

# Einsatz granularer Materialien zur passiven Schwingungsreduktion eines Generators einer Windenergieanlage

Braj Bhushan Prasad<sup>1</sup>, Fabian Duwigneau<sup>1</sup>, Elmar Woschke<sup>1</sup>, Daniel Juhre<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg,

Email: braj.prasad@ovgu.de, fabian.duwigneau@ovgu.de

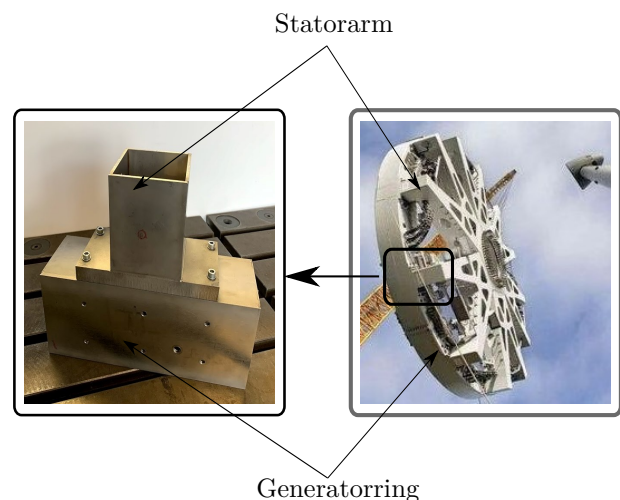
## Einleitung

Die Schallemissionen einer Windkraftanlage stellen eines der Haupthindernisse für den weiteren Ausbau von Onshore-Windenergieanlagen dar. Eine mögliche Ursache der Schallemissionen sind Vibrationen, die sich als Resultat der Energiewandlung über die Trägerstruktur in die gesamte Windenergieanlage ausbreiten und schließlich als Schall abgestrahlt werden können. Im vorliegenden Beitrag wird ein Konzept zur passiven Schwingungsdämpfung vorgestellt, das im Wesentlichen versucht, die hohe innere Reibung granularer Medien als Dissipationsquelle zu nutzen. In vorangegangenen Arbeiten [1, 2] zeigte das partikelbasierte Dämpfungskonzept auf Basis granularer Festkörpermateriale bereits großes Potential. Nun sollen die Erfahrungen genutzt und das Konzept auf Windenergieanlagen übertragen werden. Dazu werden im Rahmen experimenteller Studien verschiedene granulare Materialien und Materialmengen sowie unterschiedliche Positionierungen von Partikeldämpfern untersucht. Für die experimentelle Schwingungsanalyse der partikelgefüllten sowie ungefüllten Probekörper wird ein Laser-Scanning-Doppler-Vibrometer verwendet. Das entwickelte Konzept zur passiven Schwingungsreduktion soll anschließend auf reale Windenergieanlagen übertragen und hinsichtlich einer möglichen Industrialisierbarkeit bewertet werden. Die Untersuchungen beschränken sich zunächst auf Probekörper, die den realen Großkomponenten nachempfunden, aber zugunsten der Handhabbarkeit im Labor deutlich kleiner skaliert sind. Im modular gestalteten Prüfstand sind die Partikeldämpfer als Funktionselemente integriert, welche aus einer metallischen Honigwabenstruktur bestehen, die gefüllt und anschließend mit verklebten Deckblechen verschlossen wird. Neben diversen Positionierungen wird auch die Kombination mehrerer Partikeldämpferplatten hinsichtlich der erzielbaren Dämpfungswirkung analysiert. Abschließend wird zusätzlich ein alternatives partikelbasiertes Dämpfungskonzept vorgestellt, das einige Nachteile der Dämpferplatten überwindet.

## Probekörperdesign

Ein Einblick in das Design des Probekörpers wird in Abbildung 1 gegeben. Das entwickelte T-Profil besteht aus zwei Teilen: dem Statorarm und dem Generatorring. Der Generatorring ist mit Bohrungen versehen, um die Partikeldämpferplatten an verschiedenen Positionen anbringen und testen zu können. Der Probekörper soll dem Realobjekt trotz Labormaßstab in Abmessungen,

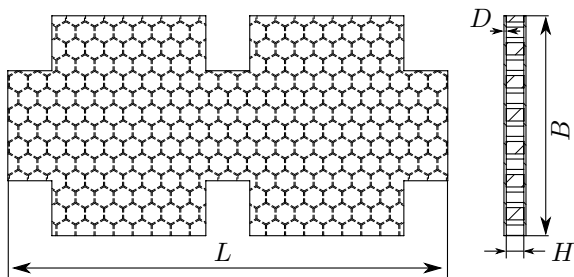
Wandstärken und Verbindungsarten so nah wie möglich kommen. Aus diesem Grund wurden in vorangegangenen Studien [3, 4] intensive Untersuchungen zu möglichen Geometrien und deren resultierenden Modal- und Festigkeitsverhalten angestellt. Darüber hinaus soll der Partikeldämpfer so erprobt werden, wie er auch später eingesetzt werden soll. Für die Untersuchung verschiedener partikelgefüllter Strukturen ist eine Schraubenverbindung vorteilhaft. Die partikelgefüllten Strukturen sind als Gitterplatten/Wabenplatten vorgesehen (siehe Abbildung 2) und sind mit jeweils sechs Schraubenlöchern versehen. Im Bereich der Schrauben wird Vollmaterial anstatt der Gitterstrukturen verwendet, um die Tragfähigkeit sicherzustellen. Der Fokus bei der Entwicklung der Probekörpergesamtstruktur lag auch darauf, die Partikeldämpfer problemlos tauschen und entfernen zu können. Die den Statorarm und den Generatorring repräsentierenden Teile können für alle Messungen wiederverwendet werden. Im vorliegenden Fall soll mit Hilfe der Dämp-



**Abbildung 1:** Links: Probekörper für Laboruntersuchungen, Rechts: Stator einer kommerziellen Windenergieanlage [5].

ferungsplatten die Übertragung der Schwingung, die sich im Generatorring ausbreitet, auf den Statorarm reduziert werden. Es geht also um eine Abschwächung der Transmission. Die Schwingung des Generatorrings sowie dessen direkte Abstrahlung wird als weniger wichtig eingeschätzt. In den wiederverwendbaren Strukturen sind zusätzliche Bohrungen vorgesehen, um die Dämpferplatten auch außerhalb des Lastpfades an verschiedenen Stellen (einzeln und gleichzeitig) positionieren zu können. Auf diesem Wege soll die Vermutung überprüft werden, dass eine Positionierung im Lastpfad hinsichtlich der definier-

ten Zielgröße vorteilhaft ist. Es sollen verschiedene Einschicht (SU)- und Mehrschichtverbunde (MU) von Partikeldämpferplatten untersucht werden. Die Mehrschichtverbunde werden dabei aus mehreren Dämpferplatten zusammengesetzt, die bereits für die Einschichtverbunduntersuchungen verwendet wurden, um den Herstellungsaufwand zu reduzieren. Als Referenz für alle Konfigurationen dient der identische Aufbau ohne Partikeldämpfer. Zielgröße ist, wie bereits erwähnt, die Reduzierung des übertragenen Körperschalls vom Generatorring in den Statorarm.



**Abbildung 2:** Dämpfungsplattendesign mit Länge  $L$ , Breite  $B$  und Wabenhöhe  $H$ . Die Wandstärke der Waben ist identisch zur Dicke der Deckschichten  $D$ .

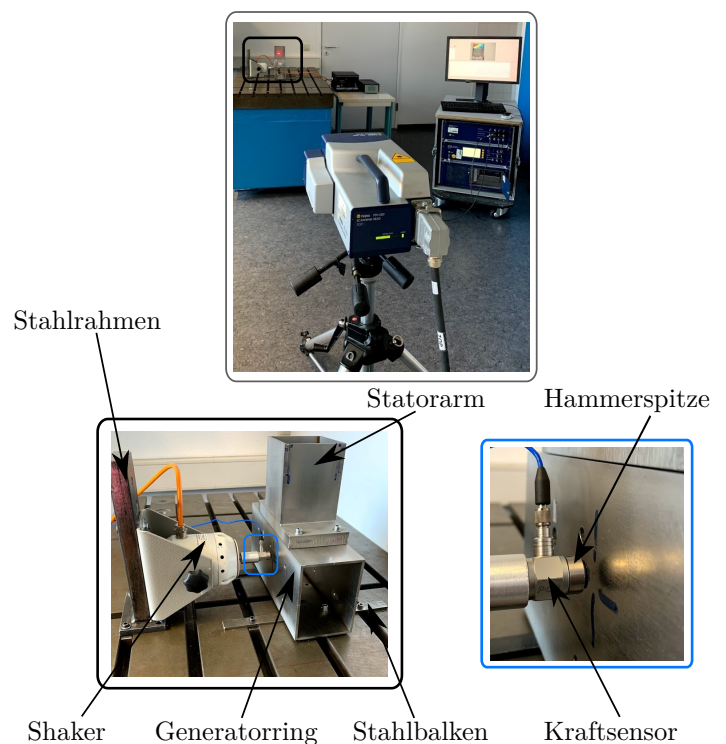
## Versuchsaufbau

Der Prüfstands-aufbau für die Untersuchungen ist in Abbildung 3 dargestellt. Zur Ermittlung der Schwingungsamplituden wird ein Laser-Scanning-Vibrometer verwendet, das senkrecht zur Messebene ausgerichtet wird, um die Oberflächengeschwindigkeit in Normalenrichtung zu erfassen, die als Bewertungsgröße herangezogen wird. Die verwendete Messmethode beruht auf dem Doppler-Effekt und ermöglicht eine berührungslose Messung des Schwingungsverhaltens. Der Generatorring ist mit Hilfe von zwei rechteckigen flachen Lagerungsbalken aus Stahl auf dem Labormesstisch festgeschraubt. Diese Lagerungsart ist besonders geeignet, um den Generatorring bestmöglich zu fixieren und ihm dennoch relative große Schwingungsmöglichkeiten einzuräumen. Das Anregungssignal wird mittels der Kraftmessdose hinter der Hammerspitze aufgezeichnet und im Anschluss für die Bestimmung der Übertragungsfunktion der Schwingungsantwort (in  $m/s$  pro  $N$ ) verwendet, die anschließend zur Auswertung noch in die  $dB$ -Skala überführt wird. Der elektrodynamische Schwingungserreger ist an einem separaten Stahlrahmen befestigt. Der Anregungspunkt am Generatorring bleibt für alle Messungen identisch. Abhängig von der Spitze des Impulshammers können unterschiedliche Anregungsspektren erzeugt werden, die sich vorrangig in der maximal angeregten Frequenz unterscheiden. Für die impulsartige Anregung wurde ein Halbsinus verwendet.

Vor Beginn der Messkampagne wurde mit dem Referenzprobekörper eine intensive Parameterstudie durchgeführt. Als Resultat haben sich die nachfolgend beschriebenen Spezifikationen ergeben. Es wurde ein Tiefpass mit einer Eckfrequenz von 1000 Hz eingesetzt. Außerdem wurde mit einer Abtastfrequenz von 51,2 kHz und 12800 FFT-Linien sowie einer Hann-Fensterfunktion ge-

arbeitet. Weiterhin handelt es sich bei den Ergebnissen um gemittelte Werte, die aus jeweils sechs Messungen pro Messpunkt resultieren, um die auftretenden Rauscheffekte zu verringern. Die Fixierung der Schrauben ist mittels eines Drehmomentschlüssels umgesetzt worden, um somit die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse zu gewährleisten.

Insgesamt wurden am Prüfstand elf verschiedene Konfigurationen vermessen, wovon exemplarisch einige in Abbildung 4 dargestellt sind. Es wurden verschiedene Einschicht- und Mehrschichtverbunde von Partikeldämpferplatten untersucht. Es wurden vier verschiedene Materialien (Sand, Steinmehl, Gummigranulat und Wolfram) und zwei unterschiedliche Füllgrade (FG1 und 0.5 FG1) untersucht. Eine Dämpfungsplatte besteht aus drei Teilen: der unteren und oberen Deckschicht sowie dem Honigwabenkern, die mittels Klebstoff verbunden werden.

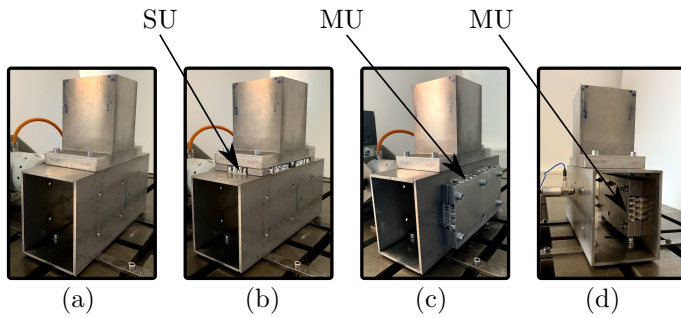


**Abbildung 3:** Prüfstand zur Schwingungsmessung mittels Laser-Scanning-Vibrometrie.

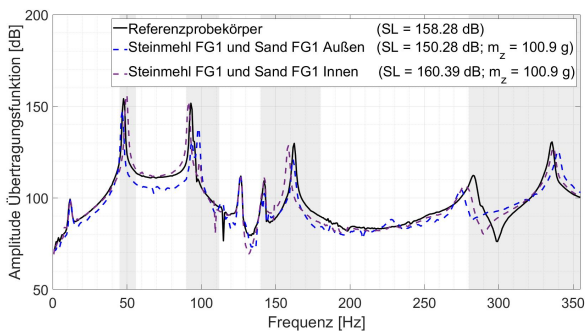
## Ergebnisse

Im Folgenden werden exemplarisch ausschließlich die Ergebnisse der besten Konfigurationen vorgestellt, die im Frequenzbereich 0-300 Hz die größte Reduktion der Schwingungsamplituden aufweist. Die Frequenzbereich wird bis 300 Hz gewählt, um das Verhalten der originalen skalierten Windkraftanlage zu imitieren. Zu Vergleichszwecken wird das Ergebnis der gleichen Kombination für eine andere Positionierung gegenübergestellt.

In Abbildung 5 sind die über alle Messpunkte gemittelten Antwortspektren des Referenzprobekörpers und von zwei verschiedenen Mehrschichtverbundkonfigurationen gegenübergestellt. Der grau hinterlegte Bereich in den



**Abbildung 4:** Untersuchte Dämpfungsplattenpositionen und -kombinationen: (a) Referenzprobekörper, (b) Dämpfungsplatte im Lastpfad, (c) Mehrschichtverbundkonfigurationen auf der Außenseite des Generatorrings, (d) Mehrschichtverbundkonfiguration auf der Innenseite des Generatorrings

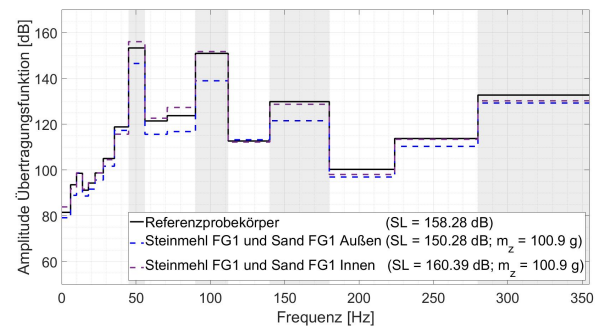


**Abbildung 5:** Vergleich der Übertragungsfunktionen und der Summenpegel (SL) vom Referenzprobekörper und zwei verschiedenen Mehrschichtverbundkonfigurationen.

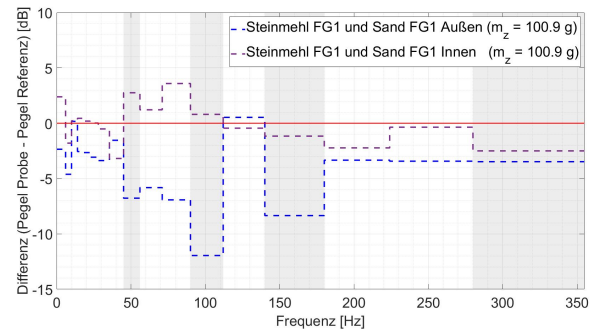
Abbildungen 5, 6 und 7 stellt den Frequenzbereich der jeweiligen Terz dar, in deren Bereich die höchsten Peaks im Schmalbandspektrum des Referenzprobekörpers auftreten. Die Abszisse in Abbildung 5 zeigt den Frequenzbereich von 0 bis 355 Hz und die logarithmisch aufgeteilte Ordinate den Betrag der Übertragungsfunktion in Dezibel. Im Frequenzspektrum sind acht Peaks erkennbar. Die größten zwei Peaks sind bei etwa 50 Hz und 95 Hz zu verzeichnen, die nächstgrößten bei etwa 165 Hz und 335 Hz. Es ist deutlich zu erkennen, dass das Antwortspektrum des Probekörpers mit zwei übereinander geschichteten Dämpfungsplatten (mit den Füllmaterialien Steinmehl und Sand mit jeweils einem Füllgrad von FG1) an der Außenseite des Generatorrings (dunkelblau gestrichelte Linie) nahezu im gesamten betrachteten Frequenzbereich deutlich unter dem Spektrum des Referenzprobekörpers ohne Partikeldämpfer liegt. Im Gegensatz dazu zeigt derselbe Mehrschichtverbund an der Innenseite des Generatorrings sogar eine leichte Verschlechterung bei den ersten beiden Peaks und im Summenpegel im Vergleich zur Referenzkonfiguration. Die Summenpegel (SL) sind in den Legenden zu finden.

Abbildung 6 veranschaulicht die oben genannten Ergebnisse in der Darstellungsform eines Terzbandes, um die Unterschiede zwischen den Konfigurationen leichter erfassen zu können. Die Bandgrenzen und die Mittelfrequenzen der Terzen sind in der Norm DIN 45652 festgelegt. In der Abbildung 7 sind die Differenzen der Terz-

pegel im Vergleich zum Referenzprobekörper dargestellt. Der Bereich oberhalb der roten Linie stellt eine Erhöhung der Amplitude und somit eine negative Auswirkung dar. Die Zweischichtkonfiguration an der Außenseite des Generatorrings zeigt eine Reduktion von bis zu 12 dB.



**Abbildung 6:** Übertragungsfunktionen in Terzpegeldarstellung vom Referenzprobekörper und zwei verschiedenen Mehrschichtverbundkonfigurationen.

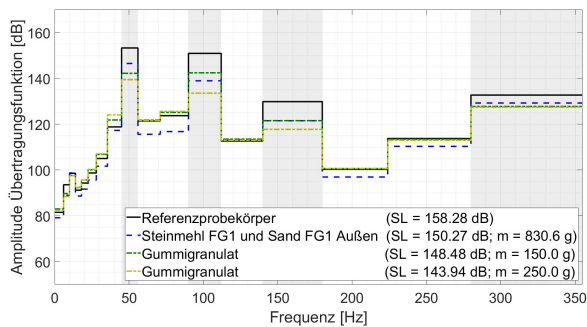


**Abbildung 7:** Differenz der Terzpegel der gemessenen Konfiguration im Vergleich zum Referenzprobekörper ohne Dämpfungsplatte

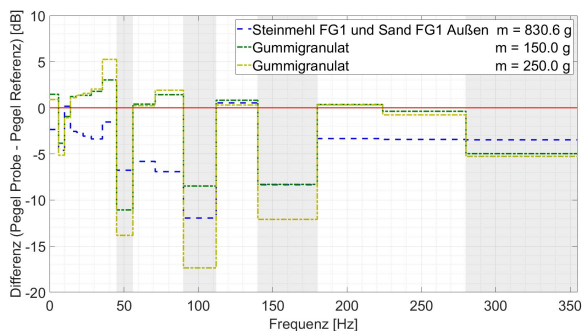
Die Ergebnisse zeigen, dass das Konzept zu eindrucksvollen Reduktionen der auftretenden Schwingungsamplituden führen kann, aber sie zeigen auch, dass die Positionierung dabei eine sehr große Rolle spielt und über Erfolg und Misserfolg entscheiden kann. Eine adäquate Auslegung und folglich eine Anpassung auf das jeweilig vorliegende Gesamtsystem bzw. den jeweiligen Anwendungsfall ist zwingend erforderlich.

Natürlich ist im Rahmen passiver Maßnahmen auch immer die eingesetzte Zusatzmasse von großem Interesse. Deshalb ist in den Legenden immer die Masse des Füllmaterials ( $m_z$ ) mit angegeben. Hinzu kommt dann natürlich jeweils noch die Masse der leeren Wabe, zusätzliche Schrauben, ggf. Unterlegscheiben und Deckbleche, Muttern und die Abstandshalter. Der in den vorherigen Abbildungen analysierte Mehrschichtverbund verursacht insgesamt eine Zusatzmasse von 830,6 g und wovon lediglich 100 g auf das Füllmaterial entfallen. Das Granulat ist allerdings die Kernkomponente des dissipativen Effektes, der ausgenutzt werden soll. Aus diesem Grund wurde ein alternatives Konzept entwickelt, was den Statorarm selbst als Kavität nutzt, die befüllt werden kann. Ziel war es, die Zusatzmasse der nicht-granularen Komponenten

des Dämpferkonzeptes zu minimieren, um somit wiederum mehr Füllmasse einsetzen zu können. Das alternative Konzept hat zudem viele weitere praktische Vorteile: Es vereinfacht die Fertigung und stellt keine neuen Herausforderungen hinsichtlich der Zuverlässigkeit und Bauteilsicherheit dar, da beispielsweise keine Dämpferplatten in den Lastpfad eingebracht werden müssen (siehe Abbildung 4(b)) und somit zum Versagen der Struktur führen könnten. Es gibt natürlich viele Designmöglichkeiten für dieses Konzept. In Abbildung 8 und 9 ist ein exemplarisches Ergebnis dargestellt, das zeigt, dass das alternative Konzept sogar eine stärkere Reduktion des Schalls erreicht als die beste Dämpferplattenkonfiguration.



**Abbildung 8:** Vergleich der Übertragungsfunktionen und der Summenpegel (SL) vom Dämpfungsplattenkonzept mit dem alternativen Konzept.



**Abbildung 9:** Differenz der Terzpegel der gemessenen Konfiguration aus Abbildung 8.

In der Legende von Abbildung 8 und 9 ist außerdem zu erkennen, dass dafür wesentlich weniger zusätzliche Gesamtmasse  $m$  eingebracht werden muss. Alle soeben genannten Aspekte sprechen eindeutig für das alternative Konzept, dessen Potential durch weiterführende Studien noch besser ausgeschöpft werden soll.

## Zusammenfassung

Im Beitrag wurde ein Konzept zur Schwingungsdämpfung präsentiert, das die vorteilhaften Dämpfungseigenschaften granularer Materialien ausnutzt. Die Zweischichtkonfiguration an der Außenseite des Generatorrings ist im gesamten Frequenzbereich die beste Konfiguration. Das entwickelte Dämpfungsplattenkonzept erreicht mit einer Zusatzmasse von 10% eine Schwingungsreduktion von maximal 12 dB. Mit dem Ziel verbesser-

ter Dämpfung und Praxistauglichkeit wurde ein alternatives Konzept entwickelt, das die bestehenden Strukturen selbst als Kavität nutzt, die befüllt werden können, anstatt neue zu applizieren bzw. integrieren. Das entwickelte alternative Konzept erreicht mit deutlich weniger Zusatzmasse eine Pegelreduktion von bis zu 17 dB. In Anlehnung an dieser Erfahrungen wurden auch verschiedene partikelbasierte Dämpfungskonzepte für Rotorblätter einer Windenergieanlage entwickelt, die ebenfalls beeindruckende Pegelreduktionen zeigen [6]. In den nächsten Studien wird der Fokus auf intensiven Untersuchungen zu den Füllmaterialien selbst sowie Mischungen liegen.

## Danksagung

Die Autoren bedanken sich für die Förderung der Arbeiten im Rahmen des Verbundprojektes "DampedWEA - Innovative Konzepte zur Schwingungs- und Geräuschreduktion getriebeloser Windenergieanlagen", das mit Geldern des Bundesministerium für Wirtschaft und Energie gefördert wird. Darüber hinaus möchten wir unseren Projektpartnern vom Fraunhofer-Institut für Fertigungstechnik und Angewandte Materialforschung (IFAM) für die Herstellung der Probekörper danken.

## Literatur

- [1] Duvigneau, F.; Koch, S.; Woschke, E.; Gabbert, U.: An effective vibration reduction concept for automotive applications based on granular-filled cavities. *Journal of Vibration and Control* (2018), 1605-1614
- [2] Koch, S.; Duvigneau, F.; Orszulik, R.; Gabbert, U.; Woschke, E.: Partial filling of a honeycomb structure by granular materials for vibration and noise reduction. *Journal of Sound and Vibration* (2017), 30-40
- [3] Prasad, B.B.; Duvigneau, F.; Juhre, D.; Woschke, E.: Design of test specimen for wind turbines to evaluate passive vibration reduction concepts based on granular materials. *Proceedings of the 46. Deutsche Jahrestagung für Akustik, Hannover, Germany, Hannover, Germany, 16 - 19 March 2020.*
- [4] Prasad, B.B.; Duvigneau, F.; Woschke, E.; Juhre, D.: Wind turbine blade and generator test specimen for evaluating a passive vibration reduction concept based on granular materials. *Proceedings of ISMA 2020 - International Conference on Noise and Vibration Engineering and USD 2020 - International Conference on Uncertainty in Structural Dynamics, Leuven, Belgium, 7 - 9 September 2020.*
- [5] Chong, Y.C.: Thermal analysis and air flow modelling of electrical machines. Doctor of Philosophy, The University of Edinburgh, Edinburgh, Scotland, 2015.
- [6] Prasad, B.B.; Duvigneau, F.; Juhre, D.; Woschke, E.: Experimental study of particle dampers applied to wind turbine blades to reduce low-frequency sound emission. *Proceedings of 50th International Congress and Exposition on Noise and Control Engineering, Washington D.C., USA, 1 - 5 August 2021.*