gleichspannung zu erzeugen, muss entweder ein bürstenbehafteter Gleichstrommotor mit Kommutator oder ein bürstenloser, elektronisch kommutierter Motor, mit Gleichrichter verwendet werden. Die Spannungskonstante $k_e$ [V min], welche angibt, wieviel Spannung an den Klemmen des Ankerkreises bei einer gewissen Drehzahl abgegriffen werden kann, sollte so groß wie möglich sein. Die Drehzahlkonstante $k_n = k_e^{-1}$ sollte die Bedingung $k_n < n/u_a$ erfüllen (mit: $n$ - Drehzahl, $u_a$ - Ankerspannung). Der Motor sollte entsprechend seiner Kenndaten konservativ ausgewählt werden und einen geringen Innenwiderstand $R_i$ (auch als Anker- oder Wicklungswiderstand bezeichnet) besitzen. Um die Drehmomentanforderungen, besonders bei niedrigen Drehzahlen, zu erfüllen, muss die Typenleistung höher gewählt werden. Bei Dauerbetrieb als Generator müssen die Grenzwerte für Dauerdrehmoment und -strom beachtet werden. Die Motorwicklung muss in der Lage sein, auch unter Last die geforderte Spannung zu erzeugen. Je höher der Wicklungswiderstand, desto höher ist auch die Spannung des Motors, jedoch sinkt gleichzeitig die Strombelastbarkeit. Dieser gegenläufige Effekt kann ebenfalls durch Wahl eines größeren Motors, zumindest teilweise, kompensiert werden. [28] Schließlich könnten ggf. Getriebemotoren verwendet werden, die herstellerseitig als fest verbundene Einheit bereitgestellt werden, um den gewünschten Drehzahlbereich für Motor bzw. Generator voreinzustellen. Dabei sollte vor allem auf die Rückdrehbarkeit geachtet werden. Getriebe mit hoher Untersetzung der Motordrehzahl (drei oder mehr Stufen) sind i.d.R. nicht rückdrehbar und damit nicht als Generator geeignet. Besser geeignet wären Planetengetriebe oder Stirnradgetriebe. Letztere weisen gute Rückdrehbarkeit bei vergleichsweise hohem Wirkungsgrad auf. Allerdings wäre es sehr vorteilhaft, generell auf diese herstellerseitig bereitgestellten Getriebemotoren zu verzichten und dafür einen Generator mit niedriger Arbeitsdrehzahl zu wählen.

Für die Gleichstrommaschine kann ein einfaches elektrisches Ersatzschaltbild aufgestellt werden. Die Ansteuerung ist einfach und es existieren verschiedene Schaltungskonzepte zur simultanen Energiegewinnung und Schwingungsdämpfung [12, 16, 26, 50, 55].

Die geschwindigkeitsabhängige, der Bewegung entgegenwirkende, Dämpferkraft $\tilde{f}_e$ eines Dämpfers wird durch Gleichung (4.1) beschrieben, wobei $\overline{c}_e$ den Dämpfungskoeffizienten der GM in $\mathrm{N}/(\mathrm{m}/\mathrm{s})$ und $v$ die Geschwindigkeit in $\mathrm{m}/\mathrm{s}$ darstellen.

$$F = -\overline{c}_e \cdot v \tag{4.1}$$

Folgend wird von einer permanenterregten (Erregerfluss $\Phi = konst.$) GM ausgegangen, die eine Teilkomponente der elektrischen Dämpfereinheit darstellt. Das elektrische Ersatzschaltbild der GM ist in Abb. 4.2 dargestellt. Die folgenden Zusammenhänge und Herleitungen sind aus [53, S. 563 ff.] und [49, S. 26 ff.] entnommen.

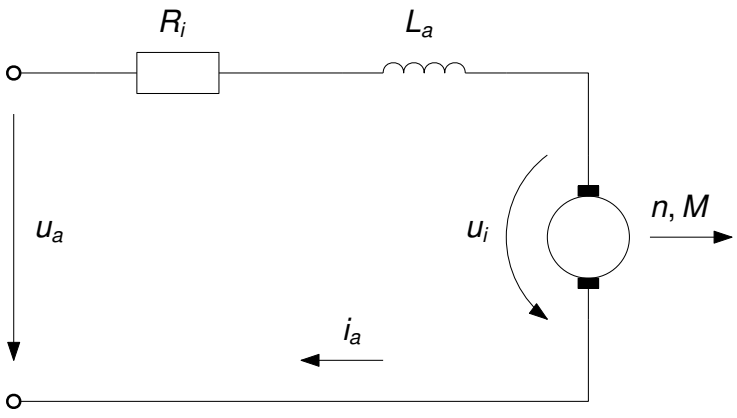



Abb. 4.2: Elektrisches Ersatzschaltbild der GM — Ankerkreis

Mit Hilfe der Drehmoment- und Drehzahlgleichungen (4.2) werden das Verhältnis von induzierter Spannung $u_i$ und Strom $i_a$ zu Drehzahl $n$ und Drehmoment $M$ beschrieben. Die in den Grundgleichungen enthaltene Drehmomentkonstante $k_m$ [N m/A] sowie die Spannungskonstante $k_e$ [V min] sind in Datenblättern zu finden und beinhalten bereits den konstanten Fluss $\Phi$ bei permanenterregten Maschinen. Sie berücksichtigen ebenfalls konstruktive Parameter, wie beispielsweise die Polpaarzahl oder Art und Ausführung der Wicklungen.

$$M = k_m \cdot i_a \qquad\qquad u_i = k_e \cdot n \tag{4.2}$$

Die translatorische Bewegung der Fassade muss in eine rotatorische Bewegung am Generator (siehe Abb. 4.1) umgewandelt werden. Hierbei gelten zwischen Kraft $\bar{f}_e$, Moment $M$ und Radius $r$ sowie Geschwindigkeit $v$, Winkelgeschwindigkeit $\omega$ und Radius die in Gleichung (4.3) gezeigten Zusammenhänge.

$$\bar{f}_e = \frac{M}{r} \qquad\qquad v = \omega \cdot r \tag{4.3}$$

Durch Einsetzen von Gleichung (4.2) in Gleichung (4.3), Umstellen der Gleichungen und mit Hilfe der Beziehung $k_\mathrm{E} = k_\mathrm{M} \cdot {}^{2\pi}/_{60}$ werden die in Gleichung (4.4) gezeigten Zusammenhänge erreicht.

$$\bar{f}_e = \frac{k_m}{r} \cdot i_a \qquad\qquad u_\mathrm{i} = \frac{k_m}{r} \cdot v \tag{4.4}$$

Nun wird als Vereinfachung davon ausgegangen, dass die Spule (Reaktanz) im Ankerkreis hinreichend klein ist, sodass diese vernachlässigt werden kann. Zudem ist im eingeschwungenen Zustand der Ankerstrom $i_a$ nahezu konstant, wodurch der Spannungsabfall über der Reaktanz vernachlässigt werden kann (siehe Abb. 4.3).

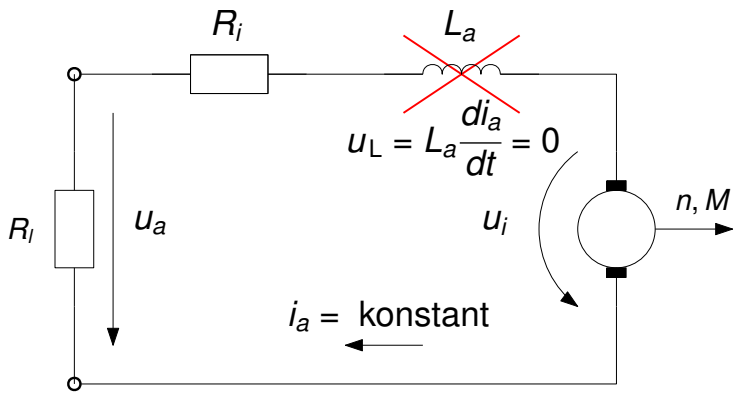



Abb. 4.3: Über den Lastwiderstand $R_l$ geschlossener Ankerkreis der GM im eingeschwungenen Zustand

Wird der Ankerkreis nun über den Lastwiderstand $R_l$ geschlossen, so fällt die gesamte induzierte Spannung am Summenwiderstand $R_i + R_l$ ab. Der Ankerstrom $i_a$ kann so mit Hilfe der induzierten Spannung aus (4.4) so wie in Gleichung (4.5) beschrieben werden.

$$i_\mathrm{a} = -\frac{u_\mathrm{i}}{R_i + R_l} = -\frac{\frac{k_m}{r}}{R_i + R_l} \cdot v \tag{4.5}$$

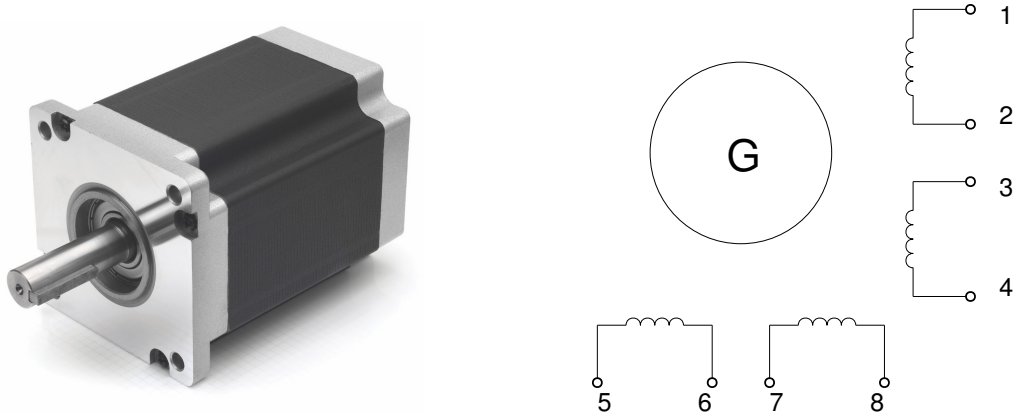
Schließlich wird die gefundene Beziehung für den Ankerstrom in die Kraftgleichung (4.4) eingesetzt. Die Kraftübertragung zwischen Maschine und Fassade hängt demnach von der Motorkonstante, dem Anker- und Lastwiderstand, dem Rollenradius und der Geschwindigkeit ab, wie in Gleichung (4.6) gezeigt ist. Der Term ohne die Geschwindigkeit beschreibt dabei den elektrischen Dämpfungskoeffizienten $\overline{c}_e$ [N/(m/s)] eines einzelnen elektrischen Dämpfers. Sind die konstruktiven Parameter einmal festgelegt, stellt der Lastwiderstand $R_l$ demnach die einzige Stellgröße im System dar, mit der sich die Dämpfung variieren lässt. Daraus folgt, dass die maximale Dämpfung beim Kurzschließen der Maschine mit $R_l = 0$ erzielt werden kann.

$$\overline{f}_e = -\underbrace{\frac{k_m^2}{(R_i + R_l) \cdot r^2}}_{\overline{c}_e} \cdot v \tag{4.6}$$

## 4.3 Schrittmotor

Schrittmotoren werden klassischerweise für Positionieraufgaben verwendet, da durch die konstruktiv bedingte feste Schrittzahl kein Drehgeber notwendig ist und somit ein offener Regelkreis (Steuerung) ausreicht. Die am weitesten verbreitete Art ist der Hybridschrittmotor, welcher die positiven Eigenschaften von Reluktanz- und Permanentmagnet-Schrittmotor vereint. Weiter wird zwischen uni- und bipolaren Schrittmotoren unterschieden. Sie unterscheiden sich in dem Aufbau und der Art der Wicklungen (unipolar z. B. mit Mittelabgriff) sowie im Aufwand der Ansteuerung. Bipolare Motoren benötigen beispielsweise zwei H-Brücken (Leistungselektronik) zur

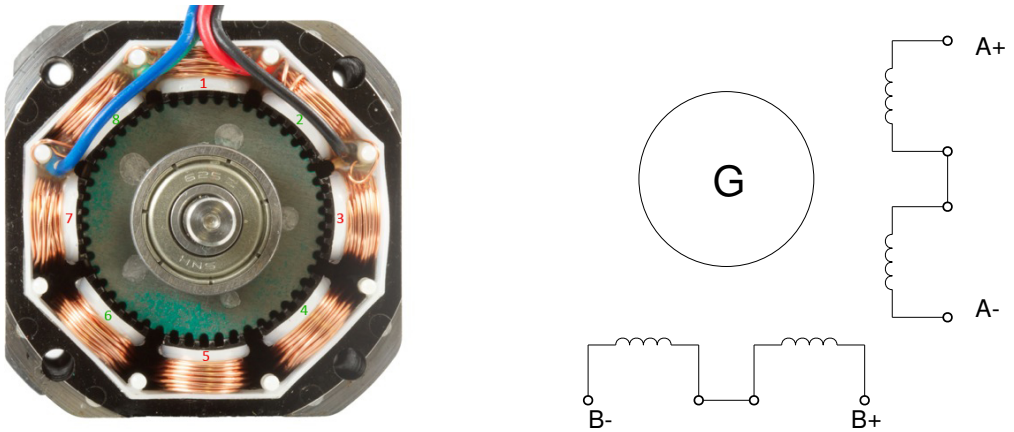
Ansteuerung, wohingegen bei unipolaren Motoren die Spannung pro Phase lediglich ein- bzw. ausgeschaltet wird. Typisch sind Schrittmotoren mit vier, fünf, sechs, oder acht herausgeführten Leitungen - je nach interner Verschaltung. So können beispielsweise die Anschlüsse 2 und 3 sowie 6 und 7 in Abb. 4.4b intern verbunden sein (4-Leiter, bipolar), sodass sich insgesamt nur zwei Spulen ergeben. Werden die Anschlüsse 2 und 3 bzw. 6 und 7 auf Massepotential gelegt, ergibt sich die unipolare Ausführung mit 6 Leitern. Wird der Anschluss herausgeführt, jedoch nicht auf Masse gelegt, erhält man einen 6-Leiter seriell verschalteten bipolaren Schrittmotor. Schließlich ist es auch möglich alle acht Anschlüsse getrennt herauszuführen, entweder mit seriell oder parallel verschalteten Spulen (8-Leiter bipolar). [49, S. 395 ff.] [4, S. 824 ff.] [38]




(a) NEMA 42 Schrittmotor [38] (b) einfaches Ersatzschaltbild

Abb. 4.4: Schrittmotor Bauform NEMA 42 (links) und vereinfachtes Ersatzschaltbild mit Spulen (rechts)

Hybride Schrittmotoren sind die am weitesten verbreitetste Bauform. Der Großteil wird 2-phasig oder 5-phasig ausgeführt. Typisch sind acht Pole bzw. vier Polpaare bei 2-phasiger (siehe Abb. 4.5) sowie zehn Pole bzw. fünf Polpaare bei 5-phasiger Ausführung.




(a) Statoraufbau eines 2-phasigen Hybrid-Schrittmotors [10] (b) einfaches Ersatzschaltbild verschaltet

Abb. 4.5: Schrittmotor Spulenanordnung (links) und vereinfachtes intern verschaltetes Ersatzschaltbild mit vier Außenanschlüssen A+, A-, B+, B- (rechts)

Auf dem Stator sind i.d.R. zwei Zahnräder mit jeweils 50 Zähnen so angebracht, dass sich die Zähne um 180 Grad versetzt überlappen. Eines der Zahnräder bildet dabei den magnetischen Nordpol, das andere entsprechend den Südpol. So entstehen zusammen 100 Pole bzw. 50 Polpaare.

Da Schrittmotoren, wie bereits erwähnt, für gewöhnlich als Positionierantriebe verwendet werden, lässt sich der Schrittwinkel mit Hilfe der Polpaare und der Anzahl der Phasen nach (4.7) berechnen.

$$\alpha = \frac{360°}{2 \cdot n_{Phasen} \cdot n_{Polpaare}} \tag{4.7}$$

Für das oben genannte Beispiel des 2-phasigen Motors mit 50 Polpaaren ergibt sich somit ein Schrittwinkel von 1,8°. Hiermit wird auch klar, dass ein 5-phasiger Schrittmotor gegenüber dem 2-phasigen vor allem einen Vorteil in einer kleineren Schrittweite besitzt, was für den generatorischen Betrieb nicht von Relevanz ist.

Zudem wird deutlich, dass Schrittmotoren sich aufgrund der hohen Polpaarzahl des Rotors und dennoch vergleichsweise kleinen Bauform hervorragend als Generatoren kleiner Leistung im Niedrigdrehzahlbereich eignen, da bereits bei geringen Drehzahlen beachtliche Spannungen in den Wicklungen induziert werden, da ja bei einem vollen Umlauf die 50 Polpaare des Rotors das Feld der 4 Statorpolpaare insgesamt 200 Mal schneiden.

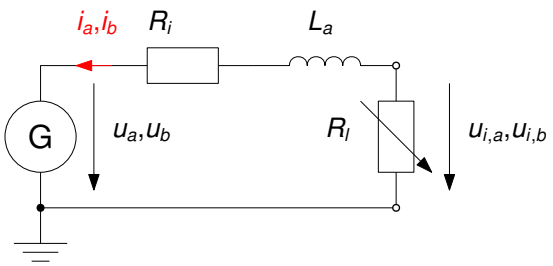



Abb. 4.6: Ersatzschaltbild für die Phase A und B eines 2-phasigen Schrittmotors

### Grundgleichungen des Schrittmotors

In Abb. 4.6 ist das Ersatzschaltbild eines Schrittmotors gezeigt, welches äquivalent für die Phasen A und B eines 2-phasigen Schrittmotors gilt. Die Differentialgleichungen des Schrittmotors werden zur Modellbildung und Simulation in MATLAB/Simulink benötigt und beziehen sich auf das Ersatzschaltbild in Abb. 4.6:

$$\frac{di_a}{dt} = [u_a - R_i i_a + \underbrace{K_m \omega \cdot \sin(N_r \theta)}_{u_{i,a}}]/L_a \tag{4.8}$$

$$\frac{di_b}{dt} = [u_b - R_i i_b - \underbrace{k_m \omega \cdot \cos(N_r \theta)}_{u_{i,b}}]/L_a \tag{4.9}$$

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega \tag{4.10}$$

Das erzeugte Gegenmoment des Generators ist gegeben durch

$$M = -k_m \left( i_a - \frac{u_{i,a}}{R_m} \right) \cdot \sin(N_r \theta) + k_m \left( i_b - \frac{u_{i,a}}{R_m} \right) \cos(N_r \theta) - M_d \sin(4 N_r \theta). \tag{4.11}$$

Die in den Grundgleichungen, im Ersatzschaltbild und für die folgende Berechnung verwendeten Größen werden in Tab. 4.1 beschrieben.

Tab. 4.1: Variablen und Parameter zur mathematischen Beschreibung des bipolaren Schrittmotors

| Symbol | Variable/Parameter | Einheit |
|---|---|---|
| $i_a$, $i_b$ | Strom in Phase A & B | A |
| $u_{i,a}$, $u_{i,b}$ | Induzierte Spannung in Phase A & B | V |
| $u_a$, $u_b$ | Spannung über dem Lastwiderstand in Phase A & B | V |
| $R_i$ | Innenwiderstand in Phase A & B | Ω |
| $L_a$ | Induktivität der Phase A & B | H |
| $R_\mathrm{l}$ | Lastwiderstand der Phase A & B | Ω |
| $R$ | Gesamtwiderstand ($R_l + R_i$) je Phase | Ω |
| $R_m$ | Magnetisierungswiderstand | Ω |
| $k_m$ | Motorkonstante | N m/A |
| $\omega$ | Rotorwinkelgeschwindigkeit | rad/s |
| $N_r$ | Rotorzahnzahl jeweils beider Pole | 1 |
| $\theta$ | Rotorwinkel | rad |
| $M$ | Motordrehmoment | N m |
| $M_\mathrm{d}$ | Haltemoment | N m |

**Moment- und Dämpfungsberechnung des Schrittmotors**

Unter der Annahme nahezu konstanter Drehzahl ($\dot{\omega} \approx 0$), eines sehr hohen Magnetisierungswiderstands ($1/R_m \approx 0$) und vernachlässigbarem Haltemoments ($M_d \approx 0$) kann das von der Drehzahl anhängige Gegenmoment des Schrittmotors im Generatorbetrieb und somit der Dämpfungskoeffizient berechnet werden.

Bei konstanter Rotorwinkelgeschwindigkeit folgt für den Rotorwinkel

$$\theta = \omega t. \tag{4.12}$$

Mit $u_a = R_l i_a$ und $u_b = R_l i_b$ sind die Lösungen der Differentialgleichungen (4.8) und (4.9) für die Phasenströme

$$i_a(t) = \frac{k_m \omega}{\sqrt{(R_i + R_l)^2 + (N_r \omega L_a)^2}} \sin(N_r \omega t + \phi) \tag{4.13}$$

$$i_b(t) = \frac{-k_m \omega}{\sqrt{(R_i + R_l)^2 + (N_r \omega L_a)^2}} \cos(N_r \omega t + \phi) \tag{4.14}$$

mit

$$\phi = -\arctan\left(\frac{\omega \cdot N_r \cdot L_a}{R_i + R_l}\right). \tag{4.15}$$

Setzt man die Lösungen für die Ströme in (4.11) ein, so erhält man für das Generatormoment nach einigen Umformungen[1]

$$M = -\frac{k_m^2 (R_i + R_l)}{(R_i + R_l)^2 + (N_r L_a \omega)^2} \omega. \tag{4.16}$$

Bei der Übertragung von translatorischer Bewegungen der Fassade in rotatorische Bewegungen des Generators mittels eines Zahnstangen-Ritzel-Getriebes ist folglich die Gegenkraft

$$\bar{f}_e = -\frac{k_m^2 (R_i + R_l)}{r^2((R_i + R_l)^2 + (N_r L_a v / r)^2)} v \equiv -\bar{c}_e v, \tag{4.17}$$

wobei $r$ der Radius des Ritzels und $v = \omega / r$ die translatorische Geschwindigkeit sind. Gemäß der obigen Definition des Dämpfungskoeffizienten $\bar{c}_e$ folgt

$$\bar{c}_e = \frac{k_m^2 (R_i + R_l)}{r^2 (R_i + R_l)^2 + (N_r L_a v)^2}. \tag{4.18}$$

Der Dämpfungskoeffizient ist nichtlinear abhängig von der Geschwindigkeit $v$, wobei für kleine Geschwindigkeiten und kleine Induktivitäten ein nahezu konstanter Wert angenommen werden kann, welcher sich über den für beide Phasen gleichen Lastwiderstand $R_l$ einstellen lässt. Für kleine Geschwindigkeiten und eine kleine Induktivität entspricht die Gleichung (4.18) näherungsweise der der Gleichstrommaschine (4.6).

Im nachfolgenden Abschnitt wird beschrieben, wie der Lastwiderstand durch eine Schaltung stufenlos eingestellt und gleichzeitig Energie in einer Batterie gespeichert werden kann.

[1] Die Beziehungen $\sin(a + b)\sin(a) + \cos(a + b)\cos(a) = \cos(b)$ und $\cos(-\arctan(a)) = 1/\sqrt{a^2 + 1}$ sind bei der Vereinfachung der Momentengleichung hilfreich.

## 4.4 Leistungselektronik zur Widerstandsemulation und Energiegewinnung

Da der Wicklungswiderstand der Spulenwicklung, sowohl bei der Gleichstrommaschine als auch beim Stepper-Generator, nicht beeinflusst werden kann, besteht die einzige Möglichkeit der Realisierung einer variablen Dämpfung darin, einen externen Lastwiderstand $R_l$ an den Generatorklemmen anzuschließen. Hierbei kommt eine Leistungselektronikschaltung zum Einsatz, die sowohl einen Widerstand in einem bestimmten Bereich emulieren kann, als auch Energie in Form eines Stromflusses vom Generator in den Energiespeicher ermöglicht. Mit Widerstandsemulation ist der Ersatzwiderstand der Schaltung gemeint, der von den Klemmen des Generators aus betrachtet wirkt, so als wäre an den Klemmen tatsächlich ein variabler Lastwiderstand angeschlossen.

### 4.4.1 Schaltungsbeschreibung

Shen et al. haben einen Inverswandler (engl.: Buck-Boost-Converter) mit nichtkontinuierlichem Stromfluss (eng.: Discontinuous Current Mode (DCM)) zur Realisierung eines elektronischen Dämpfers mit einer Gleichstrommaschine sowie zur Energiegewinnung und Speicherung von Energie in einer Batterie vorgeschlagen [50]. Die vorgeschlagene Schaltung ist in Abb. 4.7 dargestellt, wobei $u_e$ die gleichgerichtete induzierte Spannung der elektrischen Maschine ist (eventuell noch geglättet mittels eines Kondensators). Über die Frequenz und den Tastgrad $d$ (Ein/Aus-Verhältnis) des pulsbreitenmodulierten (eng.: Pulse-Width Modulated (PWM)) Steuersignals des MOSFETs kann der Dämpfungskoeffizient gezielt eingestellt werden.

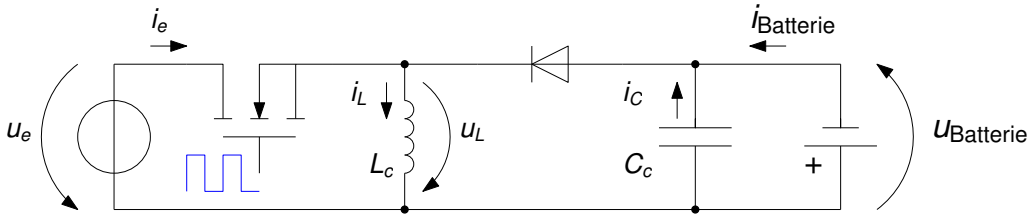



Abb. 4.7: Schaltung des Inverswandlers mit Batterie

In [50] wurde ein Uhrenquarz zur Erzeugung des PWM-Signals mit fester Frequenz von 32 768 kHz und festem Tastgrad (engl.: duty cycle) von $d = 0{,}5$ verwendet, da nur ein passives Dämpfungssystem mit konstantem Dämpfungskoeffizienten untersucht wurde. Für die Realisierung von semiaktiven Ansätzen wird in diesem Forschungsprojekt das PWM-Signal mit einem Mikrocontroller generiert, sodass z.B. über eine Variation des Tastgrades der Dämpfungskoeffizient in Echtzeit moduliert werden kann.

Der Vorteil des Betriebs des Inverswandlers mit diskontinuierlichem Stromfluss besteht darin, dass die gesamte Schaltung wie ein Widerstandsemulator (einstellbarer Lastwiderstand $R_l$) zu

betrachten ist. Für eine gegebene Schaltfrequenz $f_s$ und einen Tastgrad $d$ bleibt der Eingangswiderstand der Schaltung konstant, selbst wenn die Eingangsspannung (variable induzierte und gleichgerichtete Spannung) und Ausgangsspannung (variabler Ladezustand des Energiespeichers) schwanken sollten. Der Widerstand hängt von der Schaltfrequenz, der Spulengröße und dem Tastverhältnis ab, wie in Gleichung (4.19) zu sehen ist.

$$R_l = \frac{2 \cdot f_s \cdot L_c}{d^2} \tag{4.19}$$

Die Bedingung, damit der diskontinuierliche Betrieb nicht verlassen wird ist gegeben durch

$$u_e \leq \frac{1-d}{d} \cdot u_{\text{Batterie}}. \tag{4.20}$$

### 4.4.2 Anwendung bei einer Gleichstrommaschine

In Abb. 4.8 ist das Schaltbild einer GM im Generatorbetrieb mit Innenwiderstand $R_i$, Induktivität $L_a$, Kommutator und Glättungskondensator $C_e$ dargestellt. Der Kommutator ist ein internes, mechanisches Bauteil der Maschine, der dafür sorgt, dass die induzierte Wechselspannung zu einer pulsierenden Gleichspannung gleichgerichtet wird. Die geglättete Spannung $u_e$ ist der Eingang des Inverswandlers (siehe Abb. 4.7).

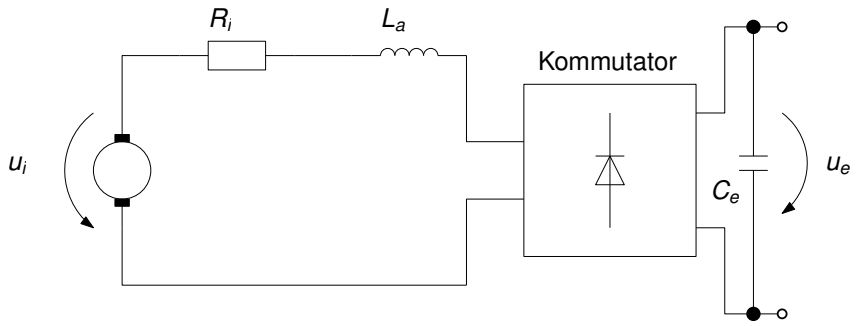



Abb. 4.8: Gleichstrommaschine im Generatorbetrieb mit Kommutator

Damit sichergestellt ist, dass der Inverswandler im DCM-Betrieb arbeitet, muss Gleichung (4.20) zu allen Zeitpunkten erfüllt sein. Nur dann kann die Schaltung als stufenlos einstellbarer Widerstand betrieben werden, dessen Widerstandswert bei fester Schaltfrequenz $f_s$ und fester Spulengröße $L_c$ lediglich vom Tastgrad $d$ abhängt (s. Gleichung (4.19)).

### 4.4.3 Anwendung bei einem Schrittmotor

Beim Stepper-Generator gibt es, im Vergleich zur GM, zwei Phasen, an denen eine um 90° verschobene, sinusförmige Spannung an den Wicklungen induziert wird. Die identischen Impedanzen $Z_{a,b}$ in Abb. 4.9 repräsentieren Spulengröße und Wicklungswiderstand der jeweiligen Phase. Aufgrund der induzierten Wechselspannung der beiden Phasen muss zuerst einmal

jeweils ein Brückengleichrichter hinter die Spulenwicklungen geschaltet werden, um die Wechselspannung gleichzurichten. Anschließend wird die selbe Schaltung (Inverswandler) wie bei der GM verwendet. Die Schaltung muss aufgrund der zwei Phasen jedoch parallel ausgeführt werden, wobei sie ausgangsseitig mit der Last (dem Akku) verbunden wird.

Eine alternative Schaltungsvariante, bei der die Spannungen hinter den jeweiligen Gleichrichtern zunächst zusammengeführt werden und dann nur eine Leistungselektronikschaltung verwendet wird, wurde auch untersucht. Simulationen und praktische Versuche haben jedoch gezeigt, dass dann stark unsymmetrische Ströme in den Wicklungen des Schrittmotors auftreten, wodurch das Drehmoment und somit die Dämpfung nicht mehr zuverlässig eingestellt bzw. vorausgesagt werden können.

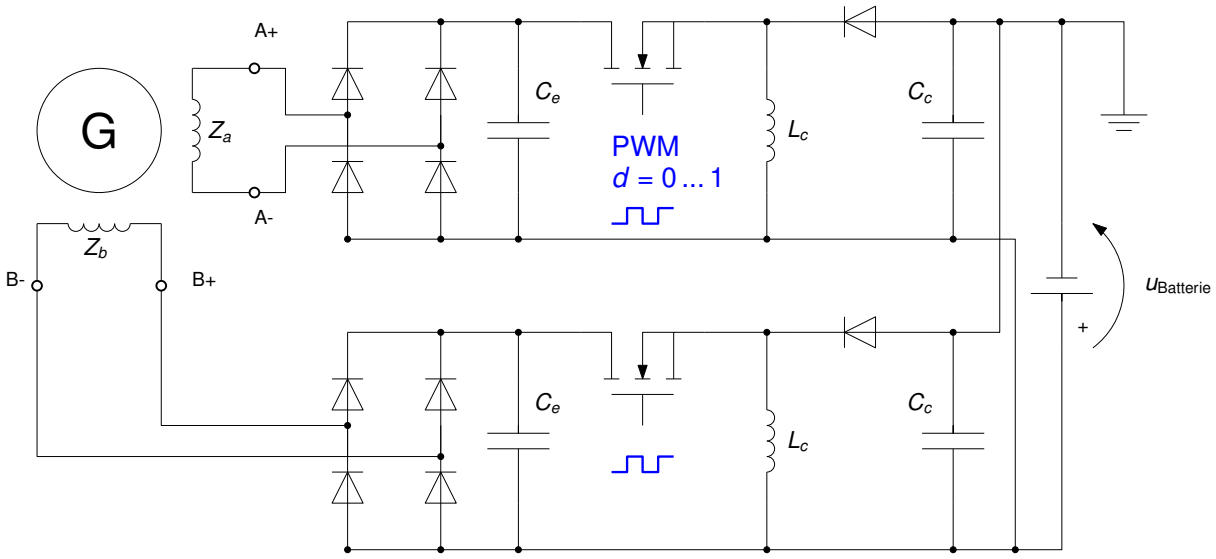



Abb. 4.9: Leistungselektronikschaltung für Stepper-Generator (am Ausgang parallel geschalteter, dual-Inverswandler)

Der für beide Phasen identische Lastwiderstand $R_l$ ergibt sich auch hier wieder nach Gleichung (4.20) mit $L_c = L_{c1} = L_{c2}$. Um einen symmetrischen Betrieb zu gewährleisten werden beide MOSFETs mit dem selben PWM-Signal und der Frequenz $f_s$ angesteuert.

## 4.5 Simulationsmodell

Für den elektronisch einstellbaren Dämpfer wurden Modelle in Simulink (The Mathworks Inc, USA) unter Verwendung von Simscape realisiert. Simscape ermöglicht die Erstellung von Modellen physikalischer Systeme innerhalb der Simulink-Umgebung. Für die Gleichstrommaschine, den Schrittmotor und die Batterie können existierende Standardblöcke eingesetzt werden, während die Leistungselektronik aus Blöcken diskreter Bauelemente nachgebildet wird. Die Verwendung hochfrequenter PWM-Signale führt jedoch zu einer deutlichen Verlängerung der Simulationdauer, sodass ein Mittelwertmodell der Leistungselektronik in Anlehnung an [32,

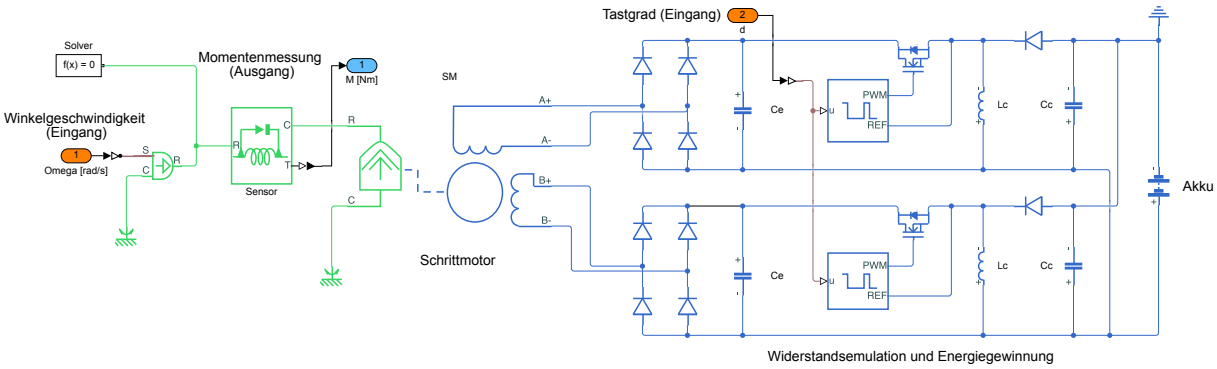



Abb. 4.10: Simulink-Modell für den Schrittmotor mit der Leistungselektronik und der Batterie

Abb. 4.10 zeigt beispielhaft das Simulink-Modell für den Schrittmotor mit der Leistungselektronik und der Batterie. Das Modell wurde im nachfolgenden Abschnitt zur Auslegung des Motors, der Leistungselektronik und der Batterie verwendet sowie im Kapitel 6 für die Identifikation von mechanischen Systemparametern des Doppelfassadensystems als Bestandteil eines umfassenderen Simulationsmodells mit eingesetzt.

Eine erste Validierung des Modells des Schrittmotors und der Leistungselektronik erfolgte an einem kleineren Versuchsstand mit einem Schwingungstilger. Abb. 4.11 zeigt den an der Technischen Universität Berlin realisierten Versuch, der in seinem Aufbau einem kleinen Element der Doppelfassade mit beweglicher Prallscheibe entspricht. Als elektronisch einstellbarer Dämpfer wurde ein kleiner Schrittmotor verwendet.

## 4.6 Generatorauswahl und Auslegung der Leistungselektronik und Batterie

Für die Auswahl des Generators eines Fassadenelements am Benchmark-Gebäude müssen der zu erwartende Drehzahlbereich sowie der minimale und maximale elektrische Dämpfungskoeffizent der semiaktiven Regelung berücksichtigt werden. Die Simulationen im Kapitel 3 ergeben bei einem Ritzel mit 5 cm Radius eine maximale Drehzahl von näherungsweise 100 U/min am Generator. Aufgrund der sehr kleinen Drehzahlen wurde in diesem Forschungsvorhaben ein Schrittmotor als Generator gewählt.

Die erforderlichen minimalen und maximalen Dämpfungskoeffizienten ($c^{\min}_{n-j+n_f}$ und $c^{\max}_{n-j+n_f}$) eines Stockwerks $j$ sind das Ergebnis der Optimierung aus Kapitel 3. Da sich die Dämpfung aus der elektrischen Dämpfung des Generators und parasitärer Dämpfung (durch Reibung) zusammensetzt, muss nur ein Teil der erforderlichen Dämpfung elektrisch erfolgen. Ferner teilen sich $N_d$ Dämpfer pro Etage (einer pro Fassadenelement) diese Aufgabe. Somit ergeben sich

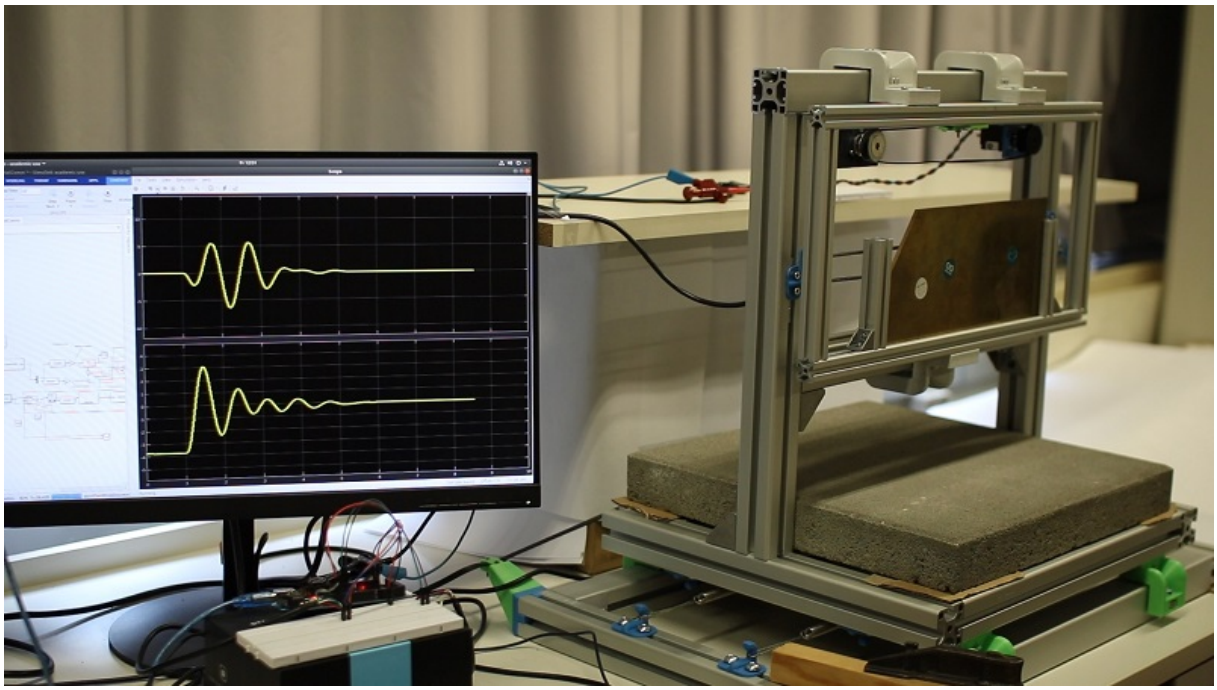


Abb. 4.11: Versuchsstand eines Schwingungstilgers mit elektronisch einstellbarem Dämpfer in Form eines Schrittmotors an der Technischen Universität Berlin (Quelle: Thomas Schauer, Technische Universität Berlin)

für einen Dämpfer im Stockwerk $j$ bei bekannter (identifizierter) parasitärer Dämpfung $\overline{c}_m$ eines Fassadenelements nachfolgende elektrische Solldämpfungskoeffizienten:

$$\overline{c}^{\min}_{e,n-j+n_f} \equiv c^{\min}_{n-j+n_f}/N_d - \overline{c}_m = 2 \cdot \xi^{\min}_{n-j+n_f}\sqrt{\overline{m}_f \overline{k}_f} - \overline{c}_m, \tag{4.21}$$

$$\overline{c}^{\max}_{e,n-j+n_f} \equiv c^{\max}_{n-j+n_f}/N_d - \overline{c}_m = 2 \cdot \xi^{\max}_{n-j+n_f}\sqrt{\overline{m}_f \overline{k}_f} - \overline{c}_m. \tag{4.22}$$

Anstelle von $c^{\min}_{n-j+n_f}$ und $c^{\max}_{n-j+n_f}$ können auch die optimierten Dämpfungsgrade $\xi^{\min}_{n-j+n_f}$ und $\xi^{\max}_{n-j+n_f}$ zusammen mit der Masse $\overline{m}_f$ und Federsteifigkeit $\overline{k}_f = k_f/N_d$ eines einzelnen Fassadenelements zur Bestimmung der elektrischen Solldämpfungskoeffizienten verwendet werden. Die ermittelten Koeffizienten können anschließend bei einem Schrittmotor wie folgt realisiert werden:

$$\overline{c}^{\min}_{e,n-j+n_f} = \frac{k_m^2(R_i + R^{\max}_{l,n-j+n_f})}{r^2(R_i + R^{\max}_{l,n-j+n_f})^2 + (N_r L_a v)^2} \tag{4.23}$$

$$\overline{c}^{\max}_{e,n-j+n_f} = \frac{k_m^2(R_i + R^{\min}_{l,n-j+n_f})}{r^2(R_i + R^{\min}_{l,n-j+n_f})^2 + (N_r L_a v)^2} \tag{4.24}$$

Für die minimale Dämpfung ist der maximale Widerstand $R^{\max}_{l,n-j+n_f}$ und für maximale Dämpfung der minimale Widerstand $R^{\min}_{l,n-j+n_f}$ erforderlich. Beide Werte lassen sich aus den vorherigen Gleichungen bei Vernachlässigung des geschwindigkeitsabhängigen Terms leicht bestimmen.

Der Schrittmotor sollte so gewählt werden, dass bei Kurzschluss ($R^{\min}_{l,n-j+n_f} = 0$) alle geforderten Werte $\overline{c}^{\max}_{e,n-j+n_f}$ etwas übertroffen werden. Als Ergebnis wurde der Schrittmotor ML42HS3L4270 der Firma MOONS' Electric Co., Ltd. ausgewählt. Dies ist ein 2-phasiger Hybrid-Schrittmotor

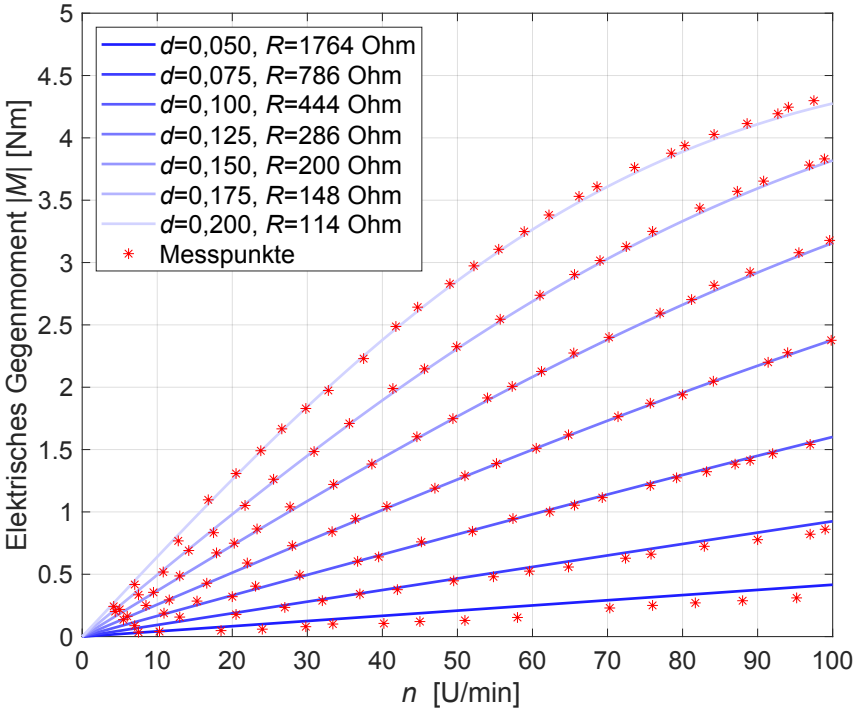



Abb. 4.12: Gemessenes und vorhergesagtes Gegenmoment $M$ des Stepper-Motors im Generatorbetrieb für verschiedene Tastgrade und entsprechend emulierte Widerstände ($R = R_l(d) + R_i$)

mit fünf Anschlussleitungen (zwei pro Phase inkl. PE-Leiter). Für die Vorauswahl entscheidend ist die Motorkonstante, welche bei Schrittmotoren oftmals nicht angegeben ist, sich aber näherungsweise aus den Datenblattangaben berechnen lässt. Der verwendete Schrittmotor besitzt ein Haltemoment von 31 Nm bei einem Nennstrom von 2,7 A. Eine Division der Datenblattwerte ergibt eine theoretische Motorkonstante $k_m$ von 11,48 Nm/A. Die Motorkonstante lässt sich äquivalent in der Einheit 11,48 V/(rad/s) ausdrücken. Mit dem Faktor $2\pi/60$ multipliziert erhält man eine Beziehung zur Drehzahl, was 1,20 V/min entspricht. Die Motorkonstante sagt also aus, dass im Leerlauf des Generators theoretisch bei 100 U/min eine induzierte Spitzenspannung von 120 V an den Klemmen zu messen sein sollte.

Die Motorkonstante lässt sich auch durch eine einfache Methode messtechnisch bestimmen. Dazu wird die Welle des Generators mit konstanter Drehzahl gedreht und dabei mittels Oszilloskop der Spitzenwert der induzierten Sinusspannung an den Klemmen gemessen und ins Verhältnis gesetzt. Es wurden vier Messungen, bei 25 U/min, 50 U/min, 75 U/min und 100 U/min durchgeführt und für die Berechnung deren Mittelwert gebildet. Die somit messtechnisch ermittelte Motorkonstante beträgt 7,61 V/(rad/s) bzw. 0,8 V/min. Diese ist ca. 30 % kleiner als der aus den Datenblattangaben theoretisch ermittelte Wert. Die Ergebnisse sind dennoch sehr gut und brauchbar, da beispielsweise bei der sehr niedrigen Drehzahl von 1 U/min bereits knapp 0,8 V induziert werden. Bei der maximal zu erwartenden Drehzahl von 100 U/min sind dies demnach 80 V Spitzenspannung. Eine Messung mittels LCR-Messgerät ergibt eine Induktivität von ca. 80 mH sowie einen Innenwiderstand von 4,2 Ω je Phase.

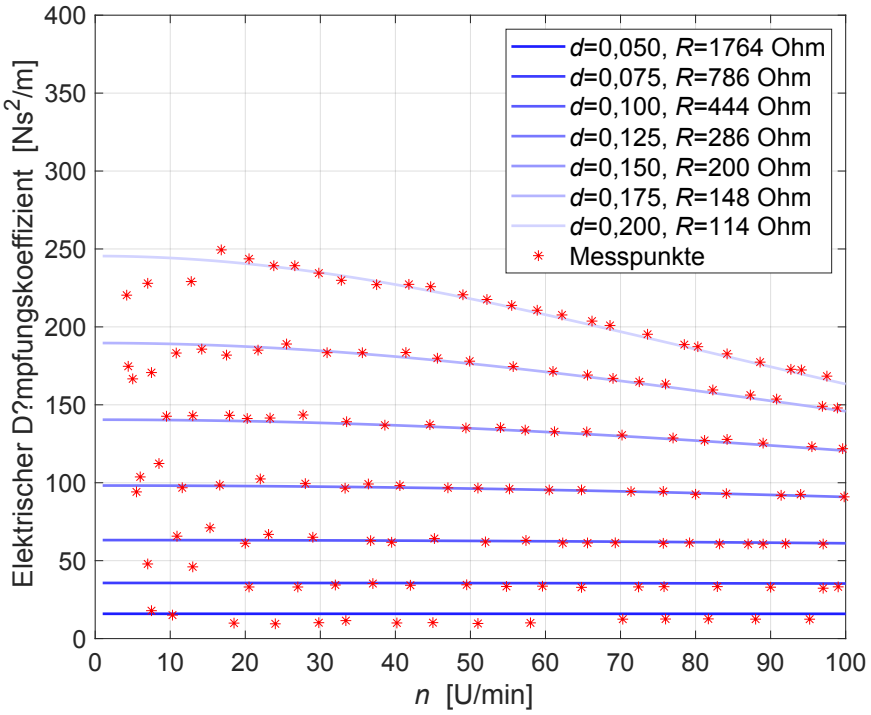



Abb. 4.13: Gemessener und vorhergesagter elektrischer Dämpfungskoeffizient $\overline{c}_e$ des Schrittmotors im Generatorbetrieb für verschiedene Tastgrade und entsprechend emulierte Widerstände ($R = R_l(d) + R_i$). Messungen für sehr kleine Drehzahlen sind aufgrund des verwendeten Messaufbaus leicht fehlerbehaftet.

Die Leistungselektronik muss so ausgelegt werden, dass die zuvor berechneten Widerstandswerte im Bereich von 100 bis 1000 Ω emuliert werden können. Hierfür sind die Frequenz $f_s$, die Induktivität $L_c$ und Batteriespannung entsprechend fest zu wählen, während der Tastgrad $d$ als Stellgröße dient. Die PWM-Frequenz sollte oberhalb von 20 kHz liegen, damit sie nicht hörbar ist, und nicht 100 kHz überschreiten (technische Grenze des Mikrocontrollers). Die Kapazität ist aufgrund der erforderlichen Baugröße auf der Platine beschränkt. Ferner sollte der erlaubte Stellbereich von $d$ möglichst groß ein, um wenig Quantisierung bei der Realisierung der Widerstände zu haben (der Tastgrad lässt sich im später realisierten System mit einer Genauigkeit von 1% einstellen). Aufgrund der Bedingungen für den nichtkontinuierlichen Stromfluss (DCM) ergibt sich in der Regel ein maximal erlaubter Tastgrad, wobei eine höhere Batteriespannung diesen Wert erhöht. Für die Überprüfung der DCM-Bedingungen erwiesen sich Simulationen mit dem zuvor in Simulink entwickelten Modell als sehr nützlich. Als Kompromiss für die Auslegung der Schaltung und der Batterie wurden im Projekt folgende Einstellungen verwendet: $f_s$ = 100 kHz, $L_c$ = 22 µH und 24 V Batteriespannung.

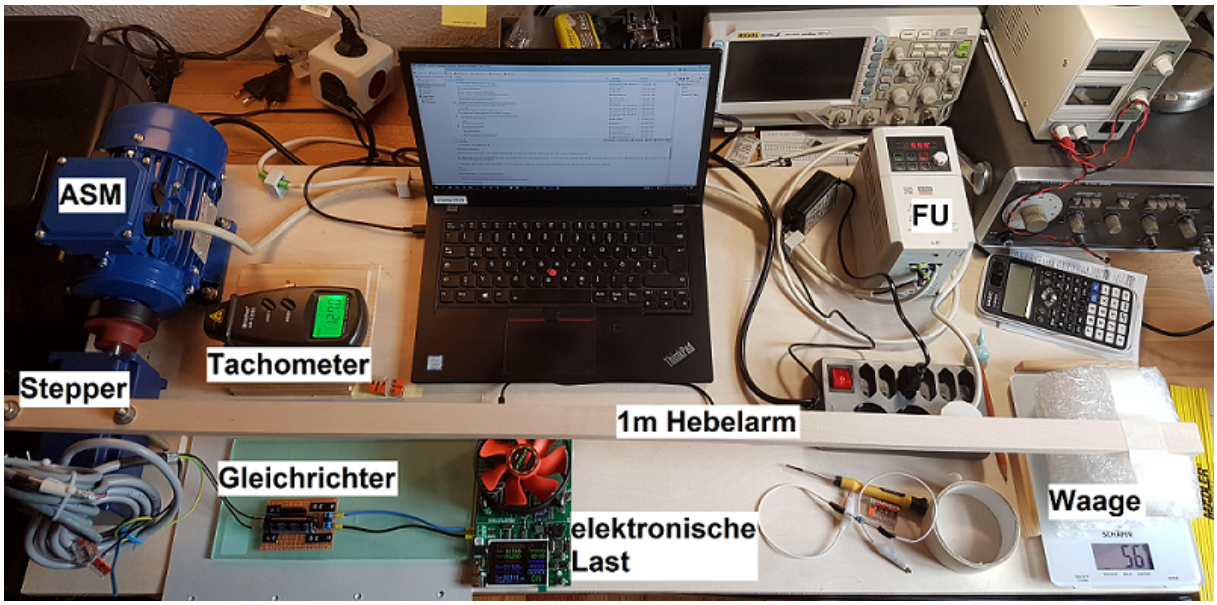



Abb. 4.14: Versuchsstand an der Technischen Universität Berlin zur Vermessung und Identifikation des Schrittmotors (ASM - Asynchronmaschine, FU - Frequenzumrichter, Stepper - Schrittmotor) (Quelle: Laurenz Wernicke, Technische Universität Berlin)

Die Tastgrade $d^{\min}_{n-j+n_f}$ und $d^{\max}_{n-j+n_f}$ für die Emulation der Widerstände $R^{\max}_{l,n-j+n_f}$ und $R^{\min}_{l,n-j+n_f}$ ergeben sich dann aus den folgenden Beziehungen:

$$R^{\max}_{l,n-j+n_f} = \frac{2 \cdot f_s \cdot L_c}{(d^{\min}_{n-j+n_f})^2} \tag{4.25}$$

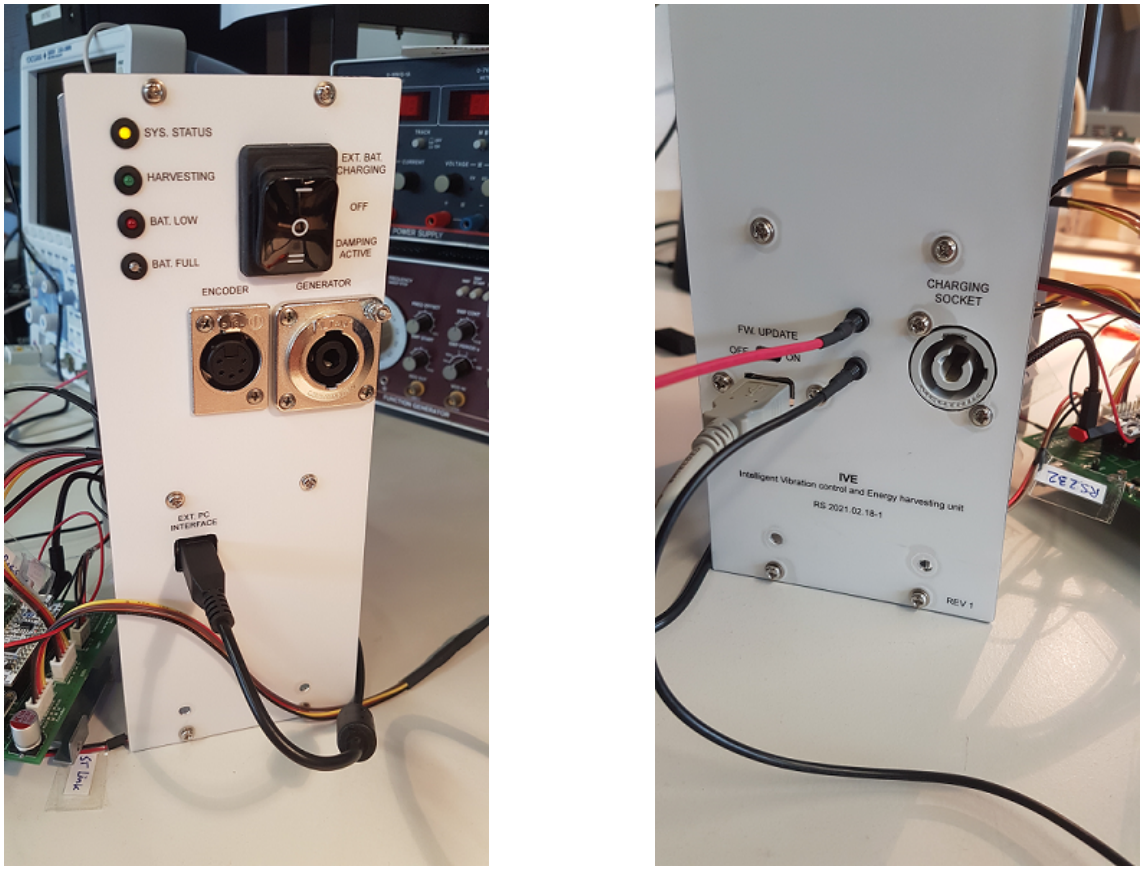
$$R^{\min}_{l,n-j+n_f} = \frac{2 \cdot f_s \cdot L_c}{(d^{\max}_{n-j+n_f})^2} \tag{4.26}$$

Die Abbildungen 4.12 und 4.13 zeigen die vom Generator erzeugten Gegenmomente (deren Betrag) und die resultierenden Dämpfungskoeffizienten für verschiedene Tastgrade in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit (Drehzahl des Motors). Dargestellt sind an einem Versuchsstand (siehe Abb. 4.14) die aufgenommenen Messwerte und Modellvorhersagen mittels der Gleichungen (4.16) und (4.18), wobei das Modell mittels der Optimization Toolbox in MATLAB an die Messwerte angepasst wurde. Die neu identifizierten Parameter sind $k_m$ = 8,38 Nm/A und $L_a$ = 155 mH.

## 4.7 Elektronikeinheit des Dämpfers

Die gesamte Elektronik des Dämpfers ist in einem Gehäuse untergebracht. Diese Elektronikeinheit wird *IVE - Intelligent Vibration control and Energy harvesting unit* genannt. Das Herzstück bildet die entwickelte Leistungselektronikplatine, auf der sich ein Mikrocontrollerboard sowie zwei Sensor-Shields befinden. Zusätzlich befinden sich zwei in Reihe geschaltete 12 V Batterien, sowie ein galvanisch isolierter USB zu RS232/RS485/TTL Konverter im Gehäuse, wodurch

eine bidirektionelle serielle Kommunikation via USB mit einem Simulink-Interface am Computer ermöglicht wird. Die Front- und Rückseite der IVE-Einheit ist in Abb. 4.15 dargestellt.




(a) IVE-Frontseite

(b) IVE-Rückseite

Abb. 4.15: Front- und Rückseite der IVE Elektronikeinheit (Quelle: Laurenz Wernicke, Technische Universität Berlin)

Auf der Frontplatte in Abb. 4.15a befinden sich in der linken oberen Ecke vier LEDs mit folgenden Funktionen.

- GELB (SYS. STATUS) → blinkt dauerhaft mit 0,5 Hz bei aktiver Dämpfung
- GRÜN (HARVESTING) → aktiv bei positivem Stromfluss in die Batterie
- ROT (BAT. LOW) → aktiv bei niedriger Batteriespannung
- BLAU (BAT FULL) → aktiv bei voller Batterie

Rechts oben befindet sich ein Schalter mit drei Positionen. In Position 0 (OFF) wird die Batterie getrennt und die Einheit ist ausgeschaltet. Position II (Damping Active) ist der Normalbetrieb, bei der die Leistungselektronik und alle Sensoren aktiv sind. In Position I (Ext. Bat Charging) werden die Batterieklemmen an die Ladebuchse auf der Rückseite (siehe Abb. 4.15b rechts - charging socket) gelegt, damit die Batterie mittels externem Ladegerät geladen werden kann, sollte sie leer sein. Direkt unter dem Schalter befindet sich links die 5-polige Anschlussbuchse für

den Drehencoder zur Erfassung der Relativbewegung zwischen beweglicher Prallscheibe und feststehender Innenfassade, sowie rechts die 4-polige Buchse für den Generator (Schrittmotor). Im linken unteren Drittel der Frontplatte ist eine USB-A Buchse zur seriellen Kommunikation via USB mit einem Simulink-Interface am Computer verbaut.

Auf der Rückseite in Abb. 4.15b befinden sich links neben der bereits erwähnten Ladebuchse für die Batterie zwei 4 mm Laborbuchsen, an die bei Bedarf (bei voller Batterie) ein externer 25Ω Leistungslastwiderstand angeschlossen werden kann, um die Batterie zu entladen. Die Entladung lässt sich über die PC-Schnittstelle ein- und ausschalten. Links daneben ist eine USB-B Buchse verbaut, mit der ein Firmware-Update durchgeführt werden kann. Dazu muss der darüber liegende Schiebeschalter auf die Position ON gebracht werden und nach erfolgtem FW-Update wieder in die Position OFF gebracht werden.

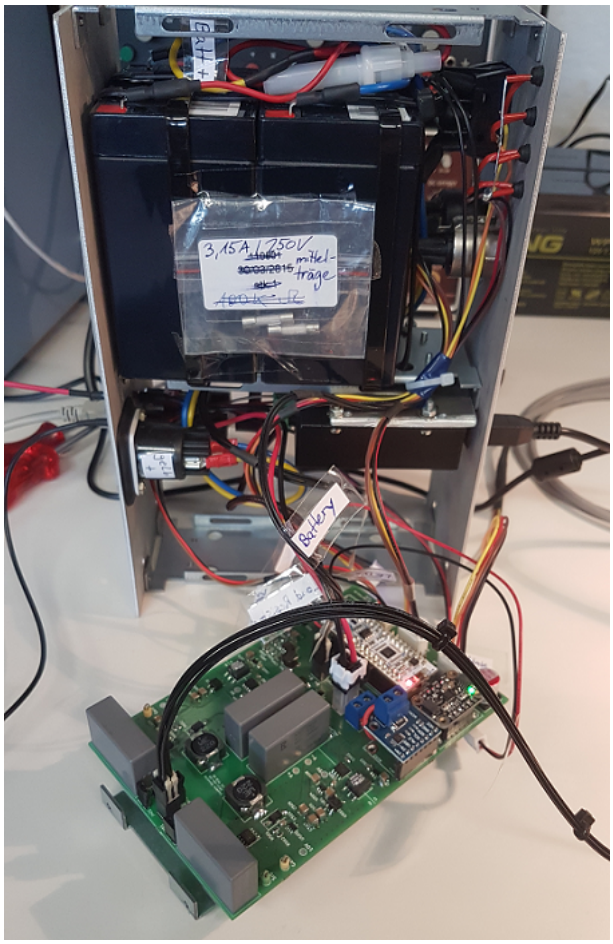
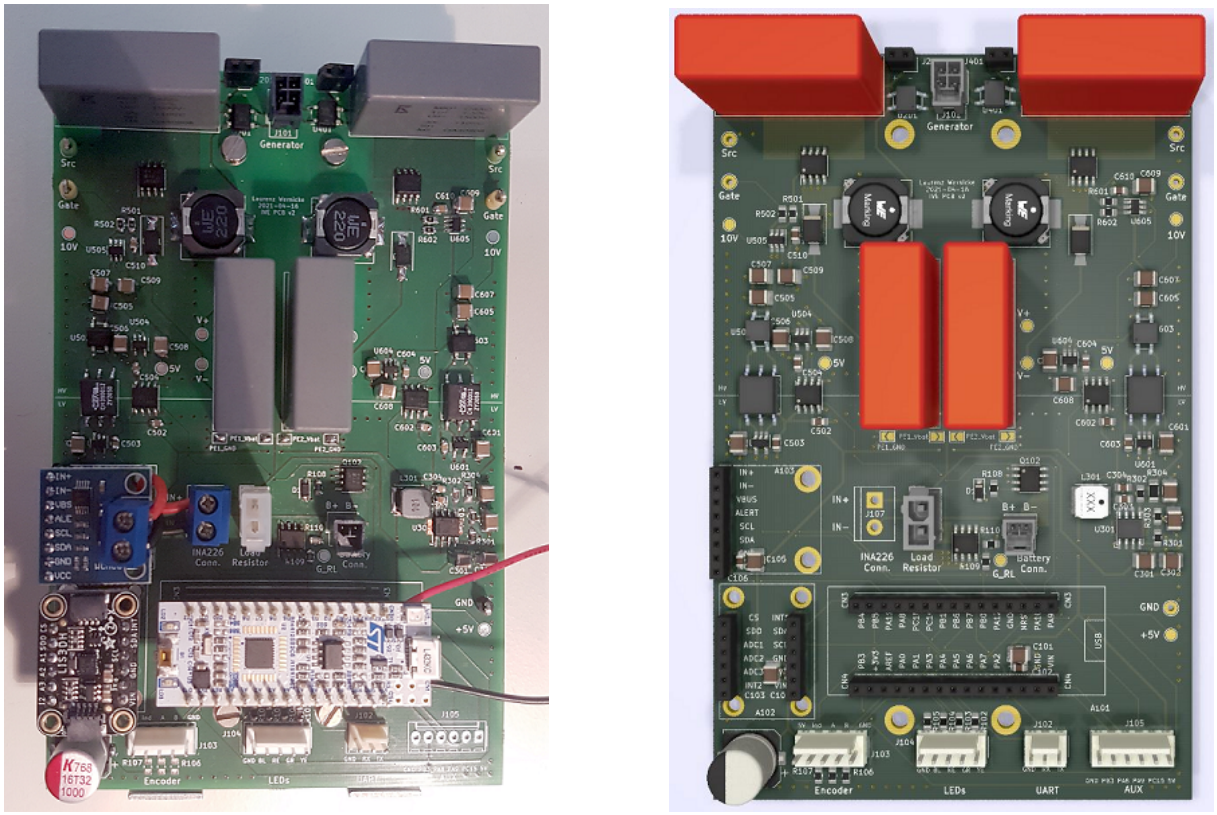



Abb. 4.16: Seitenansicht der geöffneten Elektronikeinheit IVE (Quelle: Laurenz Wernicke, Technische Universität Berlin)

In Abb. 4.16 ist die geöffnete IVE-Einheit von der Seite gezeigt. Im Bild ist rechts die Front- und links die Rückseite. Im oberen Teil des Gehäuses befinden sich die beiden 12 V-Batterien mit einer Kapazität von 2,9 Ah, welche in Reihe geschaltet werden um auf 24 V Nennspannung zu kommen. Die Batterien sind mit einer mittelträgen 250 V/3,15 A Sicherung abgesichert. Rechts im unteren Drittel befindet sich der TTL/USB Konverter der Firma Waveshare (schwarze Box).



(a) Platine Draufsicht (b) Platine Draufsicht (3D-gerendert)

Abb. 4.17: Draufsicht der Platine (real und 3D-gerendert) (Quelle: Laurenz Wernicke, Technische Universität Berlin)

Die Leistungselektronikplatine ist in Abb. 4.16 ausgebaut aus dem Gehäuse zu sehen. Sie wird auf Schienen festgeschraubt.

In Abb. 4.17 ist die Leistungselektronikplatine, einmal in Realität sowie gerendert als 3D-Modell gezeigt. Auf der Platine befindet sich neben einem Mikrocontrollerboard zudem ein dreiachsiger Beschleunigungssensor (LIS3DH, STMicroelectronics) sowie ein Sensor zur Strom- und Spannungsmessung an der Batterie (INA226, Texas Instruments). Sie sind alle als Shields (Aufsteckkomponenten) ausgeführt, sodass sie im Fehlerfall einfach ausgetauscht werden können. Auf der realen Platine sind sie in Abb. 4.17a im unteren linken Bereich der Platine zu erkennen.

Auf der Leistungselektronikplatine ist ein Isolationskonzept realisiert, um den Anwender zu schützen. Die Platine wird dafür räumlich in zwei Bereiche, Hochspannung (HV - high voltage) sowie Niederspannung (LV - low voltage), separiert. Auf der HV-Seite können maximal Spannungen bis 100 V, induziert durch den Generator, anliegen. Auf der LV-Seite befinden sich die Sensoren, der Mikrocontroller sowie alle Anschlussstecker für Low-Power Peripherie wie Encoder und UART-Kommunikation per TTL/USB Interface. Das verwendete Isolationskonzept mit der Übersicht aller Teilkomponenten der Elektronik inklusive der Spannungslevel ist in Abb. 4.18 zu sehen.

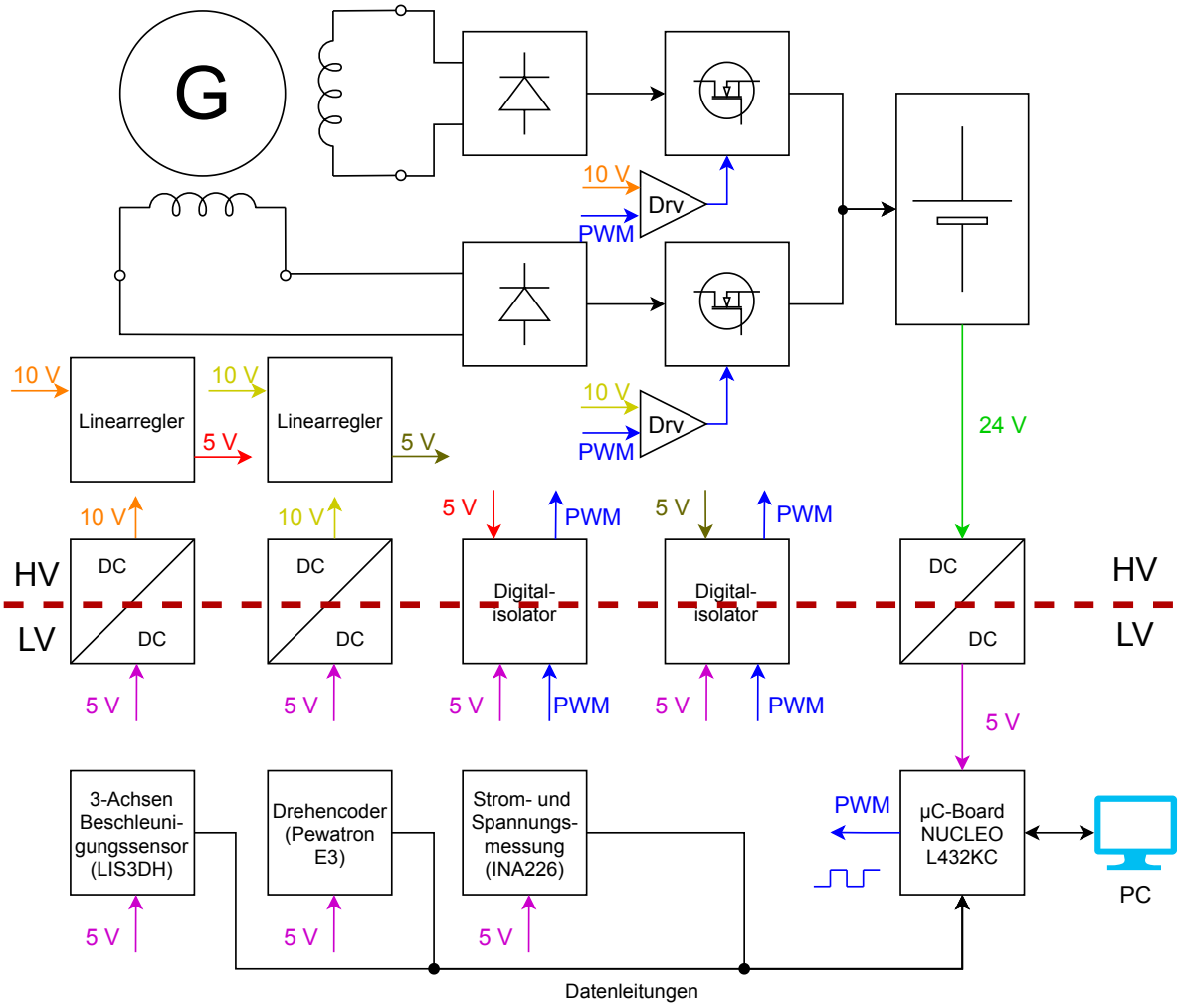



Abb. 4.18: Isolationskonzept auf der Leistungselektronikplatine

Um einen autarken Betrieb des Dämpfers zu gewährleisten, wurde der Mikrocontroller STM32 NUCLEO L432KC der Firma STMicroelectronics mit sehr niedrigem Stromverbrauch ausgewählt. Mit einer Frequenz von 100 Hz werden die Sensoren ausgelesen und die Dämpfung bzw. der Tastgrad des PWM-Signals in Abhängigkeit von der Bewegung des Gebäudes und der Prallscheibe angepasst. Um die Echtzeitanforderungen einzuhalten, wurde das Betriebssystem FreeRTOS eingesetzt. Die Relativbewegung von feststehender Innenfassade und beweglicher Prallscheibe wird mittels des Encoders am Schrittmotor erfasst und die Relativgeschwindigkeit durch numerische Ableitung des Signals bestimmt. Für die Bestimmung der Geschossgeschwindigkeit wird der auf der Leistungselektronik befindliche Beschleunigungssensor verwendet. Hierfür wird die gemessene Beschleunigung hochpassgefiltert und integriert. Die IVE-Box muss hierfür jedoch unbedingt am feststehenden Fassadenteil angebracht sein. Über die serielle Schnittstelle kann der Betriebsmodus der IVE-Box ausgewählt werden (passive vs. aktive Dämpfung, Reset des Encoders, Aktivierung der externen Entladung der Batterie etc.) und Parameter des Systems eingestellt werden. Gemessene Signale (inkl. Batteriespannung und -strom) sowie Fehlermeldungen werden mit 100 Hz an den PC übermittelt. Für die Einstellung der Parameter,

die Wahl des Betriebsmodus und den Empfang der Messsignale wurde ein Simulink-Interface entwickelt.

## 4.8 Zusammenfassung

Mittels eines Schrittmotors und des vorgeschlagenen Schaltungskonzepts konnte ein elektronisch einstellbarer Dämpfer mit Energiegewinnung realisiert werden. Für die gewählten Parametrisierungen des Motors, der Elektronik und der Batterie anhand der hergeleiteten Gleichungen konnte für das Benchmark-Gebäude gezeigt werden, dass ein nahezu ideales lineares viskoses Dämpfungsverhalten für moderate Geschwindigkeiten und kleinere Dämpfungskoeffizienten erzielt werden kann, d. h. die Dämpfungskraft proportional zur Geschwindigkeit ist. Für größere Drehzahlen des Motors und für größere gewünschte Dämpfungskoeffizienten sind aber deutliche Abweichungen vom gewünschten Idealverhalten zu beobachten. Eine weitere, über das Projekt hinausgehende, Entwicklung könnte darin bestehen, den Tastgrad des Schrittmotors zur Optimierung des Dämpfers an die momentane Geschwindigkeit anzupassen. Alternativ könnte eine Gleichstrommaschine speziell für diesen Anwendungsfall konstruiert werden, welche mit der gleichen Schaltung betrieben wird und bereits ideales Dämpferverhalten liefert.

# 5 Prototyp

In diesem Kapitel wird die Entwicklung und Konstruktion eines beweglichen Doppelfassadensystems bis hin zum Prototyp im Prüfstand beschrieben. Das zusammen mit der Josef Gartner GmbH entwickelte bewegliche Doppelfassadensystem wird im Abschnitt 5.1 beschrieben. Es basiert auf dem Konzept eines OCF-Elements. Die Dämpfer-/Generatoreinheit ist zur Schwingungsdämpfung und Energiegewinnung in das System integriert. Im Abschnitt 5.2 wird beschrieben, wie ein Doppelfassadenelement mit beweglicher Prallscheibe als Prototyp in einem Prüfstand realisiert worden ist. Die Komponenten des beweglichen Doppelfassadenelements und die Komponenten des Prüfstandes werden in den Abschnitten 5.2.1 und 5.2.2 beschrieben.

## 5.1 Bewegliches Doppelfassadensystem

Das zusammen mit der Josef Gartner GmbH entwickelte bewegliche Doppelfassadensystem (Abb. 5.1 Schnitt B-B) basiert auf dem Konzept eines OCF-Elements (Abschnitt 1.3). Jedes Doppelfassadenelement besteht aus einem feststehenden Innenfassadenelement (Aluminium, 3-fach Isolierverglasung), das an den Geschossdecken angebunden ist. In dieser Ebene wird eine bauphysikalisch geschlossene Hülle realisiert. Die in grün dargestellte parallel zur Innenfassade bewegliche Prallscheibe (VSG 1010.4 – 10 mm Glas + 10 mm Glas + 4x0,38 mm Folie) mit Aluminiumrahmen ist über leichtgängige Führungsschienen oben und unten mit der feststehenden Fassade verbunden. Die Federn, die Dämpfereinheit und der Bewegungswandler sind im Fassadenzwischenraum angeordnet und an der feststehenden Fassade angeschlossen. Zur Gewährleistung einer hohen Präzision bei der Dämpfer-/Generatoreinheit sollen zukünftige Doppelfassadenelemente im Werk komplett vorgefertigt und als Einheit montiert werden.

Für eine gemeinsame Bewegung und Nutzung der verteilten Masse der Prallscheiben werden diese pro Geschoss und Gebäudeseite gekoppelt. Bei einachsigen Gebäudeschwingungen bewegen sich parallele Seiten synchron und schieben sich im Eckbereich in einen feststehenden Fassadenteil (Abb. 5.1 Schnitt A-A, grüne Prallscheiben). Eine gegenläufige Bewegung der gegenüberliegenden gekoppelten Prallscheiben kann einer Torsionsschwingung entgegenwirken.

In den weiteren Betrachungen wird zunächst für jedes Doppelfassadenelement eine Dämpfer-/Generatoreinheit vorgesehen. Eine vertikale Verbindung der Prallscheiben über zwei oder mehr Geschosse ist möglich und erlaubt die Einsparung von Dämpfer-/Generatoreinheiten sowie die Reduktion weiterer Komponenten wie bspw. Bewegungswandler und Federn. An die

horizontalen Bewegungsfugen zwischen Prallscheiben benachbarter Geschosse werden im Kontext des Forschungsprojektes keine Anforderungen gestellt. Die im Fassadenzwischenraum angeordneten mechatronischen Komponenten sowie der Sonnenschutz sind durch die Prallscheibe geschützt. Im folgenden Abschnitt wird beschrieben, wie das Doppelfassadenelement mit einer beweglichen Prallscheibe (Abb. 5.1, dunkelgrün) als Prototyp in einem Prüfstand realisiert worden ist.

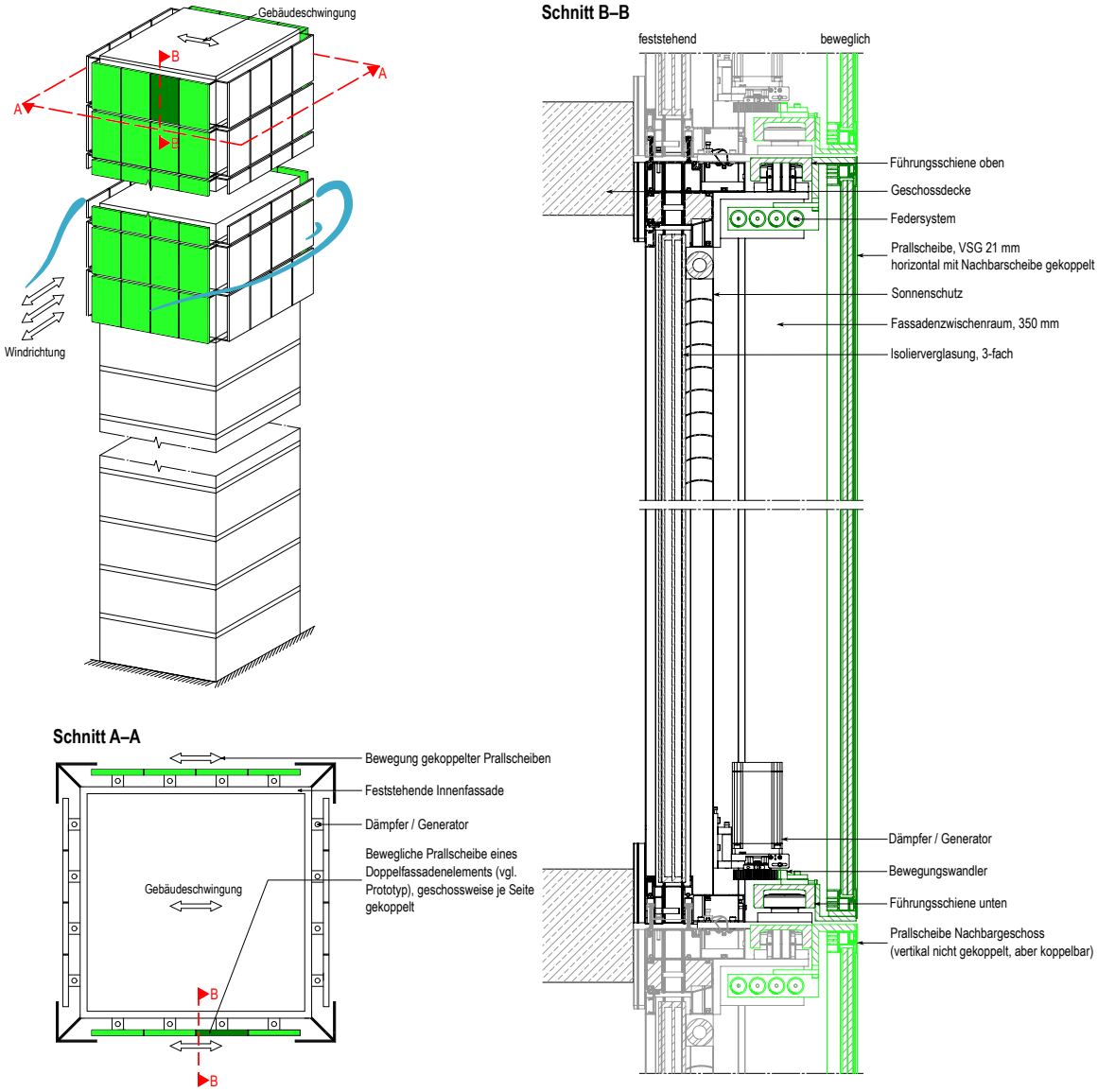



Abb. 5.1: Doppelfassaden-Prototyp im Verbund als verteilter Dämpfer am Hochhaus

## 5.2 Prototyp des beweglichen Doppelfassadenelements und Prüfstand

Der Prototyp eines beweglichen Doppelfassadenelements stellt einen Ausschnitt der Fassade im Originalmaßstab dar und umreißt genau ein einzelnes Fassadenelement (dunkelgrün in Abb. 5.1). Eine Realisierung im Originalmaßstab erlaubt eine Modellbetrachtung ohne, häufig nichtlineare, Maßstabseffekte. Zur Generierung der Gebäudeschwingung müsste diesem Fassadenelement auch die zugehörige Gebäudemasse gegenübergestellt werden. Aufgrund der Massenverhältnisse in derartigen Schwingungsdämpfersystemen wäre das aber eine für Laboruntersuchungen zu große Masse, weshalb an dieser Stelle auf die s.g. HiL-Simulation zurückgegriffen wird (siehe Kapitel 6). Diese Simulation erfordert einen zusätzlichen Prüfstand, der die simulierte Gebäudeschwingung in Echtzeit über einen Linearantrieb auf das bewegliche Doppelfassadensystem überträgt. Der Prototyp des beweglichen Doppelfassadensystems und der Prüfstand sind in den Abb. 5.2 und 5.3 dargestellt. Details und Abmessungen sind in den technischen Zeichnungen in Abb. 5.4 bis Abb. 5.7 zu finden. Im Abschnitt 5.2.1 werden zunächst die Komponenten des beweglichen Doppelfassadensystems am Gebäude beschrieben. Die Komponenten für den Prüfstand zur Validierung der Ergebnisse folgen in Abschnitt 5.2.2.

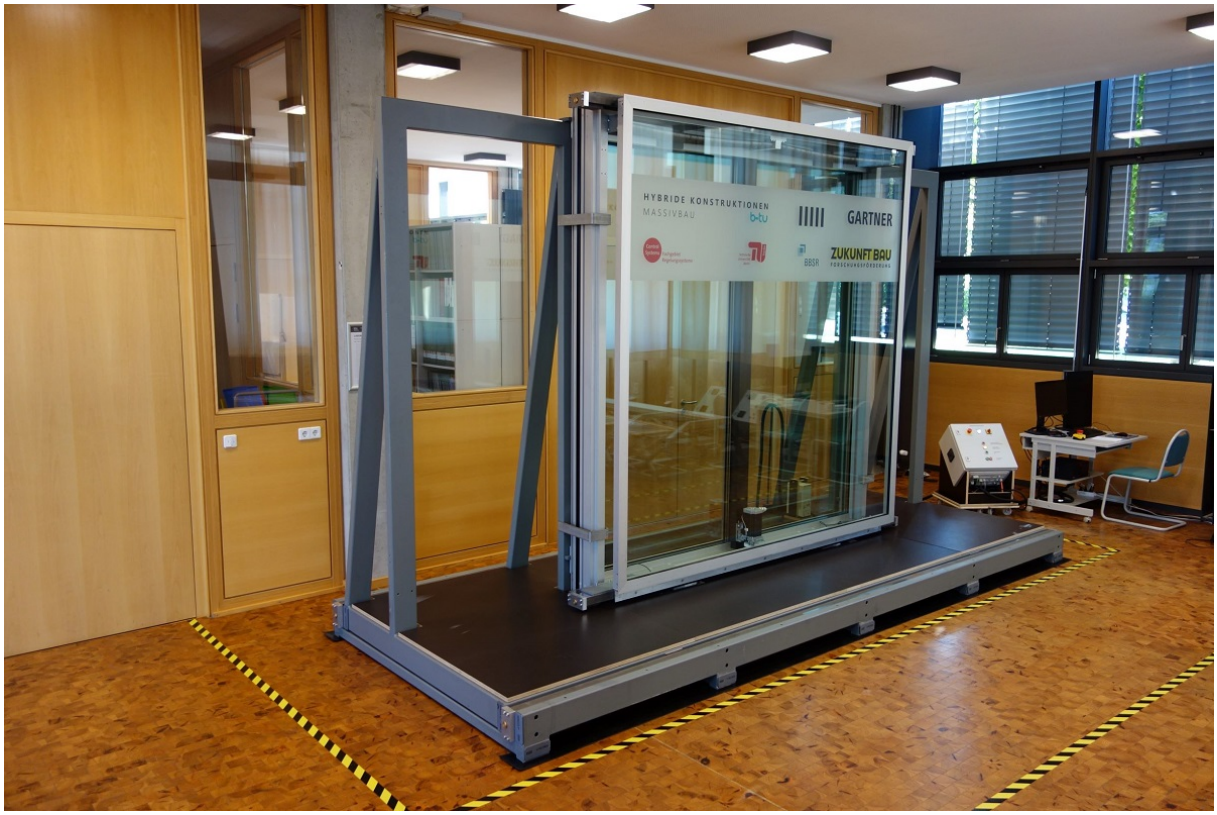



Abb. 5.2: Gesamtansicht der beweglichen Doppelfassade auf dem Prüfstand (Quelle: Ralf Schuster, BTU Cottbus - Senftenberg)

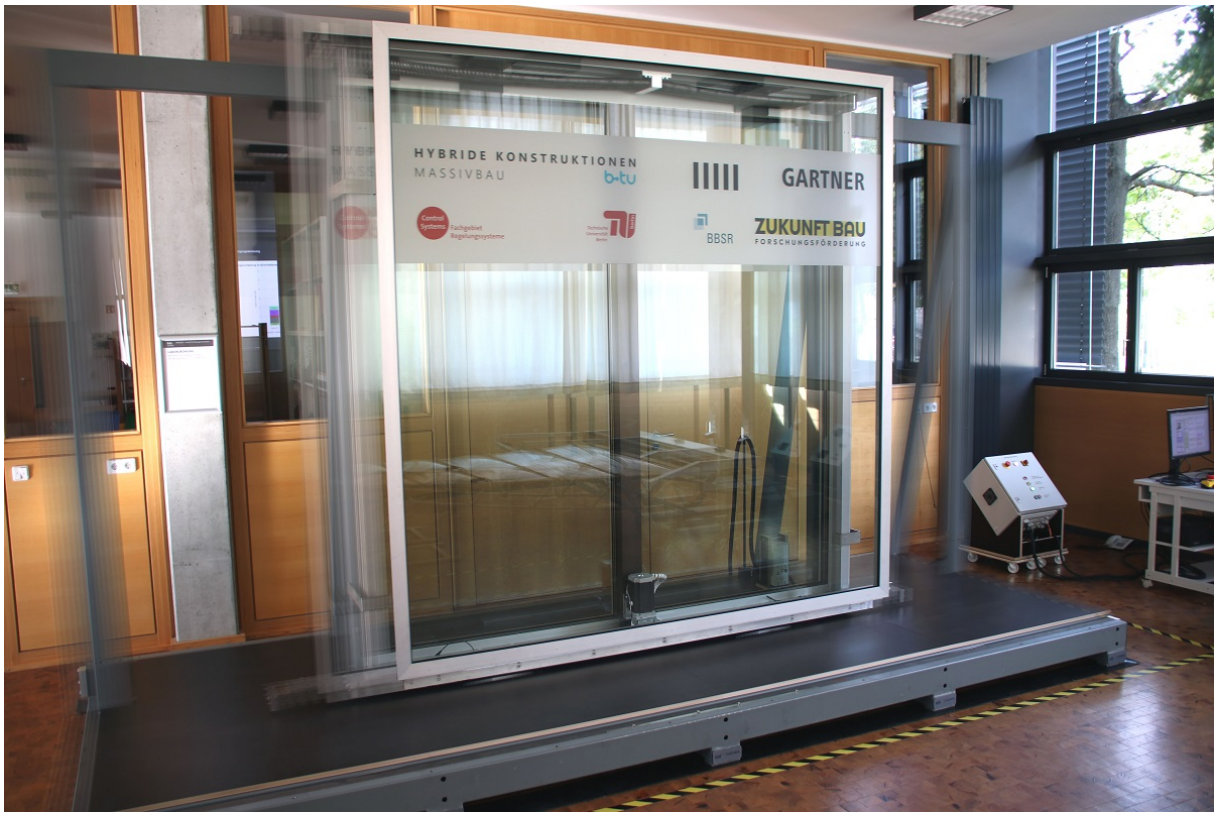



Abb. 5.3: Prüfstand während einer experimentellen Untersuchung (Quelle: Thomas Schauer, Technische Universität Berlin)

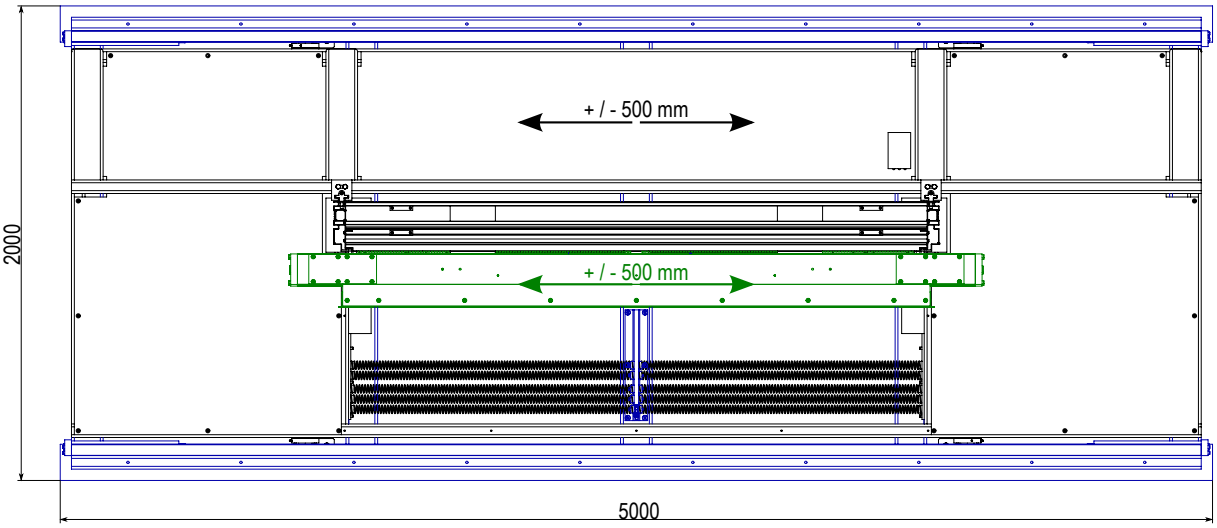



Abb. 5.4: Draufsicht auf die bewegliche Doppelfassade auf dem Prüfstand

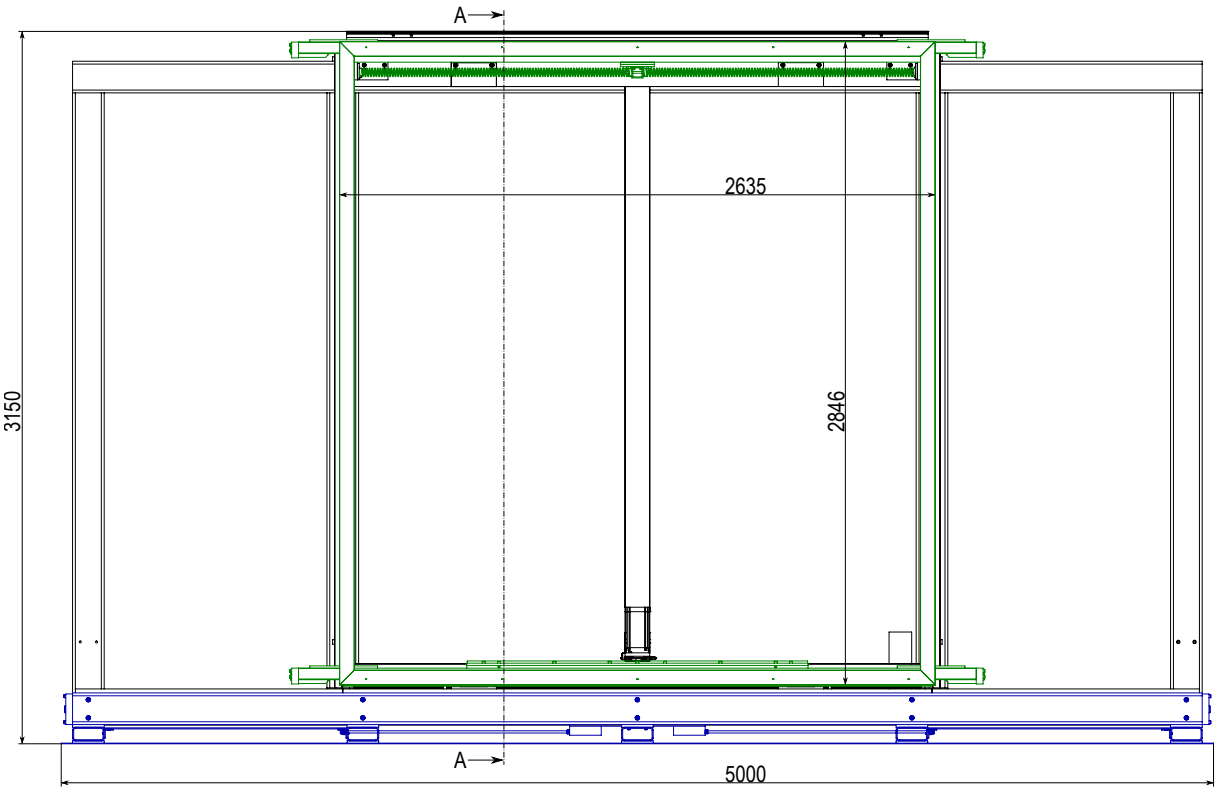



Abb. 5.5: Frontalansicht der beweglichen Doppelfassade auf dem Prüfstand

### 5.2.1 Beschreibung der Komponenten des beweglichen Doppelfassadensystems

Das bewegliche Doppelfassadenelement, bestehend aus dem feststehenden Fassadenelement (schwarz) und der beweglichen Prallscheibe (grün) mit einer Breite von 2,6 m und einer Höhe von 2,8 m, ist am Gebäuderahmen auf dem Prüfstand (schwarz und blau) angebracht. Die Prallscheibe kann sich auf einem leichtgängigen Führungssystem um $\pm$500 mm relativ zur feststehenden Fassade bzw. zum Gebäuderahmen bewegen. Die Masse der beweglichen Prallscheibe mit Rahmen beträgt laut Ausführungsplanung 640 kg. Dies entspricht einer Flächenlast von rund 88 kg/m$^2$, die somit gut mit den Modellannahmen aus Kapitel 2 übereinstimmt.

Im folgenden werden die wesentlichen mechanischen Komponenten wie das Führungssystem, das Federsystem und der Bewegungswandler beschrieben. Die elektronischen Komponenten werden ausführlich im Kapitel 4 beschrieben und werden hier nur der Vollständigkeit halber erwähnt.

#### Führungssystem

Als Führungssystem für die bewegliche Doppelfassade wurden Präzisionsprofile, Typ PR 3 NbV, Radial-Axial-Rollen, Typ PR 3.058-S1 (Heavy Duty Präzisions-WINKEL-Roll) und Radial-Rollen, Typ PR 2.058 + AP3Q der Firma Winkel GmbH verwendet (Abb. 5.8). Das Eigengewicht der

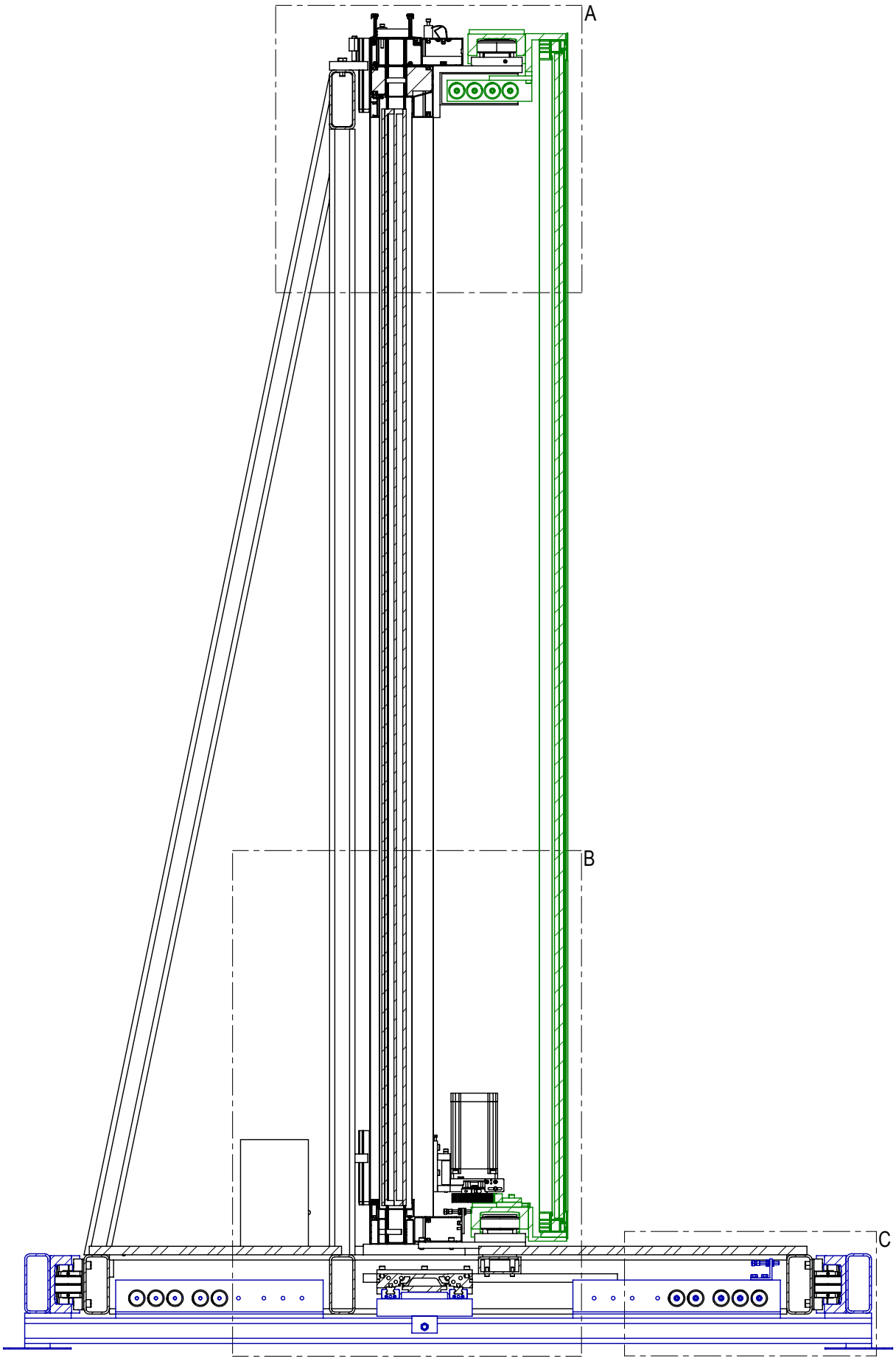



Abb. 5.6: Schnitt A-A der beweglichen Doppelfassade auf dem Prüfstand

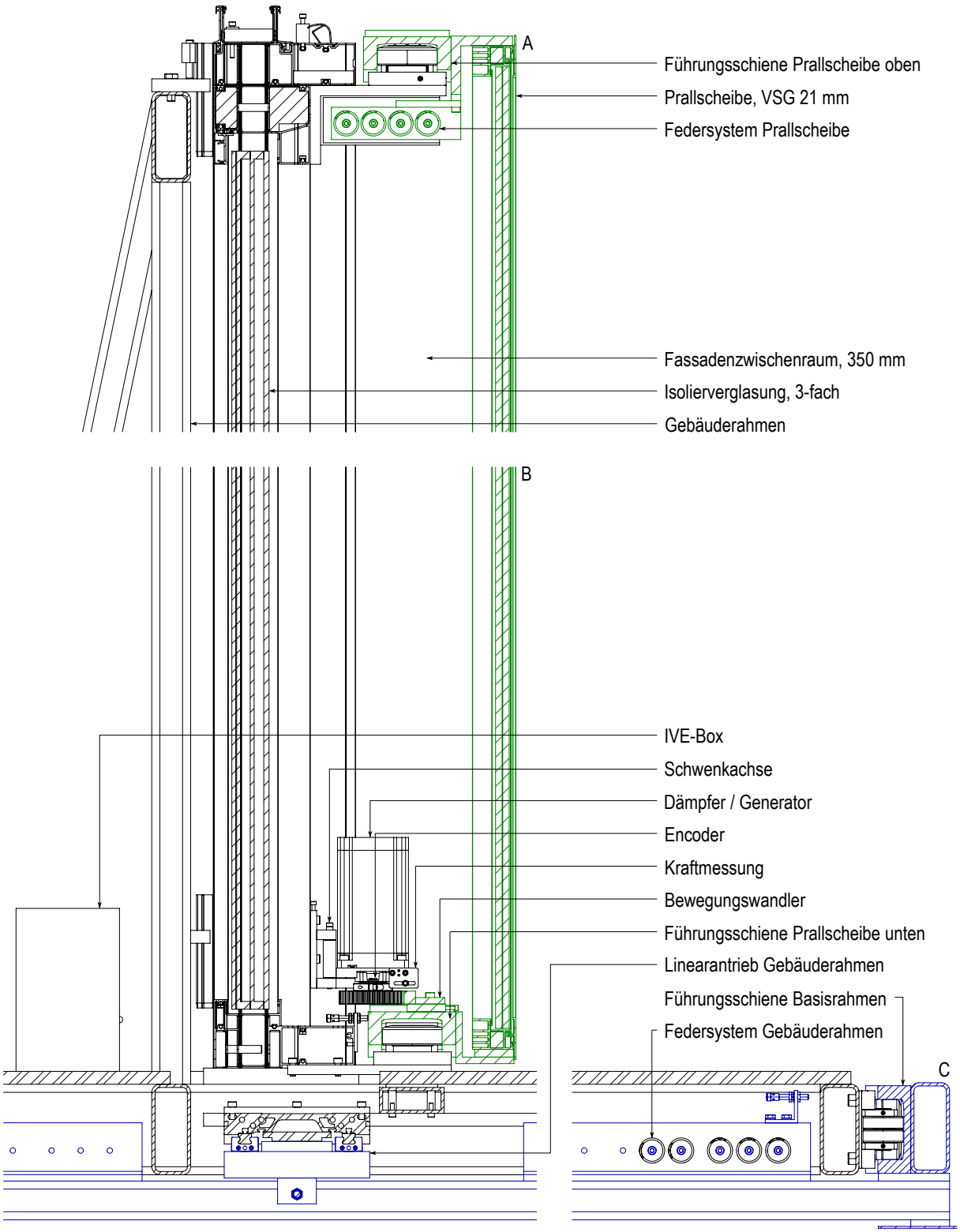



Abb. 5.7: Detailschnitte der beweglichen Doppelfassade auf dem Prüfstand

Prallscheibe wird über die kleinen Rollen oben und die Windlasten über die großen Rollen oben und unten abgetragen. Entscheidend für die Funktion des Führungssystems ist neben der Tragfähigkeit und Robustheit auch ihre Leichtgängigkeit. Zu diesem Zweck wurden das Führungssystem nach unten offen angeordnet, damit sich kein Schmutz auf den Laufflächen der Rollen ablagern kann. Des Weiteren wurden die Laufflächen der Führungsschienen durch die Firma Winkel GmbH nachgefräst, damit eine Rauhigkeit der Kammerflächen von Rz$\leq$16 erreicht wird. Standard-Lippendichtungen wurden durch Spaltdichtungen ersetzt, um die Dichtungsreibung zu reduzieren. Hierzu wurden die Rollen demontiert, fettfrei gemacht und mit neuen Dichtungen wieder montiert. Das Schmierfett wurde durch gut haftendes, nichtverharzendes Leichtlauföl der Firma Ballistol ersetzt. Erfahrungswerte für Lagerreibung senken durch diese Maßnahmen die Eigenrollreibung eines Lagers um ca. Faktor 10.

Abb. 5.8: Rollen nach Dichtungsmodifikation (Quelle: Wulf Wulff, BTU Cottbus - Senftenberg)

## Federsystem

Das Federsystem für die bewegliche Doppelfassade basiert auf einer Grundfeder. Die für dieses Projekt spezifisch hergestellten Zugfedern der Firma Gutekunst Formfedern GmbH haben eine Federsteifigkeit von 81 N/mm. Die erforderliche Gesamtfedersteifigkeit von 644 N/m wird über eine Parallelschaltung erreicht. Die Umsetzung erfolgt über eine Mittelanzapfung von zwei Grundfedern und einer 4-fachen parallelen Ausführung dieser Anordnung (Abb. 5.9).

Abb. 5.9: Federsystem zwischen Prallscheibe und feststehender Fassade (Quelle: Ralf Schuster, BTU Cottbus - Senftenberg)

### Bewegungswandler

Die lineare Relativbewegung zwischen der beweglichen Prallscheibe und der feststehenden Fassade wird über einen Bewegungswandler in eine Rotation auf den Generator übertragen. Der Bewegungswandler setzt sich dabei aus einer Zahnstange, die sich auf der unteren Führungsschiene der Prallscheibe befindet, und einem Zahnrad der Firma Mädler GmbH auf der Generatorachse zusammen (Abb. 5.10). Die Aufnahme der Zahnstange auf der unteren Führungsschiene erfolgt über eine Justagekonstruktion, die es ermöglicht, den Abstand zum Zahnrad und ihren parallelen Lauf einzustellen. Mit dem Abstand zum Zahnrad wird das Zahnflankenspiel eingestellt, wodurch ein optimaler Eingriff zwischen Zahnstange und Zahnrad ohne Anpresskraft hergestellt wird. Das Zahnrad auf der Generatorwelle ist für den optimalen Drehzahlbereich des Generators dimensioniert.

### Elektronische Komponenten

Zu den elektronischen Komponenten zählt der Generator, der im Kapitel 4 ausführlich beschrieben wird. An der Generatoraufhängung sind zur Erfassung des Drehwinkels ein Encoder, Typ E3 Optical Kit Encoder des Herstellers US Digital, sowie ein einachsiger Kraftmesssensor, Typ KD60 100 vom Hersteller ME-Messsysteme, verbaut. Alle weiteren elektronischen Komponenten wie die Leistungselektronik, der Mikrocontroller, die Inertialsensorik und die Batterie sind in der im Abschnitt 4.7 beschriebenen Elektronikeinheit IVE enthalten. Deren Montage an der feststehenden Innenfassade ist in Abb. 5.11 zu sehen.

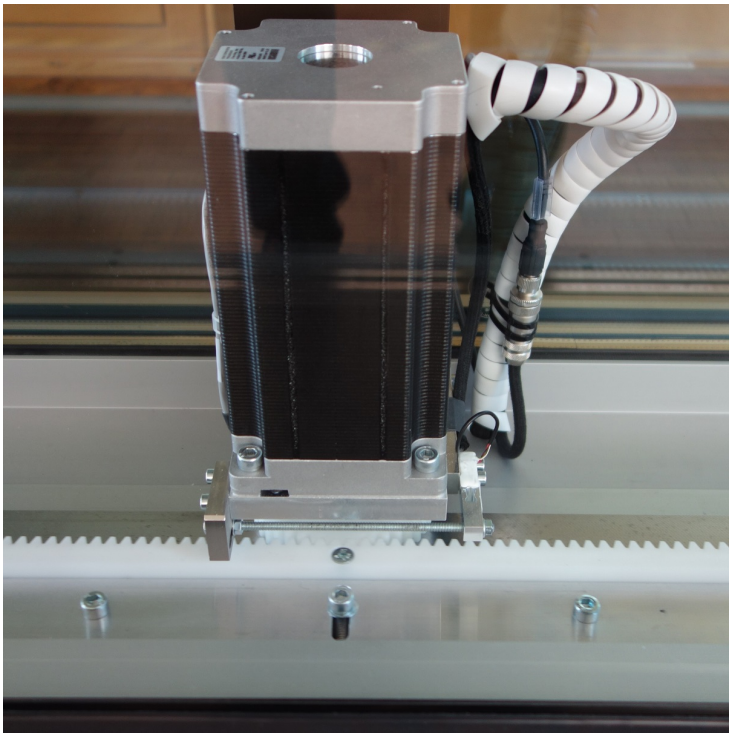
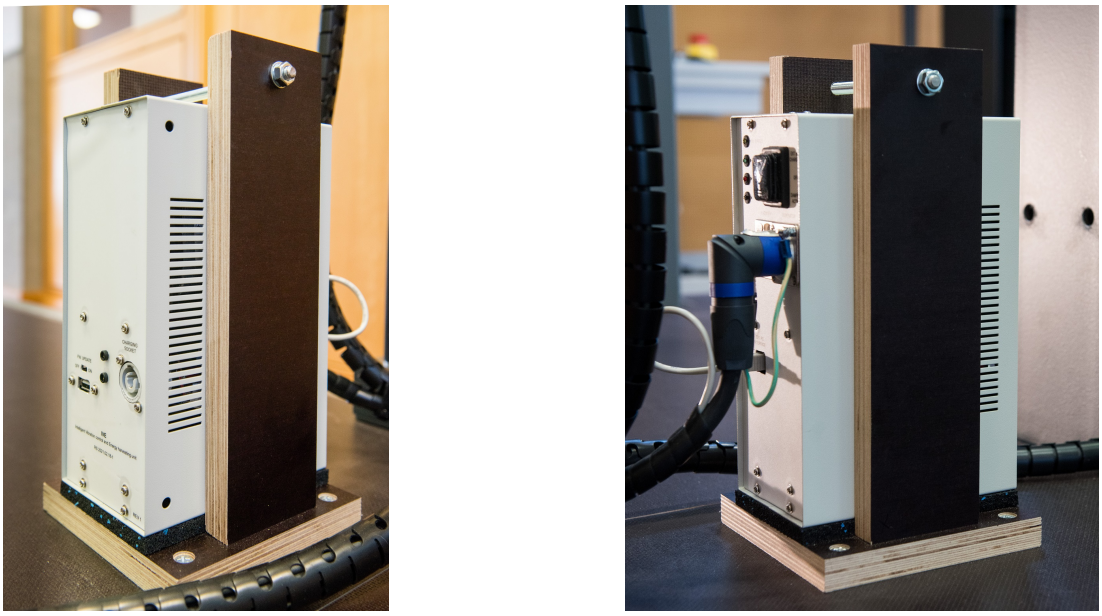


Abb. 5.10: Bewegungswandler am Generator (Quelle: Ralf Schuster, BTU Cottbus - Senftenberg)



(a) Rückansicht (b) Vorderansicht

Abb. 5.11: Elektronikeinheit IVE an der feststehenden Innenfassade (Quelle: Ralf Schuster, BTU Cottbus - Senftenberg)

### 5.2.2 Beschreibung der Komponenten für den Prüfstand

Der Prüfstand besteht aus einem Basisrahmen mit Führungsschienen (blau), über die sich der Gebäuderahmen (schwarz) um $\pm$500m relativ zum Basisrahmen bewegen kann (Abb. 5.4 bis Abb. 5.7). Mit einem geregelten Linearantrieb (Gebäudeaktuator) und zugehörigem Federsystem zur Entlastung des Antriebs kann die Dynamik des Hochhauses in einem beliebigen Stockwerk exakt nachgebildet werden.

#### Führungssystem

Das Führungssystem des Prüfstands besteht aus den gleichen Führungsschienen und Rollen wie für die bewegliche Prallscheibe und unterscheidet sich nur hinsichtlich der Einbaulage. Die Führungsschienen am Basisrahmen sind nach innen offen, so dass das Gewicht von den großen Rollen getragen wird. Die kleinen Rollen dienen der seitlichen Führung.

#### Federsystem

Das Federsystem zwischen Basisrahmen und Gebäuderahmen besteht aus den gleichen Grundfedern wie sie auch für die bewegliche Doppelfassade verwendet wurden. Bei einer symmetrischen Anordnung von 5 Federn je Seite werden insgesamt 20 Federn parallel geschaltet, wodurch eine Federsteifigkeit von 1620 N/m erreicht wird.

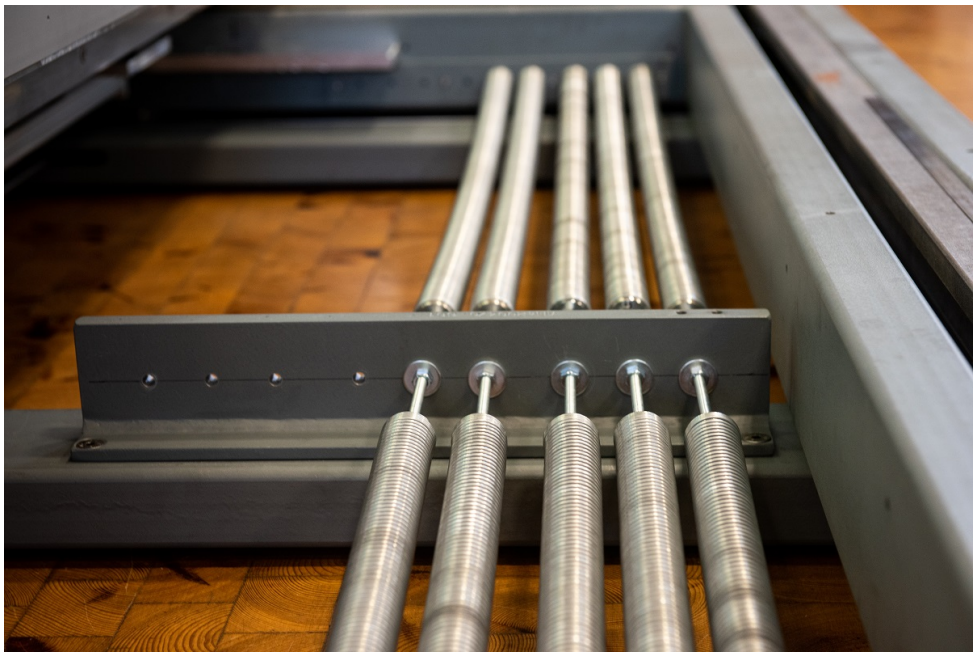


Abb. 5.12: Federsystem Gebäuderahmen, vordere 5 Lagen (Quelle: Ralf Schuster, BTU Cottbus - Senftenberg)

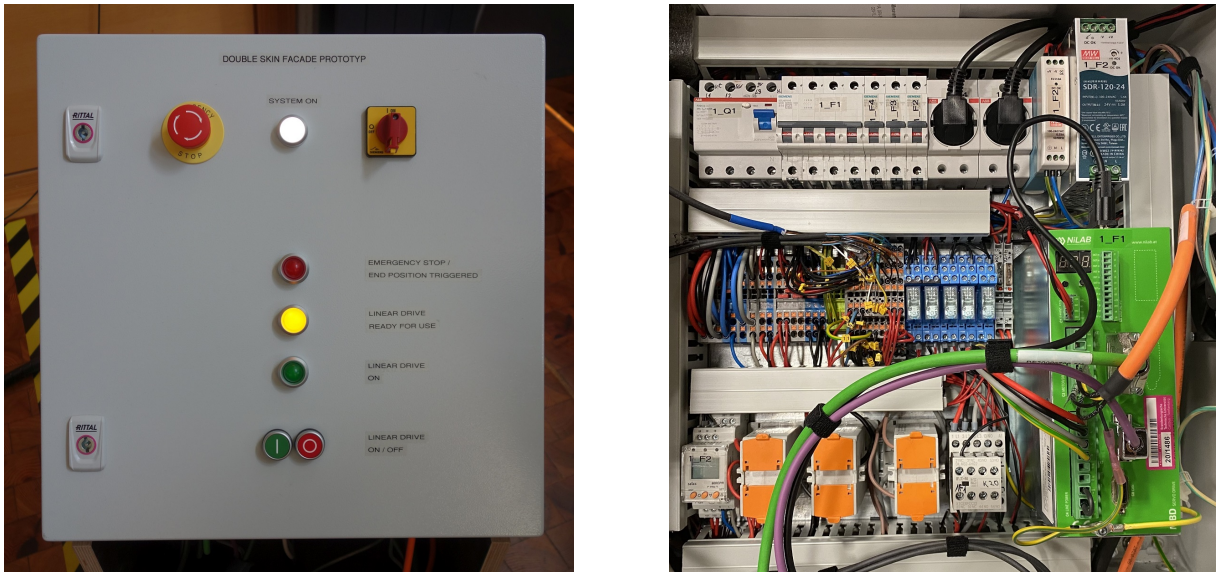
### Linearantrieb

Zur Simulation der Gebäudeschwingung kommt ein geregelter elektrischer Antrieb vom Typ LM075P der Firma NiLAB GmbH zum Einsatz. Der Linearmotor wird von zwei Zugstangen momentenfrei in seiner Position gehalten. Der eingebaute Linearantrieb ist in Abb. 5.13 dargestellt, worin auch die beiden Zugstangen zu erkennen sind. Die Regelung des Linearantriebs erfolgt über den Servo-Drive, der eine entsprechende CAN-Bus-Schnittstelle bereitstellt. Der Servo Drive befindet sich zusammen mit weiteren elektrischen Komponenten im Schaltschrank, der im folgenden beschrieben wird und in Abb. 5.14b dargestellt ist.

Abb. 5.13: Nilab-Antrieb eingebaut, Magnetschiene oben beweglich (Quelle: Ralf Schuster, BTU Cottbus - Senftenberg)

### Schaltschrank mit elektrischer Versorgung und Sicherheitssensorik

Der für den Prüfstand konzipierte Schaltschrank erfüllt mehrere Funktionen. Zum einen gewährleistet er eine elektrisch sichere Platzierung aller stromführenden Komponenten, insbesondere des Servo-Drives, der mit Starkstrom versorgt wird. Zum anderen dient der Schaltschrank als Bedieneinheit für das Ein- und Ausschalten des gesamten Prüfstands. Außerdem wird er als Überwachungseinheit für dessen sicheren Betrieb genutzt. Hierfür beinhaltet der Schaltschrank eine Relais-Logik, die sowohl ein sofortiges Abschalten als auch ein sicheres Wiedereinschalten nach einem Fehlerfall erlaubt. Während des Betriebs werden über die Relais-Logik zusätzlich Endlagensensoren für Gebäuderahmen und Prallscheibe überwacht. In Abb. 5.14 sind die Komponenten des Schaltschranks aufgeführt.




(a) Geschlossener Schaltschrank (b) Offener Schaltschrank

Abb. 5.14: Schaltschrank für den Prüfstand (Quelle: Yangwen Zhang, BTU Cottbus - Senftenberg)

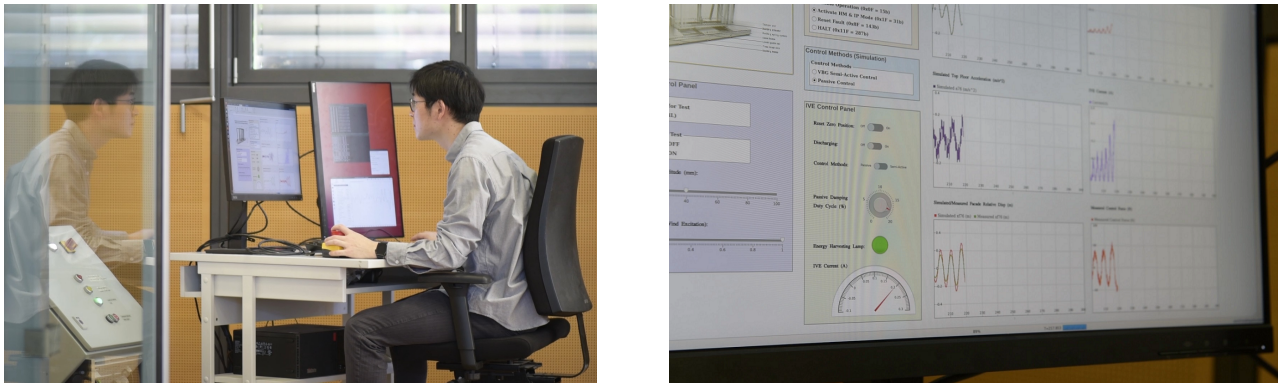
### Desktop-PC mit GUI

Ein Desktop-PC mit Linux (Ubuntu 18.04) und MATLAB/Simulink 2020b wird für die Parametrisierung und Überwachung des elektrischen Dämpfers sowie die HiL-Simulationen verwendet. Das Hochhausmodell wird dabei in Echtzeit mit einer Abtastzeit von 8 ms simuliert und die Sollwerte für die Positionsregelung mittels CAN-Bus über einen USB-CAN-Konverter an das Steuergerät des Linearantriebs übermittelt. Messwerte des elektronischen Dämpfers sowie die Soll- und Istwerte der Positionsregelung werden dem Anwender live angezeigt. Die gesamte Benutzeroberfläche wurde mit der Simulink Dashboard Block Library erstellt und ist in Abb. 5.15 zu sehen.

Um die Echtzeit der HiL-Simulationen zu garantieren, laufen die entsprechenden Simulink-Diagramme im sogenannten External Mode. Hierfür wird aus dem Simulink-Diagramm ein echtzeitfähiges Programm mit dem Linux-Target[1] für den Mathworks Simulink Embedded Coder in C++-Code generiert. Dieses Programm wird anschließend mit Root-Rechten ausgeführt und unterstützt den External Mode von Simulink mit dem XCP-Protokoll für das Monitoring von Signalen und das Online-Update von Parametern. Alle Messwerte und Interaktionen werden automatisch geloggt und können nach Abschluss eines Experiments im Data Inspector von Simulink betrachtet, ausgewertet und exportiert werden. Für die Erfassung der Kraft am Generator wird das Messsignal mittels einer Datenerfassungskarte (MF634 PCI Express, HUMUSOFT s.r.o., Tschechische Republik) analog-digital gewandelt. Die restlichen Signale werden über einen CAN-USB-Konverter (Kvaser Leaf Light HS v2, Kvaser, Schweden) vom Steuergerät des Linearantriebs und über USB von der Elektronikeinheit (IVE) des Dämpfers in Simulink

[1] https://git.tu-berlin.de/control/ert_linux

empfangen. Hierfür wurden eigene Simulink-Blöcke in C++ programmiert.



(a) Desktop-PC (b) GUI in Simulink

Abb. 5.15: Desktop-PC und Simulink-GUI zur Bedienung des Prüfstandes und zur Parametrisierung des elektronisch einstellbaren Dämpfers (Quelle: Ralf Schuster, BTU Cottbus - Senftenberg)

# 6 Experimentelle Validierung

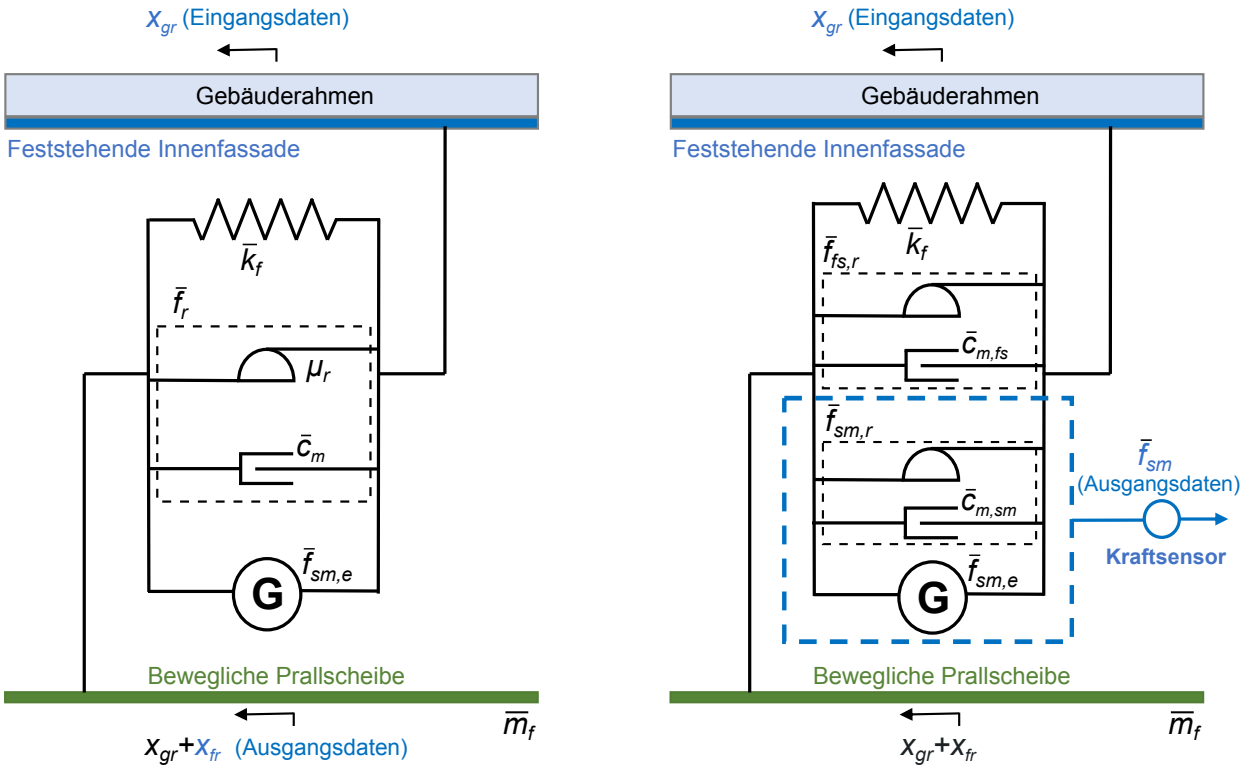
Für die Validierung des Prototypen und den Nachweis der Machbarkeit der Dämpfungsansätze wurden Hardware-in-the-Loop- (HiL-) Simulationen durchgeführt. Hierbei wird ein bewegliches Fassadenelement aus der Computersimulation des Hochhauses herausgelöst und als Hardware in die Simulation eingebunden. In unserem Fall entspricht die Hardware dem im Kapitel 5 beschriebenen Prototyp. Für die HiL-Simulation sind zwei Schnittstellen zwischen der Computersimulation und der Hardware zu realisieren: Die Bewegung des simulierten Hochhauses wird über den aktuierten Gebäuderahmen auf das Fassadenelement übertragen und die Interaktionskraft zwischen der beweglichen Prallscheibe und dem Gebäude (bzw. feststehenden Innenfassade) wird mittels Sensorik geschätzt und an die Simulation zurückgegeben. Das Kapitel 6 ist wie folgt gegliedert. Im Abschnitt 6.1 wird erläutert, wie die exakten Parameter der Fassadenanbindung mittels experimenteller Systemidentifikation ermittelt werden, um das Simulationsmodell des Hochhauses anzupassen – alle Fassadenelemente in der Simulation müssen die gleiche Anbindung haben wie der Prototyp. Anschließend wird im Abschnitt 6.2 die multikriterielle Optimierung mit dem angepassten Modell wiederholt und geeignete Parametersätze für die passive und semiaktive Dämpfung ausgewählt. Die Abschnitte 6.3 und 6.4 sind den HiL-Simulationen und deren Auswertung gewidmet. Für ausgewählte Stockwerke wurden HiL-Simulationen mit dem Prototypen bei einer Windanregung mit 10-Jahres-Periode durchgeführt, um folgende Fragestellungen zu beantworten:

- Entspricht die gemessene relative Prallscheibenverschiebung am Prototypen der simulierten Verschiebung des beliebig gewählten Elements im untersuchten Stockwerk?
- Kann die geforderte elektrische Dämpfungskraft durch den Schrittmotor generiert werden?
- Ist eine ausreichende Energiegewinnung bei semiaktiver Dämpfung möglich, um einen autarken Betrieb des Systems zu gewährleisten?

## 6.1 Systemidentifikation

Zur Identifizierung des Prototyps werden Methoden der Grey-Box-Systemidentifikation eingesetzt. Die Parameter des Schrittmotors wurden vor dem Einbau in den Prototyp identifiziert (siehe Kapitel 4). Diese identifizierten Parameter des Schrittmotors werden im Modell zur Identifizierung weiterer Parameter (Reibung, Masse, Federsteifigkeit) des Prototyps verwendet. Es gibt zwei Schritte, um die definierten Parameter des Prototyps zu identifizieren, wie in Abb. 6.1 dargestellt. Die Ein-/Ausgangsdaten für beide Schritte der Systemidentifikation werden in einem

einzigen Experiment erfasst, in dem ein konstanter Dämpfungskoeffizient mit dem Schrittmotor realisiert wird (Tastgrad $d$ = 11,5%).




(a) Systemidentifizierung Schritt 1

(b) Systemidentifizierung Schritt 2

Abb. 6.1: Schritte zur Systemidentifizierung

**Systemidentifikation Schritt 1**

Die Reibung des Führungsschienensystems $\bar{f}_{fs,r}$ und die Reibung des Schrittmotors $\bar{f}_{sm,r}$ ergeben in Summe die Gesamtreibung $\bar{f}_r$ zwischen der feststehenden Innenfassade und der beweglichen Prallscheibe. Für diese wird ein detailliertes Reibungsmodell verwendet, das Stribeck-Reibung (Haftreibung), Coulomb-Reibung (Rollreibung) und viskose Reibung umfasst.

In Schritt 1 wird der Gebäuderahmen mit der feststehenden Innenfassade durch den positionsgeregelten Gebäudeaktuator gezielt bewegt, um typische Gebäudeschwingungen nachzuahmen. Die Position $x_{gr}$ des Gebäuderahmens wird mittels des im Aktuator integrierten Messsystems erfasst und dient als Eingangssignal des Systems für die Schätzung von ausgewählten Systemparametern. Die relative Verschiebung der beweglichen Prallscheibe $x_{fr}$ wird durch den Encoder gemessen und als Ausgangssignal des Systems verwendet, wie in Abb. 6.1a gezeigt. Das gesamte Systemmodell ist in Simulink erstellt. Die elektrische Dämpfungskraft $\bar{f}_{sm,e}$ des Schrittmotors im Generatorbetrieb wird als bekannt angenommen, da diese modellbasiert vorhergesagt werden kann. Folgende Parameter des Fassadenelements werden im Schritt 1 anhand der gemessen Ein- und Ausgangsdaten mit Hilfe der Simulink Design Optimization Toolbox in MATLAB/Simulink geschätzt: die wirkliche Masse $\bar{m}$ der beweglichen Prallscheibe

inkl. Rahmen, die Federsteifigkeit $\overline{k}_f$ und die Parameter des Gesamtreibungsmodells für $\overline{f}_r$. Für den entsprechenden Rollreibungskoeffizienten $\mu_r$ ergibt sich ein relativ niedriger Wert von nur 0,0022. Der geschätzte Dämpfungskoeffizient der viskosen Gesamtreibung $\overline{c}_m$ beträgt 46 Ns/m. Der Vergleich der gemessenen und geschätzten Relativverschiebung der Prallscheibe ist in Abb. 6.2 dargestellt. Der Fit des geschätzten Modells beträgt 92,1% (NRMSE – Normalized Root Mean Squared Error).

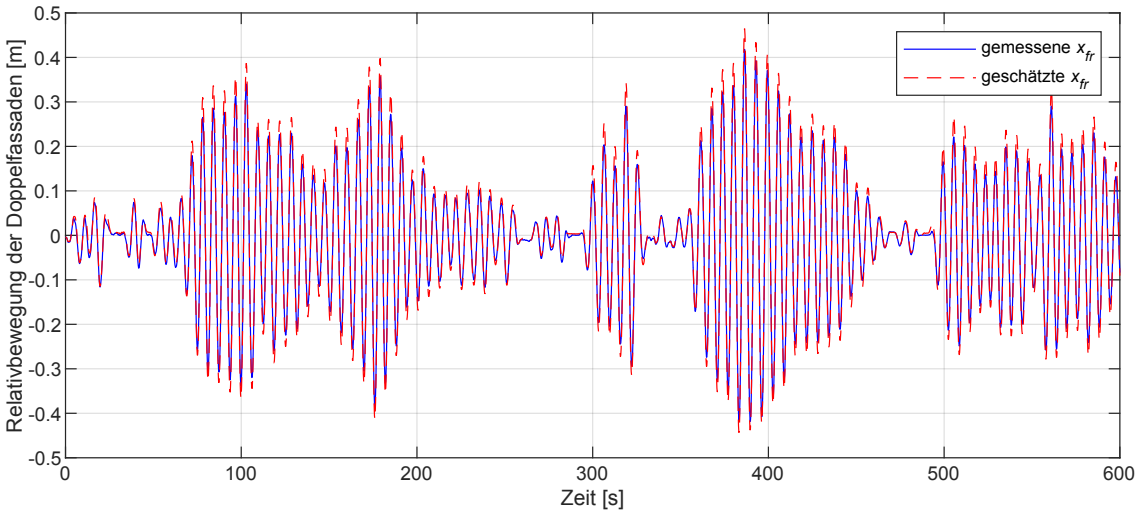



Abb. 6.2: Gemessene und geschätzte relative Verschiebung der Prallscheibe

**Systemidentifikation Schritt 2**

In Schritt 2 wird die vom Sensor am Schrittmotor gemessene Kraft $\overline{f}_{sm}$ als Ausgangssignal des Systems verwendet, wie in Abb. 6.1b dargestellt. Diese Kraft setzt sich hauptsächlich aus der Reibung $\overline{f}_{sm,r}$ und der elektrischen Dämpfungskraft $\overline{f}_{sm,e}$ zusammen. Die zuvor geschätzten Parameter aus Schritt 1 werden in Schritt 2 der Systemidentifikation wiederverwendet. Anhand der gemessenen Kraft (neuer Ausgang) und dem alten Eingang $x_{gr}$ können nun im 2. Schritt die entsprechenden individuellen Anteile der durch das Führungsschienensystem und den Schrittmotor verursachten Reibung bestimmt werden. Die entsprechenden Parameter werden ebenfalls mit Hilfe der Simulink Design Optimization Toolbox in MATLAB/Simulink identifiziert. Der Vergleich der gemessenen und geschätzten Schrittmotor-Interaktionskraft ist in Abb. 6.3 dargestellt. Der Fit des geschätzten Modells beträgt 82,55%.

## 6.2 Systemoptimierung basierend auf Identifikation

Das Modell des 76 Stockwerke hohen Benchmark-Hochhauses mit dem d-MTFD-System kann unter Verwendung aller ermittelten Parameter aktualisiert werden. Mit der auf den Prototypen angepassten Fassadenanbindung wird die multikriterielle Optimierung mittels Genetischer Algorithmen wiederholt angewendet, um das passive und semiaktive d-MTFD-System zu optimieren (vergleiche Kapitel 3). Bei beiden Systemen werden in den oberen 20 Geschossen ($n_f$ = 20)

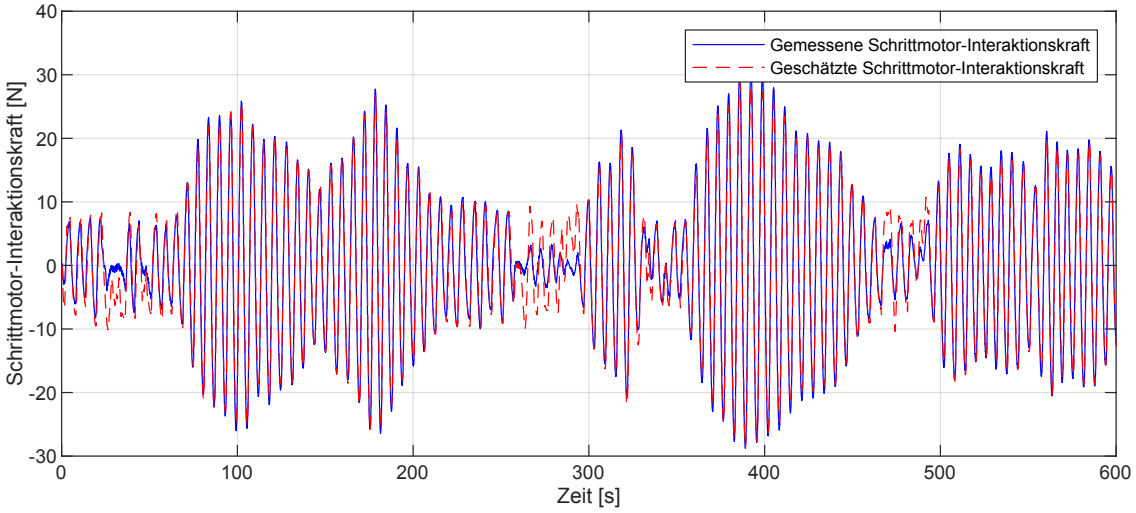



Abb. 6.3: Gemessene und geschätzte Schrittmotor-Interaktionskraft

bewegliche Prallscheiben vorgesehen. Die Pareto-Fronten der Optimierungen sind in Abb. 6.4 dargestellt.

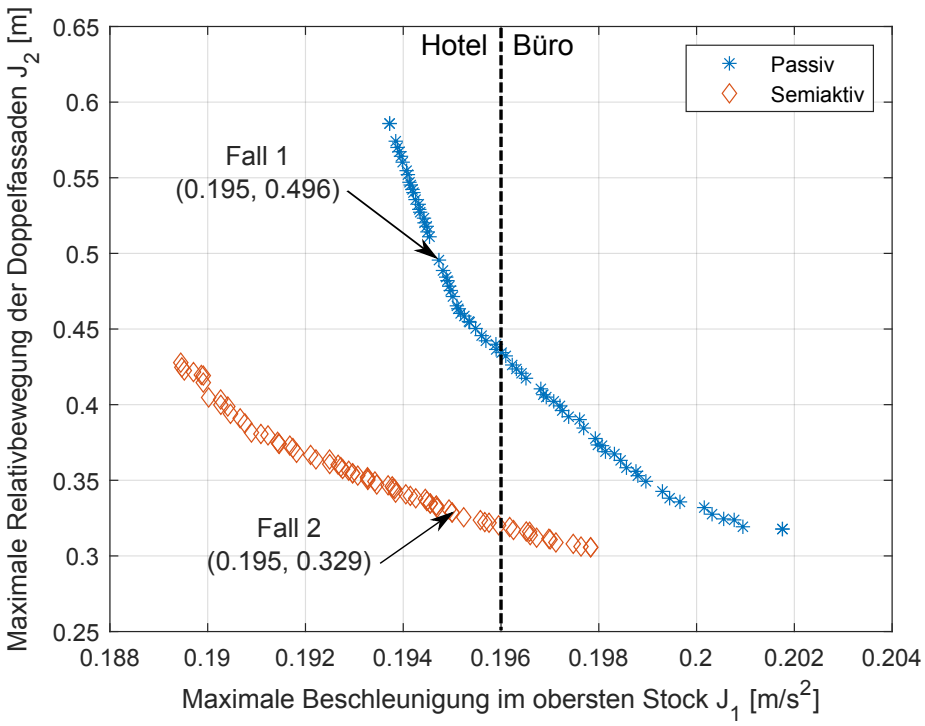



Abb. 6.4: Pareto-Fronten für das optimierte passive und semiaktive System

Anhand der Pareto-Fronten wurden Parametersätze für beide Dämpfungsansätze ausgewählt. Da eine größere Fassadenbewegung zu einer besseren Schwingungsreduktion führt, wurde beim passiven Ansatz ein Parametersatz gewählt, welcher zu der konstruktiv maximal erlaubten Relativbewegung ($\pm$ 500 mm) führt (Fall 1 in Abb. 6.4). Die maximale Beschleunigungsamplitude im 76. Stockwerk konnte so um rund 28% von 0,269 m/s$^2$ beim ungedämpften Gebäude mit feststehenden Prallscheiben auf 0,195 m/s$^2$ reduziert werden. Wählt man beim semiaktiven Ansatz einen Parametersatz mit gleicher maximaler Beschleunigungsamplitude (siehe Fall 2 in Abb.

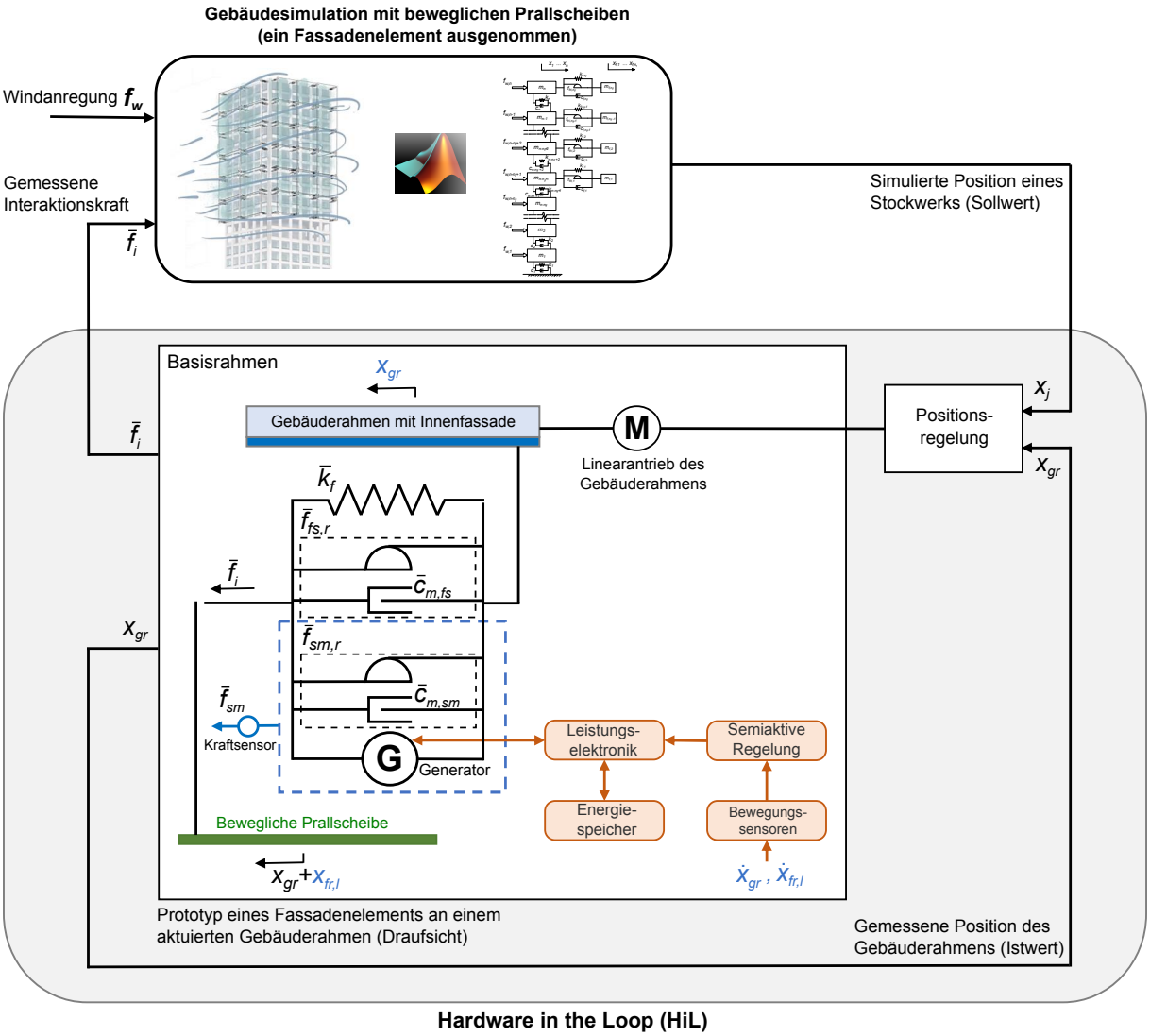



Abb. 6.5: Hardware-in-the-Loop- (HiL-) Simulation

6.4), so kann die relative Fassadenbewegung um 34% auf $\pm$ 330 mm reduziert werden. Größere Fassadenbewegungen beim semiaktiven Ansatz führen nur zu minimalen Verbesserungen in der Beschleunigungsreduktion.

## 6.3 Hardware-in-the-Loop- (HiL-)Simulationen

Hardware-in-the-Loop- (HiL-)Simulationen werden eingesetzt, um die Funktionalität des semiaktiven Dämpfers und die Energiegewinnungsleistung des Systems bei einer extremen Windanregung (Windperiode von 10 Jahren) zu testen (siehe auch Kapitel 2 und 3). Beispielhaft wurde von uns die zuvor ausgewählte Konfiguration untersucht, bei der die obersten $n_f$ = 20 Stockwerke (Stockwerk 57 bis Stockwerk 76) mit beweglichen Fassadenelementen ausgestattet sind. Die ausgewählte Konfiguration muss im Simulations- und im Hardwareteil der HiL-Simulation nachgebildet werden. Der Simulationsteil ist das virtuelle 76-stöckige Benchmark-Gebäude mit dem d-MTFD System unter Querwindanregung, wobei ein bewegliches Fassadenelement in

einem ausgewählten Stockwerk $j$ fehlt. Dieses fehlende Fassadenelement wird physikalisch als Prototyp realisiert, der den Hardwareteil darstellt.

Die Wirkungsweise der Hardware-in-the-Loop- (HiL)Simulation ist in Abb. 6.5 dargestellt. Aktuatoren und Sensoren ermöglichen die Kommunikation zwischen dem Simulationsteil und dem Hardwareteil. Der zwischen Basisrahmen und Gebäuderahmen befindliche Linearantrieb (Gebäudeaktuator) wird verwendet, um die Bewegung $x_j$ der ausgewählten Etage $j$ am Gebäuderahmen zu reproduzieren. Ein Positionsregler übernimmt diese Aufgabe, der als Eingangsgrößen die Sollposition $x_j$ aus der Simulation und die gemessene Istposition $x_{gr}$ vom Gebäuderahmen hat. Die Regelung besitzt eine ausreichend hohe Bandbreite, sodass der Gebäuderahmen ohne nennenswerte Verzögerung der Vorgabe $x_j$ folgt. Ein Encoder misst die relative Verschiebung $x_{fr,n-j+n_f}$ der beweglichen Prallscheibe und ein Kraftsensor misst die Kraft des Schrittmotors $\overline{f}_{sm}$. Hierbei ist $n = 76$ die Anzahl aller Geschosse. Die Interaktionskraft $\overline{f}_i$ zwischen dem Prototyp und dem virtuellen Referenzgebäude kann auf der Grundlage der gemessenen Daten und der identifizierten Parameter berechnet werden, wie in der folgenden Gleichung dargestellt:

$$\overline{f}_i = \overline{f}_{sm} + \overline{k}_f \cdot x_{fr,l} + \overline{f}_{fs,r}(\dot{x}_{fr,l}), \quad l = n - j + n_f \tag{6.1}$$

Die Geschwindigkeit $\dot{x}_{fr,l}$ wird aus den Messinformationen des Encoders am Schrittmotor online geschätzt. Je nach gewähltem Geschoss $j$ für den Prototypen sind die in der vorherigen Optimierung ermittelten minimalen und maximalen Dämpfungsgrade am Prototypen einzustellen. Zunächst werden hierfür die notwendigen Dämpfungskoeffizienten bestimmt, die wie folgt von der Masse $\overline{m}_f$ und der Federsteifigkeit $\overline{k}_f$ des Prototypen abhängen:

$$\begin{cases} \overline{c}_{e,l}^{\min} = 2 \cdot \xi_l^{\min} \sqrt{\overline{m}_f \overline{k}_f} - \overline{c}_m \\ \overline{c}_{e,l}^{\max} = 2 \cdot \xi_l^{\max} \sqrt{\overline{m}_f \overline{k}_f} - \overline{c}_m \end{cases}, \quad l = n - j + n_f \tag{6.2}$$

Die entsprechenden Tastgrade der PWM zur Generierung von $\overline{c}_{e,l}^{\min}$ und $\overline{c}_{e,l}^{\max}$ können dann anhand der Gleichungen (4.23) bis (4.26) aus Kapitel 4 berechnet werden.

Die geerntete (harvested) elektrische Leistung kann über die Strom- und Spannungsmessung am Eingang der Batterie während der HiL-Simulationen erfasst und ihr Mittelwert $P_h$ berechnet werden. Damit kann der Wirkungsgrad $\eta_{le}$ der Leistungselektronik wie folgt berechnet werden:

$$\eta_{le} = \frac{P_h}{P_{sm,e}} \tag{6.3}$$

Hierbei ist

$$P_{sm,e} = \frac{1}{T} \int_{t=0}^{T} \overline{c}_{e,j}(t) \dot{x}_{fr,n-j+n_f}^2(t) dt \tag{6.4}$$

die gemittelte dissipierte mechanische Energie durch zeitvariante elektrische Dämpfung des Schrittmotors.

Der Gesamtwirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_h}{P_{sm,e} + P_p} \tag{6.5}$$

berücksichtigt zusätzlich noch die mittlere Leistung $P_p$ durch parasitäre Dämpfung (Reibung im Schrittmotor und Führungssystem). Dieser Wirkungsgrad beschreibt, wie das Verhältnis von geernteter elektrischer Leistung und gesamter dissipierter mechanischer Leistung in einem Fassadenelement ist. Dieser Wirkungsgrad kann dadurch erhöht werden, dass eine effizientere Leistungselektronik (größeres $\eta_{le}$) verwendet wird oder die parasitären Reibungsverluste verringert werden.

Für den Grundbetrieb der Leistungselektronik und des Mikrocontrollers inkl. Schnittstellen und Sensoren ist eine konstante Grundleistung $P_g$ von 0,61 W erforderlich. Daraus ergibt sich als Bedingung für den autarken Betrieb des Prototypen

$$P_h \geq P_g = 0{,}61\,\text{W}. \tag{6.6}$$

## 6.4 Ergebnisse und Diskussion

Der Prototyp wurde an fünf unterschiedlichen Stockwerken des virtuellen 76-stöckigen Benchmark-Gebäudes mit beweglichen Doppelfassaden untersucht: Stockwerk 57, Stockwerk 62, Stockwerk 66, Stockwerk 71 und Stockwerk 76. Das heißt, es wurden fünf HiL-Simulationen durchgeführt.

**Vergleich von simulierter und gemessener relativer Prallscheibenverschiebung**

Abb. 6.6 zeigt beispielhaft für das 76. Stockwerk die simulierte relative Prallscheibenverschiebung zusammen mit der gemessenen Verschiebung des Prototypen. Mit einem Fit von 87 % stimmen beide Verläufe gut überein.

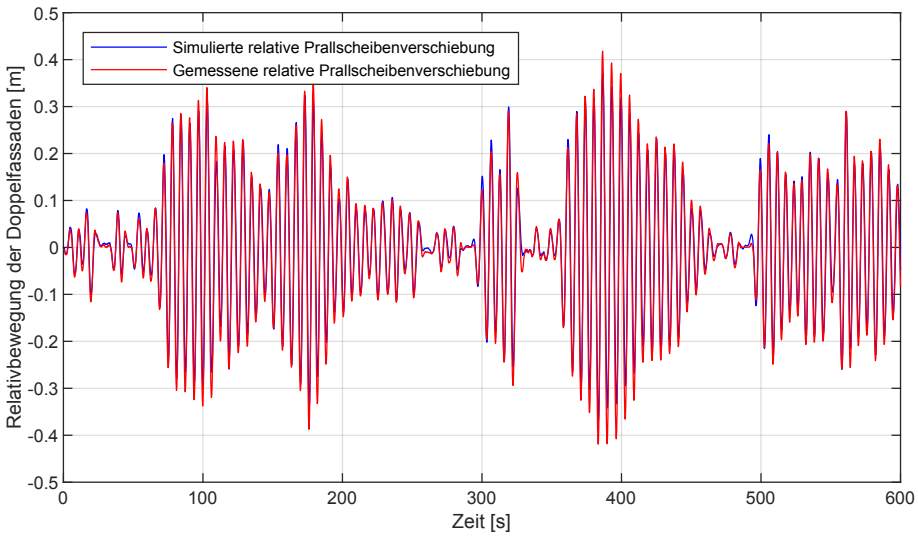



Abb. 6.6: Vergleich von simulierter und gemessener relativer Prallscheibenverschiebung

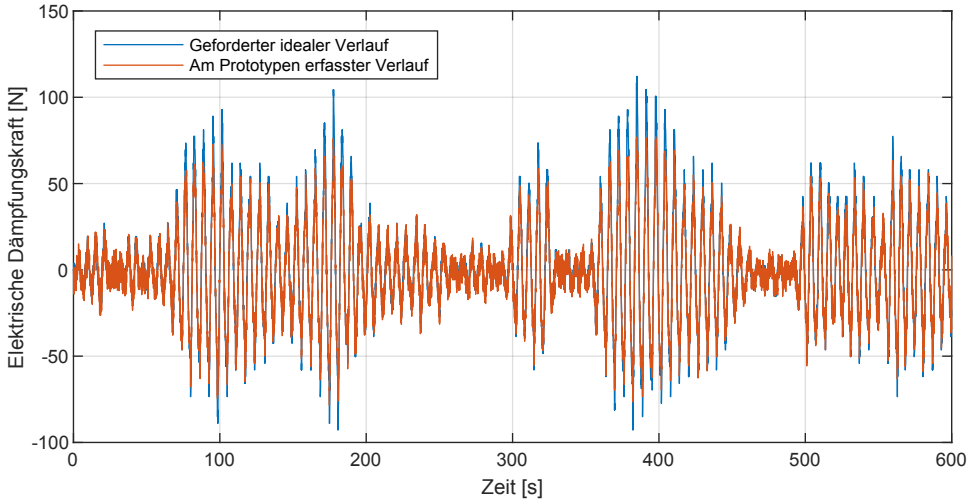



Abb. 6.7: Vergleich der Soll- und Ist-Dämpfungskraft

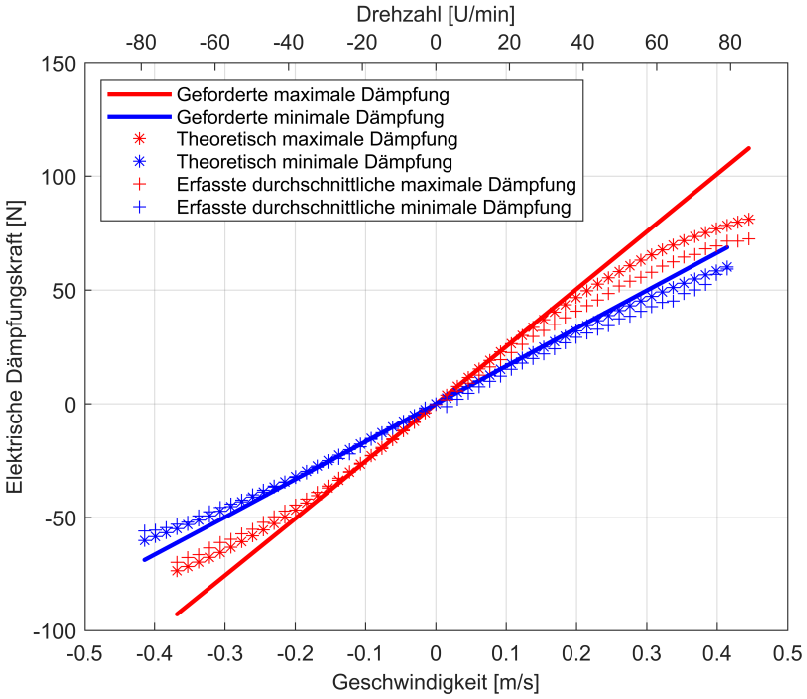
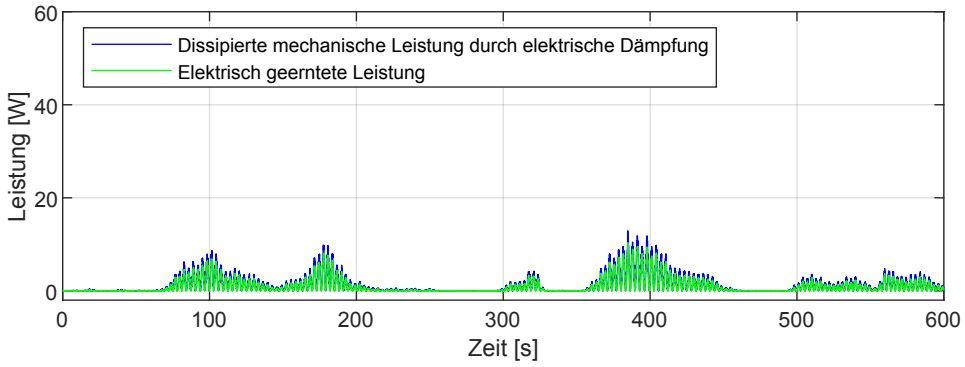


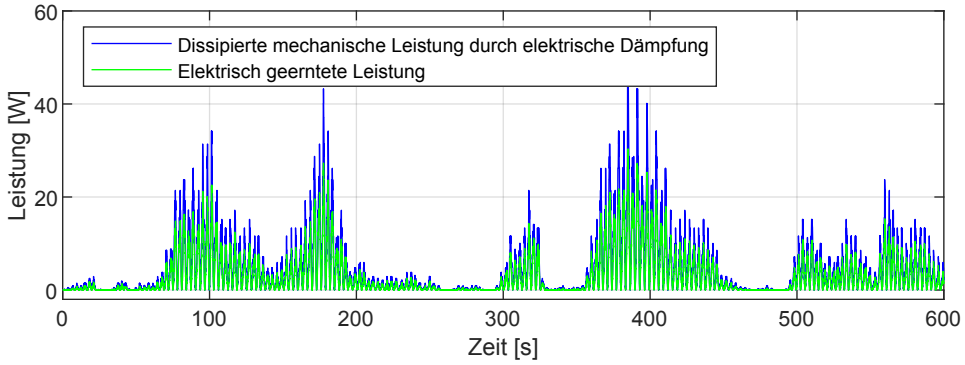

Abb. 6.8: Vergleich der minimalen und maximalen Soll- und Ist-Dämpfungskraft

### Realisierung der geforderten Dämpfungskoeffizienten mit dem Schrittmotor

Die geforderte Dämpfungskraft durch den Generatorbetrieb des Motors ist in Abb. 6.7 zusammen mit der am Prototypen ermittelten Kraft für das 76. Geschoss dargestellt. Bei einem Fit von 73.5 % kann geschlussfolgert werden, dass sich der Schrittmotor mit der Leistungselektronik größtenteils entsprechend der Anforderungen verhält. In der Abb. 6.8 ist die am Prototypen erfasste elektrische Dämpfungskraft über der Geschwindigkeit $\dot{x}_{fr,n-j+n_f}$ wiedergegeben. Man kann gut erkennen, dass bei dem semiaktiven System zwischen zwei Dämpfungskoeffizienten (den Anstiegen der beiden einzeichneten Geraden) geschaltet wird. Wie bereits im Kapitel 4 diskutiert, kommt es jedoch bei größeren Geschwindigkeiten zu Abweichungen vom geforderten




(a) Leistungen für den in Stockwerk 57 installierten Prototyp




(b) Leistungen für den in Stockwerk 76 installierten Prototyp

Abb. 6.9: Experimentell gemessene Leistungen

linearen Dämpfungsverhalten. Hier könnte ein von der Geschwindigkeit abhängiger Tastgrad Abhilfe schaffen. Die Modellvorhersagen für den Schrittmotor (theorethische maximale und minimale Dämpfung) stimmen gut mit den erfassten elektrischen Dämpfungskräften überein.

**Energiegewinnung und autarker Betrieb**

Die Zeitverläufe der geernteten elektrischen Leistung sind in Abb. 6.9 für das unterste Stockwerk (Stockwerk 57) und das oberste Stockwerk (Stockwerk 76) mit beweglichen Prallscheiben dargestellt. Zum Vergleich ist die im Schrittmotor durch den Generatorbetrieb dissipierte Energie abgebildet.

Tab. 6.1: Mittlere dissipierte mechanischen Leistungen $P_{sm,e}$ und $P_p$ und geerntete Leistung $P_h$ sowie Wirkungsgrade

| Stockwerk | $P_{sm,e}$ [W] | $P_p$ [W] | $P_h$ [W] | $\eta_{le}$ | $\eta$ |
|---|---|---|---|---|---|
| 57 | 1,09 | 1,01 | 0,85 | 78,0% | 38,6% |
| 62 | 1,69 | 1,16 | 1,29 | 76,3% | 45,3% |
| 66 | 2,30 | 1,24 | 1,72 | 74,8% | 48,6% |
| 71 | 3,03 | 1,17 | 2,22 | 73,3% | 52,9% |
| 76 | 3,97 | 1,05 | 2,82 | 71,0% | 56,2% |

Die durchschnittlich gewonnene Leistung $P_h$ ist für alle fünf ausgewählten Stockwerke in Tab. 6.1 zusammen mit den dissipierten mechanischen Leistungen und resultierenden Wirkungsgraden aufgeführt. Die Bedingung für den autarken Betrieb ($P_h \geq 0{,}61\,\mathrm{W}$) ist immer erfüllt. Die durchschnittlichen Wirkungsgrade aller fünf Geschosse betragen 74,7% und 48,3% für $\eta_{le}$ und $\eta$ entsprechend. Durch die Auswahl noch stromsparender elektrischer Bauteile kann der Wirkungsgrad weiter gesteigert werden. Größtes Einsparungspotential hat dabei der optische Encoder, der mit ca. 0,4 W Leistung derzeit 65% des Grundbedarfs ausmacht.

# 7 Fazit

In diesem Forschungsprojekt wurde ein neuartiger Ansatz zur Dämpfung von Schwingungen bei Höchhäusern infolge von Windanregung entwickelt und seine Machbarkeit u.a. in Hardware-in-the-Loop Simulationen untersucht. Im Gegensatz zu bisherigen Ansätzen wird die vorhandene Masse der äußeren Fassade / Prallscheiben bei Doppelfassaden als Dämpfermasse benutzt, indem sie in den oberen Stockwerken des Gebäudes beweglich ist. Es muss somit keine zusätzliche Masse im Gebäude installiert werden und es geht kein begehrter Bauraum in den oberen Stockwerken verloren. Horizontale Bewegungen der äußeren Fassade / Prallscheiben parallel zur Innenfassade / Gebäudestruktur werden durch Führungsschienen mit Rollen und eine Dämpfer-Feder-Anbindung ermöglicht. Hierbei sind die beweglichen Fassadenelemente je Stockwerk und Gebäudeseite gekoppelt und können sich im Eckbereich in einen feststehenden Fassadenteil schieben. Mittels Genetischer Algorithmen wird die Feder-Dämpfer-Anbindung der Fassade für die entsprechenden Stockwerke mit beweglichen Elementen optimiert. Ziel ist es, die Spitzenbeschleunigung des Gebäudes und die Relativbewegung zwischen Innen- und Außenfassade zu reduzieren. Für diese gegenläufigen Ziele musste ein Kompromiss gefunden werden, sodass die maximal erlaubte Relativbewegung konstruktionsbedingt begrenzt werden muss.

Für die Fassadenanbindung wurden zwei Ansätze untersucht, ein passiver Ansatz mit konstanten, aber etagenabhängigen, Dämpfungskoeffizienten und ein semiaktiver Ansatz basierend auf einer Groundhook-Regelung. Im letzteren Fall wird in Abhängigkeit von der Relativbewegung der äußeren Fassade und der Gebäudegeschwindigkeit zwischen einem hohen und niedrigen Dämpfungskoeffizienten umgeschaltet. Diese Werte variieren von Stockwerk zu Stockwerk. Die Optimierung und Bewertung der Ansätze erfolgte zunächst in Simulationen für ein 306 m hohes Benchmark-Gebäude mit 76 Stockwerken, für das ein Starrkörper- und Windlastmodell vorliegt. Dieses wurde um bewegliche Prallscheiben in den obersten Stockwerken erweitert, wobei auch in der Praxis auftretende Rollreibung in den Führungsschienen sowie viskose Reibung und Haftreibung berücksichtigt wurden. Betrachtet wurde eine Windgeschwindigkeit von 13,5 m/s in 10 m Höhe (Zehnjahresperiode). Beim passiven Ansatz wurden Verbindungsparameter gewählt, welche zu der konstruktiv max. erlaubten Relativbewegung ($\pm$0,5 m) führen. Die max. Beschleunigungsamplitude im 76. Stockwerk konnte bei 20 Stockwerken mit beweglichen Prallscheiben so um rund 28% von 0,269 m/s$^2$ beim ungedämpften Gebäude mit feststehenden Prallscheiben auf 0,195 m/s$^2$ reduziert werden. Wählt man beim semiaktiven Ansatz einen Parametersatz mit gleicher max. Beschleunigungsamplitude, so kann die relative Fassadenbewegung um 34% auf $\pm$0,33 m reduziert werden. Die Gebrauchstauglichkeit für eine Hotel- und Büronutzung ist

damit gewährleistet. Größere Fassadenbewegungen beim semiaktiven Ansatz verbessern die Reduktion der Beschleunigung jedoch nur unwesentlich.

Um die Machbarkeit einer praktischen Umsetzung der Konzepte zu untersuchen, wurde ein Fassadenelement mit beweglicher Prallscheibe (Breite: 2,6 m; Höhe: 2,8 m) in Zusammenarbeit mit der Josef Gartner GmbH konstruiert, aufgebaut und auf einem beweglichen Gebäuderahmen montiert. Für die Realisierung der gewünschten Dämpfung bei den passiven und semiaktiven Ansätzen wurde ein Schrittmotor im Generatorbetrieb verwendet, wobei die gewonnene elektrische Energie in einer Batterie gespeichert wird. Das Fassadenelement verfügt über ein eigenständiges Embedded-System für die Anpassung der Dämpfung mit entsprechenden Sensoren. Das verteilte Regelungssystem erfordert somit keinen Informationsaustausch zwischen verschiedenen Fassadenelementen.

Mittels des aufgebauten Fassadenprototypen konnten die parasitären Reibungswerte für die verbesserte Optimierung der Fassadenanbindung identifiziert werden. Im Ergebnis konnte gezeigt werden, dass eine bewegliche Prallscheibe mit sehr geringer Rollreibung von 0,002 realisiert werden kann. Die Funktionsweise des Fassadenelements wurde in Hardware-in-the-Loop-Simulationen untersucht. Hierbei wurde das gesamte Hochhaus bis auf ein herausgelöstes Fassadenelement, das durch den Fassadenprototyp ersetzt wird, mit Hilfe der Software MATLAB und Simulink simuliert. Die daraus resultierende Bewegung eines ausgewählten Stockwerks wurde mittels eines geregelten Linearantriebs am Gebäuderahmen realisiert. Die Rückwirkung der beweglichen Prallscheibe auf das Gebäude wurde erfasst und in die Gebäudesimulation zurückgeführt. Hierfür wurde die Interaktionskraft mittels eines Kraftsensors gemessen.

Die Untersuchungen zeigten, dass die geerntete elektrische Leistung (2,8 W im Mittel je Fassadenelement) bei der betrachteten Windgeschwindigkeit von 13,5 m/s ausreicht, um das eingebettete System (Mikrocontroller, Sensoren und Leistungselektronik) aller Fassadenelemente in sämtlichen Stockwerken zu versorgen und die Batterie in jedem Fassadenelement zu laden. Der Wirkungsgrad in der Umwandlung von mechanisch dissipierter Energie in elektrische Energie im elektronisch geregelten Dämpfer betrugt ca. 70%. Ein autarker Betrieb des gesamten semiaktiven Dämpfungssystems ist somit für diese Windsituation möglich [1].

In der Zukunft soll die Wirksamkeit des Ansatzes in Abhängigkeit vom Schlankheitsverhältnis des Hochhauses untersucht werden. Bei sehr schlanken Hochhäusern ist zu erwarten, dass im Gegensatz zum betrachteten Benchmark-Gebäude auch höhere Modi bei der Schwingungsdämpfung stärker relevant werden. Dies kann zu Änderungen in den Zielen der Optimierung führen.

Der autarke Betrieb und die Wirksamkeit des semiaktiven Dämpfungssystems wurden bisher nur für ein 10-jähriges Windereignis beim Benchmark-Gebäude nachgewiesen, wobei nur aus einer Richtung angeregt wurde. Weitere Untersuchungen und Optimierungen sollten Windstärkenverläufe über längere Zeiträume sowie wechselnde Windrichtungen betrachten, die zu einer Anregung des Gebäudes in mehreren Richtungen sowie zu Torsionsschwingungen führen können.

Ein gezielter Wechsel des Systems zwischen passiven und semiaktiven Mode wäre eine mögliche Strategie für einen autarken Betrieb auch bei länger anhaltenden schwachen Winden. Hierbei gilt die Annahme, dass im passiven Modus fast keine Energie verbraucht wird. Eine weitere Minimierung des Energieverbrauchs ist möglich, wenn mechanisch gekoppelte Fassadenelemente eine reduzierte Anzahl von Sensoren und Generatoren erfordern. Auch sind vertikale mechanische Kopplungen über mehrere Stockwerke denkbar.

# Literaturverzeichnis


[1] Hybride Konstruktionen an der BTU Cottbus-Senftenberg. In: *Bautechnik* 98 (2021), Nr. 12, S. 907–920

[2] ABÉ, M. ; FUJINO, Y. : Dynamic characterization of multiple tuned mass dampers and some design formulas. In: *Earthquake engineering & structural dynamics* 23 (1994), Nr. 8, S. 813–835

[3] BERGMAN, L. ; MCFARLAND, D. ; HALL, J. ; JOHNSON, E. ; KAREEM, A. : Optimal distribution of tuned mass dampers in wind-sensitive structures. San Francisco, CA, USA, Aug 7–11, 1989 (Proceedings of ICOSSAR'89, the 5th International Conference on Structural Safety and Reliability, Part I), S. 95–102

[4] BINDER, A. : *Elektrische Maschinen und Antriebe*. Springer, 2017

[5] BLEICHER, A. ; SCHLAICH, M. ; FUJINO, Y. ; SCHAUER, T. : Model-based design and experimental validation of active vibration control for a stress ribbon bridge using pneumatic muscle actuators. In: *Engineering Structures* 33 (2011), Nr. 8, S. 2237–2247

[6] CHEN, G. : Multi-stage tuned mass damper. Acapulco, Mexico, August 2–9, 1996 (Eleventh World Conference on Earthquake Engineering)

[7] CHEN, G. ; WU, J. : Optimal placement of multiple tune mass dampers for seismic structures. In: *Journal of Structural Engineering* 127 (2001), Nr. 9, S. 1054–1062

[8] CHEN, G. ; WU, J. : Experimental study on multiple tuned mass dampers to reduce seismic responses of a three-storey building structure. In: *Earthquake engineering & structural dynamics* 32 (2003), Nr. 5, S. 793–810

[9] CLARK, A. J. u. a.: Multiple passive tuned mass dampers for reducing earthquake induced building motion. Tokyo-Kyoto, Japan, August 2–9, 1988 (Proceedings of the 9th world conference on earthquake engineering)

[10] COLLINS, D. : *How does the number of stator phases affect stepper motor performance?* `https://www.linearmotiontips.com/how-does-the-number-of-stator-phases-affect-stepper-motor-performance/`, September 2018

[11] DAVENPORT, A. G.: The buffeting of structures by gusts. In: *Proc. of Conference on'Wind Effects on Structures', NPL, 1965 (ICWE-1)* Bd. 357 HMSO, 1965

[12] DAYAL, R. ; DWARI, S. ; PARSA, L. : Design and Implementation of a Direct AC–DC Boost Converter for Low-Voltage Energy Harvesting. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 58 (2011), Jun., Nr. 6, S. 2387–2396

[13] DEMETRIOU, D. ; NIKITAS, N. ; TSAVDARIDIS, K. D.: Performance of fixed-parameter control algorithms on high-rise structures equipped with semi-active tuned mass dampers. In: *The Structural Design of Tall and Special Buildings* 25 (2016), Nr. 7, S. 340–354

[14] DEN HARTOG, J. P.: *Mechanical vibrations*. Courier Corporation, 1985

[15] DURIEZ, T. ; BRUNTON, S. L. ; NOACK, B. R.: *Machine learning control-taming nonlinear dynamics and turbulence*. Bd. 116. Springer, 2017

[16] DWARI, S. ; PARSA, L. : An Efficient AC–DC Step-Up Converter for Low-Voltage Energy Harvesting. In: *IEEE Transactions on Power Electronics* 25 (2010), Aug., Nr. 8, S. 2188–2199

[17] ELIAS, S. ; MATSAGAR, V. : Distributed multiple tuned mass dampers for wind vibration response control of high-rise building. In: *Journal of Engineering* 2014 (2014)

[18] ELIAS, S. ; MATSAGAR, V. ; DATTA, T. : Dynamic response control of a wind-excited tall building with distributed multiple tuned mass dampers. In: *International Journal of Structural Stability and Dynamics* 19 (2019), Nr. 06, S. 1950059

[19] FISCO, N. ; ADELI, H. : Smart structures: Part I—Active and semi-active control. In: *Scientia Iranica* 18 (2011), Nr. 3, S. 275–284

[20] FU, T. S.: Double skin facades as mass dampers. In: *2013 American Control Conference* IEEE, 2013, S. 4742–4746

[21] FU, T. S. ; JOHNSON, E. A.: Distributed mass damper system for integrating structural and environmental controls in buildings. In: *Journal of engineering mechanics* 137 (2011), Nr. 3, S. 205–213

[22] FU, T. S. ; JOHNSON, E. A.: Active control for a distributed mass damper system. In: *Journal of Engineering Mechanics* 140 (2014), Nr. 2, S. 426–429

[23] FU, T. S. ; ZHANG, R. : Integrating double-skin facades and mass dampers for structural safety and energy efficiency. In: *Journal of Architectural Engineering* 22 (2016), Nr. 4, S. 04016014

[24] IGUSA, T. ; XU, K. : Vibration control using multiple tuned mass dampers. In: *Journal of sound and vibration* 175 (1994), Nr. 4, S. 491–503

[25] IVERS, D. E. ; MILLER, L. R.: Semi-active suspension technology. An evolutionary view. In: *ASME, NEW YORK, NY,(USA).* 40 (1991), S. 327–346

[26] JAMSHIDI, M. ; CHANG, C.-c. ; BAKHSHI, A. : Design and Control of a Self-Powered Hybrid Electromagnetic Damper. In: *Journal of Sound and Vibration* 428 (2018), Aug., S. 147–167

[27] JOSEF GARTNER GMBH (Hrsg.): *Closed Cavity Facade – Hoch transparent, effizient und wirtschaftlich*. 2012

[28] KAFADER, U. : *Wie man DC-Motoren als Generatoren verwendet*. https://www.konstruktion-online.de/2018/Ausgabe-07-08/Sonderteil-Antriebstechnik/Wie-man-DC-Motoren-als-Generatoren-verwendet, Aug. 2018

[29] KAREEM, A. : Methods to control wind-induced building motions. Atlanta, Georgia, United States, April 24–28, 1994 (Structures Congress XII)

[30] KAREEM, A. ; KLINE, S. : Performance of multiple mass dampers under random loading. In: *Journal of structural engineering* 121 (1995), Nr. 2, S. 348–361

[31] KARNOPP, D. ; CROSBY, M. J. ; HARWOOD, R. A.: Vibration Control Using Semi-Active Force Generators. In: *Journal of Engineering for Industry* 96 (1974), 05, Nr. 2, S. 619–626

[32] KAZIMIERCZUK, M. K.: *Pulse-width modulated DC-DC power converters*. John Wiley & Sons, 2015

[33] KOO, J.-H. ; AHMADIAN, M. ; SETAREH, M. ; MURRAY, T. : In search of suitable control methods for semi-active tuned vibration absorbers. In: *Journal of Vibration and Control* 10 (2004), Nr. 2, S. 163–174

[34] MARCUS, S. : The New Supers: Super-Slender Towers of New York. In: *Proceedings of the CTBUH 2015 International Conference «Global Interchanges: Resurgence of the Skyscraper City». New York, USA. 26th*, 2015, S. 60–65

[35] MOON, K. S.: Tall building motion control using double skin façades. In: *Journal of architectural engineering* 15 (2009), Nr. 3, S. 84–90

[36] MOON, K. S.: Vertically distributed multiple tuned mass dampers in tall buildings: performance analysis and preliminary design. In: *The Structural Design of Tall and Special Buildings* 19 (2010), Nr. 3, S. 347–366

[37] MOON, K. S.: Integrated damping systems for tall buildings: tuned mass damper/double skin facade damping interaction system. In: *The Structural Design of Tall and Special Buildings* 25 (2016), Nr. 5, S. 232–244

[38] NANOTEC ELECTRONIC GMBH & CO. KG (Hrsg.): *Produktkatalog Schrittmotoren*. 2019

[39] NI, T. ; ZUO, L. ; KAREEM, A. : Assessment of Energy Potential and Vibration Mitigation of Regenerative Tuned Mass Dampers on Wind Excited Tall Buildings ASME, 2011 (International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference), S. 333–342

[40] PATIL, V. B. ; JANGID, R. S.: Optimum multiple tuned mass dampers for the wind excited benchmark building. In: *Journal of Civil Engineering and Management* 17 (2011), Nr. 4, S. 540–557

[41] PIPITONE, G. ; BARONE, G. ; PALMERI, A. : Optimal design of double-skin façades as vibration absorbers. In: *Structural Control and Health Monitoring* 25 (2018), Nr. 2, S. e2086

[42] PREUMONT, A. : *Vibration control of active structures: an introduction*. Springer, 2018

[43] RADMARD RAHMANI, H. ; KÖNKE, C. : Seismic control of tall buildings using distributed multiple tuned mass dampers. In: *Advances in Civil Engineering* 2019 (2019)

[44] RAHIMI, F. ; AGHAYARI, R. ; SAMALI, B. : Application of tuned mass dampers for structural vibration control: a state-of-the-art review. In: *Civil Engineering Journal* (2020), S. 1622–1651

[45] RAHMAN, M. S. ; HASSAN, M. K. ; CHANG, S. ; KIM, D. : Adaptive multiple tuned mass dampers based on modal parameters for earthquake response reduction in multi-story buildings. In: *Advances in Structural Engineering* 20 (2017), Nr. 9, S. 1375–1389

[46] RICHARDSON, M. H. ; JAMESTOWN, C. : Modal mass, stiffness and damping. In: *Vibrant Technology, Inc., Jamestown, CA* (2000), S. 1–5

[47] SAMALI, B. ; KWOK, K. ; WOOD, G. ; YANG, J. : Wind tunnel tests for wind-excited benchmark building. In: *Journal of Engineering Mechanics* 130 (2004), Nr. 4, S. 447–450

[48] SARKISIAN, M. : *Designing tall buildings: structure as architecture (2nd ed.)*. New York : Routledge, Taylor & Francis Group, 2016

[49] SCHRÖDER, D. : *Elektrische Antriebe: Grundlagen*. Bd. 6. Springer, 2017

[50] SHEN, W. ; ZHU, S. ; XU, Y.-L. ; ZHU, H.-p. : Energy Regenerative Tuned Mass Dampers in High-Rise Buildings. In: *Structural Control and Health Monitoring* 25 (2018), Febr., Nr. 2, S. e2072

[51] SIMIU, E. ; SCANLAN, R. H.: *Wind effects on structures: fundamentals and applications to design*. Wiley New York, 1996

[52] SOBEK, W. ; SAWODNY, O. ; BISCHOFF, M. ; BLANDINI, L. ; BÖHM, M. ; HAASE, W. ; KLETT, Y. ; MAHALL, M. ; WEIDNER, S. ; BURGHARDT, T. u. a.: Adaptive Hüllen und Strukturen: Aus den Arbeiten des Sonderforschungsbereichs 1244. In: *Bautechnik* 98 (2021), Nr. 3, S. 208–221

[53] ST, P. ; PAUL, R. : *Grundlagen der Elektrotechnik und Elektronik 2*. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2012

[54] STANDARDS AUSTRALIA (Hrsg.): *Minimum design loads on structures (known as the SAA Loading Code) Wind loads*. 1989

[55] TANG, X. ; ZUO, L. : Simultaneous Energy Harvesting and Vibration Control of Structures with Tuned Mass Dampers. In: *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 23 (2012), Dez., Nr. 18, S. 2117–2127

[56] VDI-FACHBEREICH SCHWINGUNGSTECHNIK: *Richtlinie VDI 2038 Blatt 2: Gebrauchstauglichkeit von Bauwerken bei dynamischen Einwirkungen - Untersuchungsmethoden und Beurteilungsverfahren der Baudynamik - Schwingungen und Erschütterungen - Prognose, Messung, Beurteilung und Minderung*. Januar 2013

[57] WELLER, B. ; FAHRION, M. ; HORN, S. ; PFUHL, A. : Doppelfassaden im Zeichen des Klimawandels. In: *Bauphysik* 36 (2014), Nr. 2, S. 68–73

[58] YAMAGUCHI, H. ; HARNPORNCHAI, N. : Fundamental characteristics of multiple tuned mass dampers for suppressing harmonically forced oscillations. In: *Earthquake engineering & structural dynamics* 22 (1993), Nr. 1, S. 51–62

[59] YANG, J. N. ; AGRAWAL, A. K. ; SAMALI, B. ; WU, J.-C. : Benchmark problem for response control of wind-excited tall buildings. In: *Journal of engineering mechanics* 130 (2004), Nr. 4, S. 437–446

[60] ZHANG, Y. ; SCHAUER, T. ; BLEICHER, A. : Assessment of wind-induced vibration suppression and energy harvesting using facades. In: *Proc. of IABSE Congress 2019*, 2019, S. 352–356

[61] ZHANG, Y. ; SCHAUER, T. ; WERNICKE, L. ; WULFF, W. ; BLEICHER, A. : Facade-Integrated Semi-Active Vibration Control for Wind-Excited Super-Slender Tall Buildings. In: *IFAC-PapersOnLine* 53 (2020), Nr. 2, S. 8395–8400

[62] ZHANG, Y. ; SCHAUER, T. ; WERNICKE L, APOSTOLOS, V. ; ENGELMANN, M. ; WULFF, W. ; BLEICHER, A. : Design of Moveable Façade Elements for Energy Harvesting and Vibration Control of Super Slender Tall Buildings under Wind Excitation. Munich, Germany, April 9, 2021 (POWERSKIN CONFERENCE), S. 327–338

# Abbildungsverzeichnis

1.1 Konzept der Doppelfassade mit orthogonaler und paralleler beweglicher Verbindung. 13
1.2 Zweite-Haut-Fassade, Erweiterung der Commerzbank Zentrale, Frankfurt am Main (Deutschland), 1997, (1) Wärmeschutz-Isolierglas, (2) Chloroprene, (3) 6 mm ESG Außenverglasung, (4) 8 mm ESG Brüstungsglas, (5) Sonnenschutzkasten, (6) Abhängdecke, bauseits, (7) Fassadenbefestigung, (8) Stahlzarge, (9) Spannseil für Sonnenschutz (Quelle: Josef Gartner GmbH) . . . . . 14
1.3 Closed-Cavity-Fassade (CCF), Roche Diagnostics International AG, Rotkreuz (ZG, Schweiz), 2011, (1) Verbund-Sicherheitsglas, (2) Aluminium-Profil, (4) Wärmedämmung, (5) Stahlzarge, (6) Aluminium-Profil mit Perforation, (7) Sonnenschutz, (8) Fertigfußboden, bauseits, (9) Lüftungsschacht, bauseits (Quelle: Thomas Mayer, Josef Gartner GmbH) . . . . . 16
1.4 Konzeptstudie zur konstruktiven Umsetzung und Integration mechatronischer Komponenten: (links) CCF-Element, (rechts) OCF-Element . . . . . 17
1.5 Systemgrafik der mechatronischen Komponenten eines beweglichen Doppelfassadenelements (breite Pfeile: Energiefluss, dünne Pfeile: Informationsfluss) . 18

2.1 Zeitverläufe der Windkraft an verschiedenen Etagen des Benchmark-Gebäudes 21
2.2 Workflow der Modellbildung, bestehend aus Geometrieerzeugung, Aufstellen des Finite-Element-Modells und Modellreduktion . . . . . 22
2.3 Geometriemodell und Finite-Element-Modell einer Etage des Benchmark-Gebäudes 22
2.4 Erste drei Eigenformen des in Ansys FE-modellierten Benchmark-Gebäudes 1. Eigenform: 0,13 Hz, 2. Eigenform: 0,69 Hz, 3. Eigenform: 1,7 Hz . . . . . 23
2.5 Analytisches Modell des Hochhauses mit beweglichen Prallscheiben (d-MTFD-System) . . . . . 25

3.1 Flussdiagramm der multikriteriellen Optimierung mittels Genetischer Algorithmen 31
3.2 Optimierte Parameter des passiven Dämpfungssystems . . . . . 32
3.3 Schematische Darstellung der multikriteriellen Optimierung mittels GA für die semiaktive Regelung. . . . . 34
3.4 Pareto-Front des passiven d-MTFD-Systems. . . . . 35
3.5 Optimierte Anzahl $n_f$ von Obergeschossen mit parallel beweglicher Doppelfassade 36
3.6 Pareto-Fronten eines semiaktiven Systems. . . . . 37
3.7 Resultierende Dämpfungskoeffizienten für Fall 3 . . . . . 38
3.8 Spitzenwert der relativen Verschiebung der Prallscheibe in verschiedenen Stockwerken . . . . . 39
3.9 Relative Verschiebung der Prallscheibe des obersten Stockwerks $x_{fr,n_f}$. . . . . 39

3.10 Vergleich der Beschleunigung im obersten Stockwerk des Benchmark-Gebäudes mit fester Fassade und mit optimierter semiaktiver, parallel beweglicher Prallscheibe (Fall 3) . . . . . 40

4.1 Schnittstelle zwischen mechanischem und elektrischem Teil der Dämpfereinheit 42
4.2 Elektrisches Ersatzschaltbild der GM — Ankerkreis . . . . . 44
4.3 Über den Lastwiderstand $R_l$ geschlossener Ankerkreis der GM im eingeschwungenen Zustand . . . . . 45
4.4 Schrittmotor Bauform NEMA 42 (links) und vereinfachtes Ersatzschaltbild mit Spulen (rechts) . . . . . 46
4.5 Schrittmotor Spulenanordnung (links) und vereinfachtes intern verschaltetes Ersatzschaltbild mit vier Außenanschlüssen A+, A-, B+, B- (rechts) . . . . . 46
4.6 Ersatzschaltbild für die Phase A und B eines 2-phasigen Schrittmotors . . . . . 47
4.7 Schaltung des Inverswandlers mit Batterie . . . . . 50
4.8 Gleichstrommaschine im Generatorbetrieb mit Kommutator . . . . . 51
4.9 Leistungselektronikschaltung für Stepper-Generator (am Ausgang parallel geschalteter, dual-Inverswandler) . . . . . 52
4.10 Simulink-Modell für den Schrittmotor mit der Leistungselektronik und der Batterie 53
4.11 Versuchsstand eines Schwingungstilgers mit elektronisch einstellbarem Dämpfer in Form eines Schrittmotors an der Technischen Universität Berlin (Quelle: Thomas Schauer, Technische Universität Berlin) . . . . . 54
4.12 Gemessenes und vorhergesagtes Gegenmoment $M$ des Stepper-Motors im Generatorbetrieb für verschiedene Tastgrade und entsprechend emulierte Widerstände ($R = R_l(d) + R_i$) . . . . . 55
4.13 Gemessener und vorhergesagter elektrischer Dämpfungskoeffizient $\overline{c}_e$ des Schrittmotors im Generatorbetrieb für verschiedene Tastgrade und entsprechend emulierte Widerstände ($R = R_l(d) + R_i$). Messungen für sehr kleine Drehzahlen sind aufgrund des verwendeten Messaufbaus leicht fehlerbehaftet. . . . . 56
4.14 Versuchsstand an der Technischen Universität Berlin zur Vermessung und Identifikation des Schrittmotors (ASM - Asynchronmaschine, FU - Frequenzumrichter, Stepper - Schrittmotor) (Quelle: Laurenz Wernicke, Technische Universität Berlin) 57
4.15 Front- und Rückseite der IVE Elektronikeinheit (Quelle: Laurenz Wernicke, Technische Universität Berlin) . . . . . 58
4.16 Seitenansicht der geöffneten Elektronikeinheit IVE (Quelle: Laurenz Wernicke, Technische Universität Berlin) . . . . . 59
4.17 Draufsicht der Platine (real und 3D-gerendert) (Quelle: Laurenz Wernicke, Technische Universität Berlin) . . . . . 60
4.18 Isolationskonzept auf der Leistungselektronikplatine . . . . . 61

5.1 Doppelfassaden-Prototyp im Verbund als verteilter Dämpfer am Hochhaus . . . . 64
5.2 Gesamtansicht der beweglichen Doppelfassade auf dem Prüfstand (Quelle: Ralf Schuster, BTU Cottbus - Senftenberg) . . . . . 65

5.3 Prüfstand während einer experimentellen Untersuchung (Quelle: Thomas Schauer, Technische Universität Berlin) . . . . . 66
5.4 Draufsicht auf die bewegliche Doppelfassade auf dem Prüfstand . . . . . 66
5.5 Frontalansicht der beweglichen Doppelfassade auf dem Prüfstand . . . . . 67
5.6 Schnitt A-A der beweglichen Doppelfassade auf dem Prüfstand . . . . . 68
5.7 Detailschnitte der beweglichen Doppelfassade auf dem Prüfstand . . . . . 69
5.8 Rollen nach Dichtungsmodifikation (Quelle: Wulf Wulff, BTU Cottbus - Senftenberg) 70
5.9 Federsystem zwischen Prallscheibe und feststehender Fassade (Quelle: Ralf Schuster, BTU Cottbus - Senftenberg) . . . . . 71
5.10 Bewegungswandler am Generator (Quelle: Ralf Schuster, BTU Cottbus - Senftenberg) . . . . . 72
5.11 Elektronikeinheit IVE an der feststehenden Innenfassade (Quelle: Ralf Schuster, BTU Cottbus - Senftenberg) . . . . . 72
5.12 Federsystem Gebäuderahmen, vordere 5 Lagen (Quelle: Ralf Schuster, BTU Cottbus - Senftenberg) . . . . . 73
5.13 Nilab-Antrieb eingebaut, Magnetschiene oben beweglich (Quelle: Ralf Schuster, BTU Cottbus - Senftenberg) . . . . . 74
5.14 Schaltschrank für den Prüfstand (Quelle: Yangwen Zhang, BTU Cottbus - Senftenberg) . . . . . 75
5.15 Desktop-PC und Simulink-GUI zur Bedienung des Prüfstandes und zur Parametrisierung des elektronisch einstellbaren Dämpfers (Quelle: Ralf Schuster, BTU Cottbus - Senftenberg) . . . . . 76

6.1 Schritte zur Systemidentifizierung . . . . . 78
6.2 Gemessene und geschätzte relative Verschiebung der Prallscheibe . . . . . 79
6.3 Gemessene und geschätzte Schrittmotor-Interaktionskraft . . . . . 80
6.4 Pareto-Fronten für das optimierte passive und semiaktive System . . . . . 80
6.5 Hardware-in-the-Loop- (HiL-) Simulation . . . . . 81
6.6 Vergleich von simulierter und gemessener relativer Prallscheibenverschiebung . 83
6.7 Vergleich der Soll- und Ist-Dämpfungskraft . . . . . 84
6.8 Vergleich der minimalen und maximalen Soll- und Ist-Dämpfungskraft . . . . . 84
6.9 Experimentell gemessene Leistungen . . . . . 85

# Tabellenverzeichnis

2.1 Eigenfrequenzen des Benchmark-Gebäudes mit verschiedenen Fassadenvarianten 27

3.1 Grenzbereich der wahrnehmbaren Beschleunigung bei der Bemessung von Hochhäusern [48, 56] . . . . . 29
3.2 Durchschnittlich optimierte Anzahl $n_f$ oberer Geschosse mit parallel beweglicher Doppelfassade ($j$: Anzahl von Stützstellen für die lineare Interpolation) . . . . . 36
3.3 Vergleich von ungedämpften, optimiertem passiven (Fall 1, Fall 2) und optimiertem semiaktiven System (Fall 3). . . . . 40

4.1 Variablen und Parameter zur mathematischen Beschreibung des bipolaren Schrittmotors . . . . . 48

6.1 Mittlere dissipierte mechanischen Leistungen $P_{sm,e}$ und $P_p$ und geerntete Leistung $P_h$ sowie Wirkungsgrade . . . . . 85