



Institut für Thermische Turbomaschinen
und Maschinendynamik



Weinzerl Martin

Numerische Berechnung der Wickelkopfschwingungen eines Hydrogenerators

Diplomarbeit zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom – Ingenieur

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Studienrichtung Wirtschaftsingenieurwesen – Maschinenbau

Betreuer: Dipl.-Ing. Dr. techn. Andreas Marn

Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik

Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Franz Heitmeir

Graz, September 2012

Deutsche Fassung:

Beschluss der Curricula – Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008

Genehmigung des Senates am 1.12.2008

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtliche und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, am 10.09.2012

Martin Weinzerl

Vorwort

Für die Betreuung an der Technischen Universität Graz und für die Bereitstellung der Diplomarbeit am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik möchte ich mich besonders bei meinen beiden Betreuern Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Andreas Marn und Herrn Dipl.-Ing. Bernd Schlegl für die große fachliche Unterstützung bedanken.

Mein größter Dank gebührt natürlich meinen Eltern Alfred und Angela, die mir es überhaupt ermöglicht haben mein Studium an der TU Graz zu absolvieren. Wo es ging unterstützten sie mich und standen mir mit Rat und Tat zur Seite. Danke auch an meine Freunde die mir in so manchen schwierigen Tagen moralischen Beistand gegeben und mich wieder gestärkt haben.

Danke.

Martin Weinzerl

Nomenklatur

Abkürzungen und Indizes

G	Generator
T	Turbine
P	Pumpe
Q	Wasserdurchfluss, orthotrope Matrix, elektrische Ladung
M	Masse, Motor
EG	Erdgeschoss
TG	Tiefgeschoss
N	Nordpol
S	Südpol
GWh	Gigawattstunde
DOF	Freiheitsgrade (Degrees of Freedom)
PCG	Preconditioned Conjugate Gradient
JCG	Jacobi Conjugate Gradient
GB	Gigabyte
CAD	Rechnerunterstütztes Zeichnen (computer-aided design)
CAE	Rechnergestützte Entwicklung (computer-aided engineering)
FE	Finite Elemente
CFD	Numerische Strömungsmechanik (computational fluid dynamics)
CAM	Rechnerunterstützte Fertigung (computer-aided manufacturing)
NC	Numerische Steuerung (numerical control)
HGW	Hartgewebe
1,2,3	Hauptachsenrichtungen
MVA	Megavoltampere (SI- Einheit der Scheinleistung)

PJ	Petajoule
A	Matrix
R	Dreiecksmatrix

Griechisch

ω	$\frac{rad}{s}$	Eigenkreisfrequenz, Kreisfrequenz, Winkelgeschwindigkeit
Ω	$\frac{rad}{s}$	Erregerfrequenz
$\dot{\varphi}$	$\frac{rad}{s}$	Winkelgeschwindigkeit
$\ddot{\varphi}$	$\frac{rad}{s^2}$	Winkelbeschleunigung
λ		Eigenwert
β	rad	Winkel
α_0	°	Eingriffswinkel
φ_0	rad	Nullphasenwinkel
φ	rad	Laufvariable
Ψ, φ, α	rad	Phasenwinkel
η		Frequenzverhältnis
κ		Schubbeiwert
θ	kgm ²	Massenträgheitsmoment
ϑ		Querdehnzahl
γ		Scherrung
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte

Symbol

x		Zustandsgröße, Weg
\dot{x}, \vec{v}	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit
\ddot{x}	$\frac{m}{s^2}$	Beschleunigung
$\{\dot{x}\}$		Geschwindigkeitsvektor
$\{\ddot{x}\}$		Beschleunigungsvektor
$[M]$		Massenmatrix
$[K]$		Steifigkeitsmatrix
$\{\varphi\}_i$		Eigenvektor als Vertreter der Eigenform der i-ten Eigenfrequenz
t	s	Zeit
T	s	Schwingungsdauer
f	Hz	Frequenz, Eigenfrequenz
c	$\frac{N}{m}$	Federsteifigkeit
m	kg	Masse
B	$\frac{Vs}{m} = T(esla)$	Magnetische Flußdichte
g	$\frac{m}{s^2}$	Erdbeschleunigung; 9.81 m/s
p		Anzahl der Pole
d	m	Durchmesser
Θ, J	kgm ²	Massenträgheitsmoment

Θ	A	Durchflutung
I	A	Strom
I	mm^4	Flächenträgheitsmoment
G	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Schubmodul
I_p	mm^4	Polares Flächenträgheitsmoment
E	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Elastizitätsmodul
σ	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Normalspannung
τ	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Schubspannung
ε		Dehnung
A	m^2	Fläche
α	$\frac{1}{K}$	Wärmeausdehnungskoeffizient
T_m	K	Mittlere Temperaturdifferenz
Θ	$\frac{K}{m}$	Temperaturmoment
A_S	m^2	Spannungsquerschnitt
Re	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Streckgrenze
Rm	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Zugfestigkeit
ΔL	m	Längenänderung
L	m	Länge
n	Umdrehung/min	Drehzahl

\vec{F}_L	N	Lorentzkraft
Φ	Wb	magnetischer Fluss
\vec{E}	$\frac{V}{m}$	elektrische Feldstärke
e	V	Umlaufspannung
u_i	V	induzierte Spannung

Zusammenfassung

Meine Diplomarbeit befasst sich mit der Modalanalyse des Wickelkopfes eines Hydrogenerators. Im Zuge eines Projektes am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik wird ein komplexer Wickelkopf für die Schwingungsberechnung so modelliert, dass es wirtschaftlich möglich ist die Berechnungen schon während der Entwicklungsphase zu realisieren. Die Modalanalyse, also das Berechnen der Eigenfrequenzen und der Eigenformen einer Struktur, ist bei einem so komplexen Aufbau eine schwierige Aufgabe und verschlingt Unmengen an Zeit. Das dynamische Verhalten des Wickelkopfes bzw. die Eigenfrequenzen und Eigenformen zu kennen, ist von großer Bedeutung. Durch Berechnung und Simulation dieser Eigenfrequenzen kann man die Struktur des Wickelkopfes so gestalten, dass die Frequenzen des umlaufenden Kraftfeldes nicht mit den Eigenfrequenzen des Wickelkopfes zusammen fallen.

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Berechnung eines vereinfachten vollständigen Modells des Wickelkopfes eines Hydrogenerators mit isotropen Werkstoffverhalten, um das parametrisierte Modell bzw. das FE-Tool von Herrn Dipl. Ing. Bernd Schlegl evaluieren zu können.

Im ersten Schritt wird das von der Firma Andritz Hydro GmbH zur Verfügung gestellte Modell für die Modalanalyse vorbereitet. Die Baugruppe wurde mit Hilfe eines CAD Programms erweitert und in ein brauchbares Format konvertiert. Die Erweiterung beschränkte sich auf die Konstruktion von fehlenden Bauteilen, wie z.B. den Distanzstücken und der Vereinfachung der Stator- Stäbe, da diese aus mehreren Schichten aufgebaut und nicht für den isotropen Berechnungsfall geeignet waren.

In ANSYS Workbench wurde das Modell aus dem CAD Programm implementiert und für die Modalanalyse aufbereitet. Das Vernetzen der Bauteile wurde zuerst mit einer Netzkonvergenzstudie evaluiert und die Ergebnisse direkt in das Modell überführt. Die Ermittlung der Kontaktbedingungen stellte eine große Herausforderung dar und musste teilweise entgegen dem Originalzustand modelliert werden. Um die Modalanalysen durchführen zu können mussten auch die Randbedingungen für ANSYS Workbench abgeändert und modelliert werden. Die Definition und die Wahl dieser Bedingungen war einer der zeitaufwendigsten Aufgaben.

Um auch die geringsten Einflüsse verschiedener Bauteile auf den Wickelkopf zu untersuchen wurden die Modalanalysen systematisch von den Stäben bis zur kompletten Baugruppe durchgerechnet. Die Wahl eines geeigneten Solver und die Lösungseinstellungen wurden bei den Analysen immer auf das bestmögliche Ergebnis hin abgestimmt.

Abstract

The present diploma thesis deals with the modal analysis of the end windings of a hydro-generator. As part of a project at the Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics the complex end winding will be modeled for vibration analysis, so that it is economically feasible to implement the calculations during the development phase. The modal analysis, thus calculating the natural frequencies and mode shapes of a structure, in such a complex structures a very difficult task and consumes vast amounts of time. To know the dynamic behavior of the end windings and the natural frequencies and mode shapes is very important. By calculating and simulating these natural frequencies the structure of the end windings can be designed, so that the frequencies of the circumferential travelling force field do not coincide with the natural frequencies of the end windings.

This work deals with the computation of a simplified model of the end windings of a hydro-generator with isotropic material behavior, in order to evaluate the parameterized model and the FE-tool developed by Dipl. Ing. Bernd Schlegl. In the first step the provided model from Andritz Hydro GmbH will be prepared for the modal analysis. The assembly was expanded by the use of a CAD program and converted into a useable format. The extension was limited to the construction of missing components, such as the space brackets and the simplification of the stator bars, because they were composed of several layers and were not suitable for the case of isotropic calculating.

In ANSYS Workbench the model was implemented in the CAD program and prepared for the modal analysis. The meshing of the components was first evaluated with a convergence study and the results were directly transferred into the meshing model. The determination of the contact conditions were a great challenge and had to be partially modeled against the original. In order to perform the modal analysis the boundary conditions had to be changed and modeled for ANSYS Workbench. The definition of these terms and the election was one of the most time-consuming tasks.

To investigate the effects of various components on the end winding, the modal analyses were calculated systematically from the stator bars to the complete assembly. The choice of an appropriate solver settings and the solution settings in the analyses were always adjusted for the best possible result.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	II
Nomenklatur	III
Zusammenfassung.....	VIII
Abstract	IX
Inhaltsverzeichnis.....	X
1 Einleitung.....	12
1.1 Wasserkraftwerke.....	13
1.2 Allgemeine Beschreibung des Generators.....	16
1.3 Ziel der Arbeit	24
2 Theoretische Grundlagen	25
2.1 Modalanalyse in ANSYS Workbench v13	25
3 Verwendete Software.....	31
3.1 Pro/Engineer Wildfire 5 bzw. Creo Parametric.....	31
3.2 ANSYS Workbench v13	31
4 Modell.....	33
4.1 Grundaufbau	33
4.2 Messungsauswertung des Ersatzblocks.....	39
4.3 Netzkonvergenzstudie	45
4.4 Netzmodelle.....	49
4.5 Kontaktbedingungen	57
4.6 Randbedingungen	60
5 Modalanalysen des Wickelkopfes	64
5.1 Analyse 1.....	64
5.2 Analyse 2.....	68
5.3 Analyse 3.....	72

5.4	Analyse 4.....	77
5.5	Analyse 5.....	80
5.6	Analyse 6.....	86
6	Evaluierung mit ANSYS Classic.....	90
7	Ausblick.....	92
8	Abbildungsverzeichnis.....	93
9	Literaturverzeichnis.....	96

1 Einleitung

Laut einer Untersuchung der Statistik Austria [1] steigt aufgrund des wachsenden Industrie- und Lebensstandards auch der „Primärenergieverbrauch“. 2009 betrug der Gesamtenergieverbrauch in Österreich 2496 PJ, davon ca. 211 PJ elektrische Energie. Alleine in der Steiermark gibt es momentan ca. 20 Groß- Wasserkraftwerke und ca. 420 Klein- Wasserkraftwerke mit einer jährlichen Stromproduktion von ca. 3.300 GWh. Die Energie des Wassers wird mit Hilfe einer der größten und teuersten elektrischen Maschine, dem Generator, in nutzbaren Strom umgewandelt. Der Leistungsbereich eines Generators in Wasserkraftwerken geht über 800 MVA und jeder Generator wird speziell für verschiedene hydrologische Bedingungen ausgelegt. Momentan stehen für diese teuren Spezialanfertigungen die Steigerung der Zuverlässigkeit und die Erhöhung der Lebensdauer im Vordergrund. Effiziente Produktions- und Fertigungsmethoden, Einsatz von hochwertigen Werkstoffen, aber auch der Einsatz von effektiven Methoden zur numerischen Berechnung und Simulation sind für die Umsetzung dieser Ziele erforderlich.

Methoden zur numerischen Berechnung und Simulation benötigt man z.B. zur Identifizierung der Eigenfrequenzen und Eigenformen des Wickelkopfes eines solchen Hydrogenerators. Als Wickelkopf bezeichnet man die kurzgeschlossenen Stator- Stäbe die aus den Stator- Nuten herausragen. Die Stützfestigkeit in diesem Wickelkopf ist konstruktionsbedingt sehr gering und im Vergleich zu anderen Bauteilen des Generators können hier sehr große Schwingungen auftreten. Das im Betrieb erzeugte rotierende elektromagnetische Kraftfeld regt den Wickelkopf zu Schwingungen an und verursacht einen höheren Verschleiß der Stabisolation und zusätzlich akustische Emissionen. Durch den Verschleiß der Stabisolation können Teilentladungen auftreten die bis zum Totalausfall der Maschine führen. Das dynamische Verhalten des Wickelkopfes bzw. die Eigenfrequenzen und Eigenformen zu kennen, ist somit von großer Bedeutung. Durch Berechnung und Simulation dieser Eigenfrequenzen kann man die Struktur des Wickelkopfes so gestalten, dass die Frequenzen des umlaufenden Kraftfeldes nicht bzw. unter Einhaltung eines gewissen Sicherheitsabstandes mit den Eigenfrequenzen des Wickelkopfes zusammen fallen. Auftretende Störfälle wie z.B. Kurzschlüsse oder Fehlsynchronisationen können Spitzenströme hervorrufen, die das 4- bis 15- fache des nominalen Wertes im stationären Betrieb erreichen können. Da die elektro-dynamischen Kräfte, die auf die Stator- Stäbe wirken, mit dem Quadrat des Stroms steigen, können Kräfte auftreten die 16- bis 250 mal größer sind. [2]

Einführend wird in diesem Kapitel kurz auf die momentan im Einsatz befindlichen Wasserkraftwerksformen und auf den technischen Hintergrund des Generators eingegangen. Da

in dieser Arbeit wie schon anfangs erwähnt, Hydrogeneratoren untersucht werden, beschränke ich mich auf die Wasserkraftwerke.

1.1 Wasserkraftwerke

Durch Umwandlung von potentieller oder kinetischer Energie des Wassers in elektrischen Strom, gelingt es einem Wasserkraftwerk, diese Energie für die Menschen nutzbar zu machen. Man unterscheidet hier im Wesentlichen zwischen:

- Laufwasserkraftwerken
- Speicherkraftwerken

In weiterer Folge wird hier speziell auf die Pumpspeicherkraftwerke ein Augenmerk gelegt und näher betrachtet.

Laufwasserkraftwerk

Das Laufkraftwerk oder auch Flusskraftwerk genannt nutzt die potentielle Energie eines aufgestauten Flusslaufs bzw. die kinetische Energie des abfließenden Wassers, um mit Turbine und Generator elektrischen Strom zu gewinnen. Das Schema eines Laufkraftwerkes ist Abbildung 1-1 zu sehen und kann bis zu einer Fallhöhe von 60m realisiert werden.

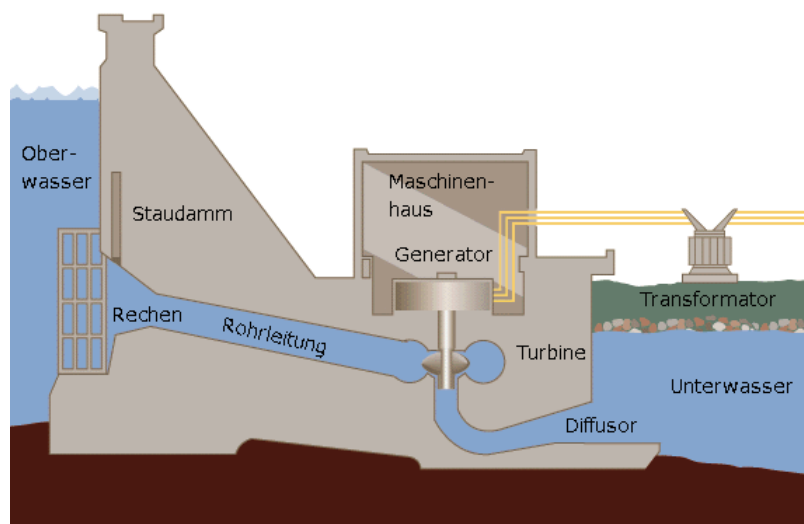


Abbildung 1-1 Schema eines Laufwasserkraftwerks [3]

Das sogenannte Oberwasser wird durch den Staudamm auf möglichst hohem potentielltem Niveau zurück gehalten. Der Rechen sorgt im Allgemeinen dafür, dass keine größeren Teile, wie z.B. Treibholz, in die Rohrleitung zur Turbine gelangen können. Die Fallhöhe zwischen Oberwasser und Unterwasser bestimmen die Leistung und das Arbeitsvermögen des Wasserkraftwerks. Aufgrund der geringen Fallhöhe von 20-25m erzielt man die Leistung hauptsächlich durch die große Durchflussmenge und es werden in der Regel Kaplan- oder Francis-Turbinen als Spiralturbine verbaut. Diese wandelt die Energie der Bewegung des abfließenden Wassers in eine Drehbewegung mit hohem Drehmoment und treibt die Welle des Generators an, der daraus Strom erzeugt. Über einen Transformator kann dann der Strom über weite Strecken ins Netz eingespeist werden. Das aus der Turbine austretende Wasser wird über einen Diffusor in das Unterwasser geleitet. Dieser Diffusor am Austritt der Wasserturbine vergrößert den Wirkungsgrad bei gegebenem Höhenunterschied, kann aber durch das Auftreten von Kavitation kontraproduktiv für die Turbine werden.

Auf die verschiedenen Turbinenbauformen, wie z.B. Spiralturbine, Schachtturbine, Rohrturbine, wird hier nicht näher eingegangen.

Speicherkraftwerk

Im Vergleich zum Laufwasserkraftwerk muss die Energie im Wasser nicht sofort umgewandelt werden, sondern kann zu einem gegebenen Zeitpunkt als Spitzendeckung dienen. Nachfolgend wird eine relevante Variante genauer beschrieben.

Pumpspeicherkraftwerk

Bei einem Pumpspeicherkraftwerk wird durch Ausnutzung von billigem Strom oder durch Netzregulierung Wasser in einen höher gelegenen Speichersee gepumpt. Die Abbildung 1-2 zeigt den prinzipiellen Aufbau und die Funktionsweise. Diese Kraftwerke bieten derzeit als einzige Energieanlage die Möglichkeit, Energie in einer wirtschaftlichen Form zu speichern. Für die Stromerzeugung wird das Wasser aus dem Speicher durch die Turbinenleitung an die Turbine geliefert und treibt diese an. Gesammelt wird das Wasser nach dem Austritt aus der Turbine in einem Ausgleichsbecken, um es für das Hochpumpen bereit zu halten. Herrscht im Stromnetz nun ein Überschuss an elektrischer Leistung wird über die Pumpe das Wasser aus dem Ausgleichsbecken in den Speicher zurück gepumpt und das Wasser bekommt aufgrund des Höhenunterschieds ein höheres potentielltes Niveau, das wiederum für die Turbine benötigt wird. Abhängig ist die Größe der Speicherkapazität grundsätzlich von der speicherbaren Wassermenge bzw. dem nutzbaren Höhenunterschied zwischen Speicher und Turbine. Ausgelegt

sind die Pumpspeicherkraftwerke meist so, dass der Generator 4 bis 8 Stunden unter Volllast Strom produzieren kann. Bei den größten Pumpspeicherkraftwerken kann sogar ein Ausgleich zwischen Sommer und Winter realisiert werden. Der überschüssige Wasserkraftstrom im Sommer wird für das Hochpumpen im Pumpspeicherkraftwerk genutzt und kann in den Wintermonaten die geringe Stromerzeugung der Wasserkraftwerke durch Stromerzeugung ausgleichen.

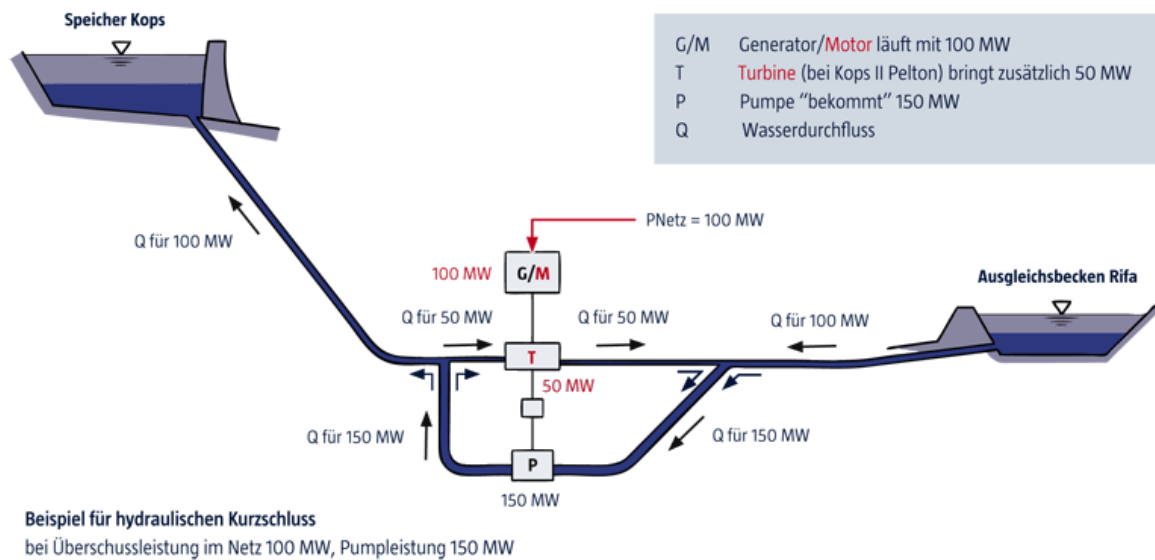


Abbildung 1-2 Prinzipieller Aufbau eines Pumpspeicherkraftwerkes [3]

Einen Schnitt durch ein Pumpspeicherkraftwerk ist in Abbildung 1-3 dargestellt. In der Mitte eines 35 Meter langen Wellenstrangs sitzt der Generator, der am oberen Ende durch eine Pelton-turbine für die Stromerzeugung angetrieben wird. Um nun das Wasser wieder zurück in den Speicher zu pumpen, ist am unteren Ende eine Pumpe angebracht, die im Bedarfsfall mit überschüssiger Energie oder günstigem Nachtstrom vom Generator angetrieben wird. Es gibt natürlich auch Varianten von Pumpspeicherkraftwerken, bei denen durch Drehrichtungsänderung die Turbine vom Turbinenbetrieb in den Pumpbetrieb wechselt. Diese Turbine ist in der Regel eine sogenannte Francis-Turbine. Auf die verschiedenen Bauarten von Turbinen wird hier aber nicht weiter eingegangen.

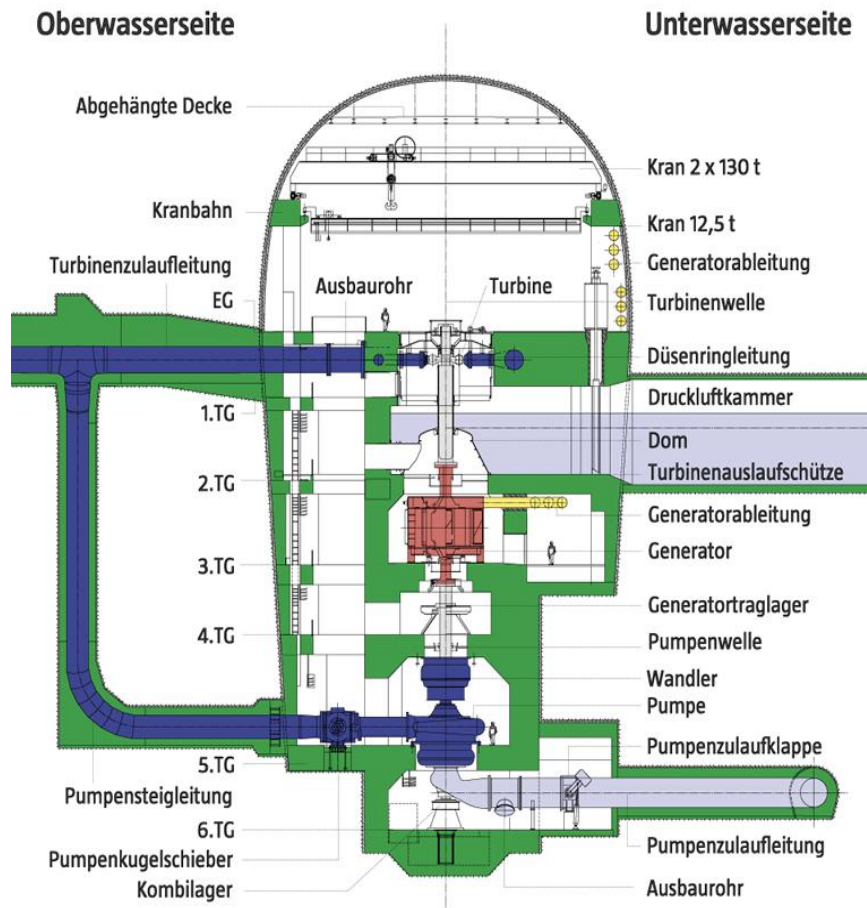


Abbildung 1-3 Aufbau eines österreichischen Pumpspeicherkraftwerks [3]

Egal welche Bauform von Wasserkraftwerk, es ist immer der Generator der für die Stromerzeugung verantwortlich ist. Daher soll im nächsten Kapitel ein typischer Generator näher beschrieben werden.

1.2 Allgemeine Beschreibung des Generators [4]

Eine Maschine, die Bewegungsenergie oder mechanische Energie in elektrische Energie wandelt nennt man elektrischer Generator. Technisch gesehen ist der Generator identisch mit einem Elektromotor, der allerdings umgekehrt, anders als der Generator, elektrische Energie in Bewegungsenergie wandelt. Der Grundstein für den Generator wurde durch die Entdeckung des Prinzips der elektromagnetischen Induktion von Michael Faraday im Jahre 1831 gelegt.

Für das Verständnis des Induktionsgesetzes wird zunächst eine Leiterschleife, die von einem Magnetfeld durchsetzt wird betrachtet. Der magnetische Fluss ist definiert durch die Formel 1-1.

$$\Phi = \int \int_A \vec{B} dA \quad (1-1)$$

Hierbei wird über die magnetische Flussdichte \vec{B} zweimal integriert. Es entsteht nach dem Induktionsgesetz in dieser Schleife bei Flussänderung die Umlaufspannung e , die der induzierten Spannung u_i entgegen gerichtet ist, laut Formel 1-2:

$$e = -\frac{\partial \Phi}{\partial t} = -u_i \quad (1-2)$$

Herbeigeführt werden kann die Flussänderung entweder durch Relativbewegung einer Leiterschleife gegenüber einem zeitlich konstanten Feld (generatorisch) oder in einer relativ zur Feldachse ruhenden Leiterschleife infolge zeitlicher Flussänderung (transformatorisch). Um es auch bildlich darstellen zu können, zeigt die Abbildung 1-4 den generatorischen Fall. Es wird angenommen, dass eine rechteckige Schleife mit den Seiten 1 und 2 drehbar um die Mittelachse in einem homogenen Feld der Induktion B angeordnet ist. Dreht sich die Schleife mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit so gelten die Formeln 1-3 und 1-4:

$$\Phi = B * A * \cos \gamma \quad (1-3)$$

$$u_i = -B * A * \omega * \sin \omega t \quad (1-4)$$

Dies stellt sich natürlich auch ein, wenn die Schleife in ihrer Position feststehen würde und die Flussdichte sich zeitlich nach dem Sinusgesetz ändert. [5]

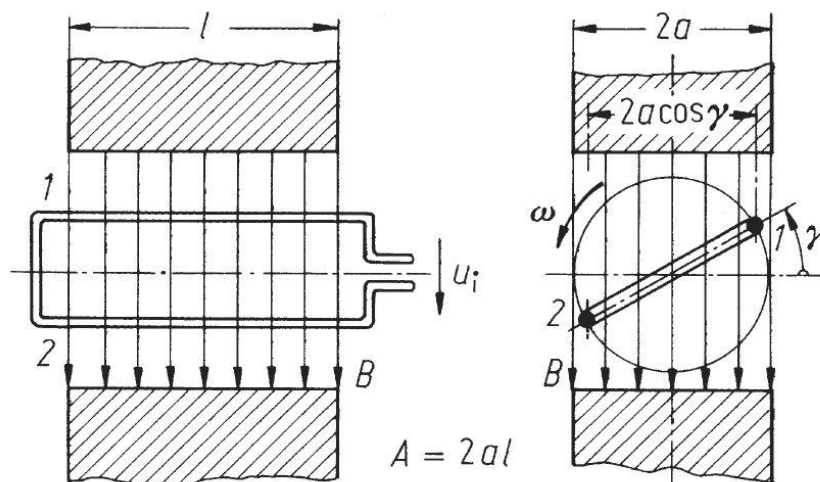


Abbildung 1-4 Zur Erläuterung des Induktionsgesetzes [5]

Im Allgemeinen haben alle elektrischen Generatoren, die mittels elektrischer Induktion arbeiten, das Prinzip mechanische Leistung in elektrische Leistung umzuwandeln gemeinsam. In Form der Drehung einer mechanischen Welle wird dem Generator mechanische Leistung zugeführt. Durch die Lorentzkraft, die auf bewegte elektrische Ladungen wirkt, kommt es zur Umwandlung einer Drehbewegung in elektrischen Strom. Wird ein Leiter senkrecht (quer) zu einem Magnetfeld bewegt, wirkt die Lorentzkraft (Formel 1-5) auf die Ladungen im Leiter in Richtung des Leiters und setzt diese so in Bewegung, siehe Abbildung 1-5.

$$\vec{F}_L = Q * (\vec{v} \times \vec{B}) \quad (1-5)$$

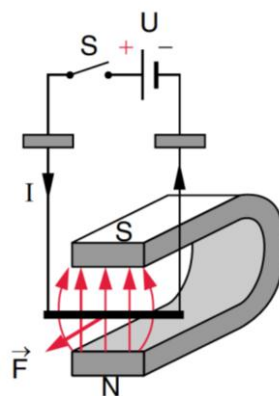


Abbildung 1-5 Lorentzkraft [6]

Zwischen den Enden des Leiters wird eine elektrische Spannung induziert, die aus der Potentialdifferenz der Ladungsverschiebung resultiert. Zur Erhöhung dieser induzierten Spannung werden mehrere Leiter, in Form einer Spule, in Reihe geschaltet. Daraus ergibt sich der Grundaufbau des Generators. Im Inneren des Generators wird der Rotor (Läufer) gegenüber dem feststehenden Stator Gehäuse (Ständer) gedreht. Der Rotor erzeugt nun mit Hilfe eines Dauermagnet oder eines Elektromagnet (Erregerwicklung) ein umlaufendes magnetisches Gleichfeld und dadurch wird in den Leiterwicklungen des Stators die elektrische Spannung induziert.

In großen Drehstrom-Synchronmaschinen besteht der Stator aus einer großen Induktionsspule mit Eisenkern. Zur Vermeidung von Wirbelströmen besteht der Stator in der Regel nicht aus einem massiven Eisenkörper, sondern aus vielen voneinander isolierten Blechlamellen. Auch der in dieser Arbeit berechnete Generator besitzt einen aus Lamellen aufgebauten Stator, in dem die Statorstäbe horizontal und vertikal durch spezielle Einlagen gelagert sind.

Die drehbaren Teile des Generators beschränken sich auf die Lager, den Rotor und dessen Welle über die die mechanische Energie zugeführt wird. Für Dampfkraftanlagen in Kohle- und Kernkraftwerken werden überwiegend schnelllaufende Synchrongeneratoren eingesetzt, die man als Turbogeneratoren oder Vollpolmaschinen (siehe Abbildung 1-8 a)) bezeichnet. Diese haben in der Regel zwei Pole und werden mit einer Turbine angetrieben, die rd. 3000 U/min Drehzahl liefert. Wasserkraftwerke haben eine geringere Drehzahl der Turbine, rd. 100 U/min und es werden Schenkelpolmaschinen (siehe Abbildung 1-8 b)) mit deutlich mehr als vier Polen eingesetzt.

Grobe Einteilung der Generatoren

Die grobe Einteilung der Generatoren unseres Projektpartners Andritz Hydro GmbH ist, in Hinblick auf diese Arbeit über einen Hydrogenerator, in Abbildung 1-6 zu sehen.

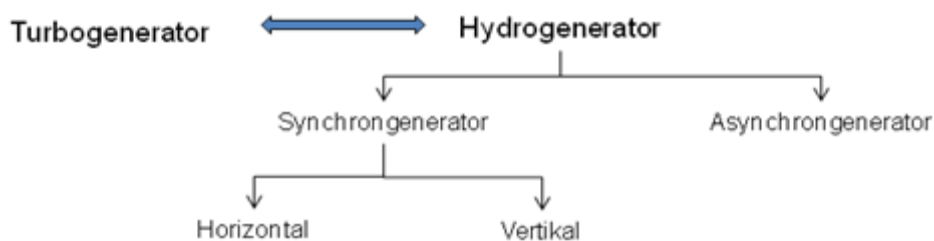


Abbildung 1-6 Einteilung der Hydrogeneratoren [3]

Im Zuge dieser Diplomarbeit wird der langsamlaufende Synchrongenerator näher betrachtet und deswegen auch genauer beschrieben. Da die Andritz Hydro GmbH neben Hydrogeneratoren auch noch Turbogeneratoren entwickelt und fertigt, werden diese auch kurz erwähnt.

Synchrongenerator

Die Drehzahl bei Synchronmaschinen ist von der Frequenz der Wechselspannung f und der Polzahl p abhängig, bzw. zugeordnet. Gemäß der folgenden Formel 1-6 wird die Drehzahl errechnet:

$$n = \frac{60 \cdot f}{p} \quad (1-6)$$

Um eine Synchronmaschine an das Netz schalten zu können, muss sie sich in der Nähe der synchronen Drehzahl befinden und die Phasenfolge muss übereinstimmen. Vor dem Zuschalten

des Generators an das Netz, wird durch eine Grobsynchronisierung der unerregte Rotor in die Nähe des Synchronismus gebracht. Erregung wird erst nach der Netzzuschaltung erzeugt.

Aufbau und Wirkungsweise von Synchronmaschinen [7]

Die Synchronmaschine ist eine Drehfeld bzw. Wechselstrommaschine, die wie schon beschrieben durch ein elektrisches Netz an eine bestimmte Drehzahl gebunden ist. In der Regel wird das Drehfeld im Rotor von gleichstromdurchflossenen Wicklungen aufgebaut, während der Stator meist mehrphasige Wicklungen trägt, die vom Drehfeld induziert werden. Abbildung 1-7 zeigt einen prinzipiellen Aufbau einer Synchronmaschine.

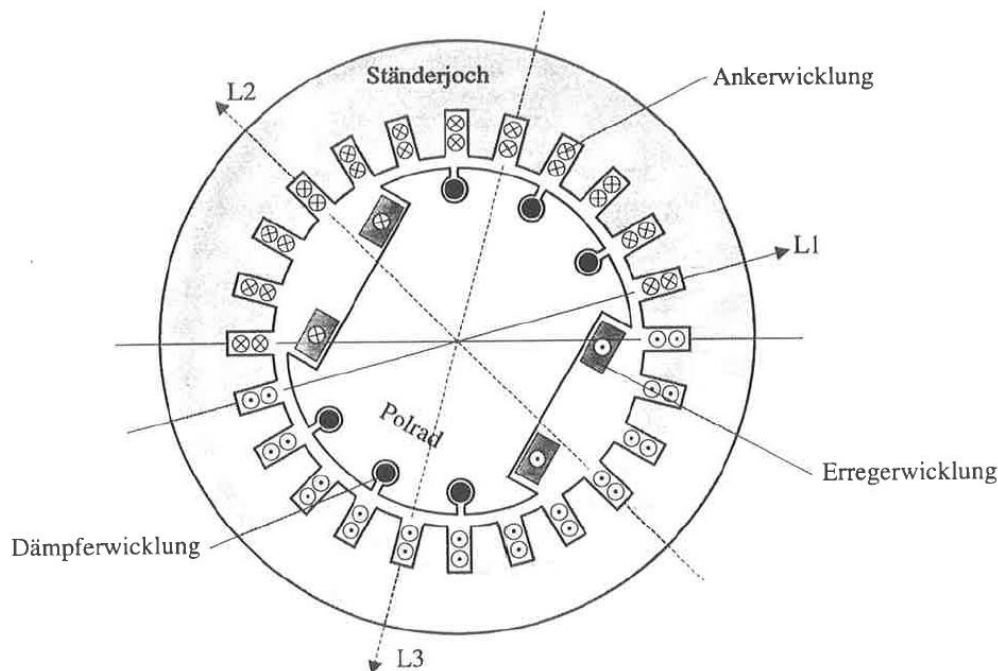


Abbildung 1-7 Prinzipieller Aufbau einer Synchronmaschine [7]

Bei Synchronmaschinen mittlerer und großer Leistung können in Bezug auf den Rotor zwei Ausführungsformen der Innenpoltypen (Erregerwicklung sitzt im Rotor) unterschieden werden. Die Vollpolbauart, die Turbogeneratoren (siehe Abbildung 1-8) kennzeichnet, wird vorzugsweise für hohe Drehzahlen und Leistungen bei Gas- oder Dampfturbinenkraftwerke eingesetzt. Die Maschinenleistung wird allerdings durch die Fliehkräfte des Rotors bzw. durch den maximalen Rotordurchmessers begrenzt. Die Schenkelpolart, siehe Abbildung 1-8 wird für niedrige Drehzahlen im gesamten Leistungsbereich eingesetzt und ist erkennbar an ihren ausgeprägten Polen.

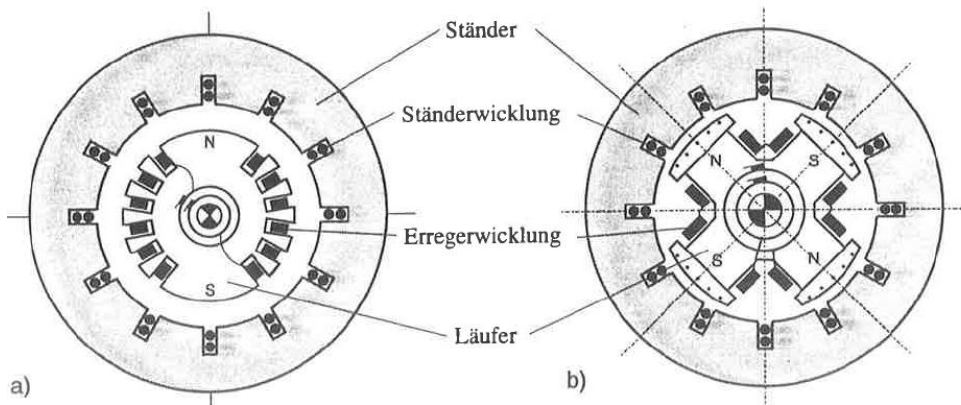


Abbildung 1-8 Schematischer Querschnitt von Vollpol- (a) und Schenkelpol- Synchronmaschine (b) [7]

Die grundlegenden Unterschiede zwischen Vollpol- und Schenkelpol- Synchronmaschine liegen im Aufbau der Erregerwicklung und dem Verlauf der Luftspaltbreite. Die verteilte Einschicht-Erregerwicklung der Vollpolbauart bewirkt einen trapezförmigen Durchflutungsverlauf. Trotz konstanter Luftspaltbreite ergibt sich eine sinus ähnliche Form des Luftspaltflussdichteverlaufs (siehe Abbildung 1-9). Die Charakteristik der Schenkelpolart ist durch die konzentrierte Erregerwicklung ein rechteckiger Durchflutungsverlauf (siehe Abbildung 1-9), der durch die zu den Polrändern hin zunehmende Luftspaltbreite wiederum zu einem ausreichend sinusförmigen Flussdichteverlauf führt.

Wie schon erwähnt, trägt bei der Innenpolmaschine der Läufer die Gleichstrom gespeiste Erregerwicklung. Die Stromspeisung der Erregerwicklung erfolgt meist über Schleifringe. Eine verschleißfreie Lösung wird mit Hilfe von rotierenden Gleichrichtern und transformatorischer Übertragung der Erregerleistung realisiert. Das magnetische Feld, das durch den fließenden Gleichstrom in der Erregerwicklung erzeugt wird, ist zeitlich gesehen konstant und im Raum stillstehend bei ruhendem Läufer. Beginnt sich der Läufer nun zu drehen, so wird mit ihm auch das magnetische Feld der Pole umlaufen. Zeitlich aufeinanderfolgend wird nun dieses umlaufende Feld von den im Ständer liegenden Wicklungen geschnitten, entsprechend ihren räumlichen Abständen von 120° pro Polpaarzahl. In den drei Wicklungsteilen wird in Folge dessen durch Bewegungsinduktion eine zeitlich um 120° verschobene Spannung induziert werden.

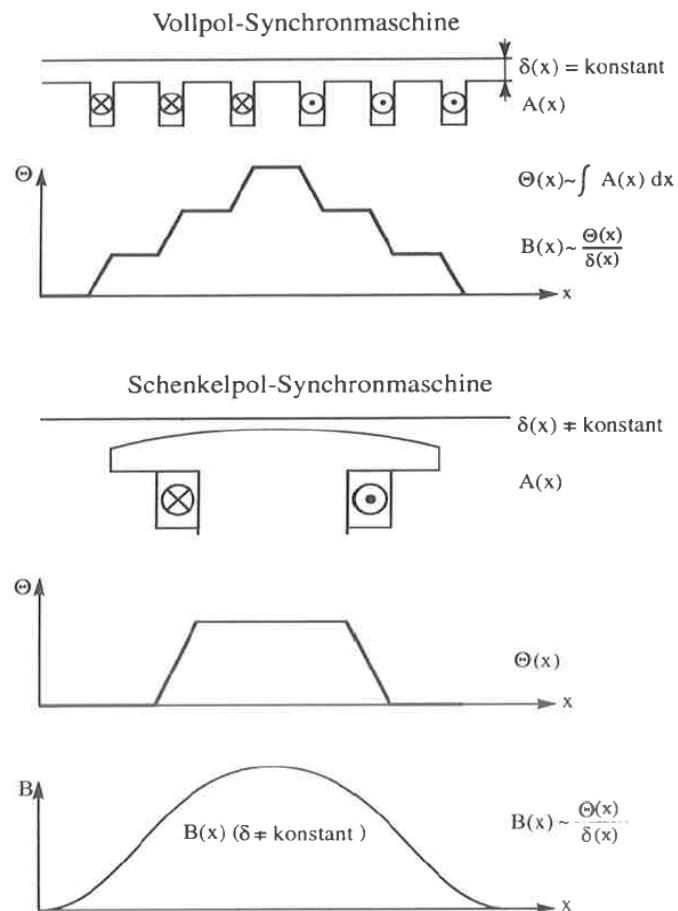


Abbildung 1-9 Durchflutungsverläufe für Vollpol- und Schenkelpol- Synchronmaschine [7]

Außenpolmaschinen, mit der Erregerwicklung im Ständer, werden zumeist für kleinere Leistungen ausgeführt. Notwendig dazu sind drei Schleifringe, die die Drehstromleistung nach außen führen. Wirtschaftlich ist dieser Aufbau bei größeren Leistungen allerdings nicht, da die Drehstromleistung ein Vielfaches der Erregerleistung beträgt. Zusätzlich trägt der Rotor häufig noch eine Käfigwicklung in Form der Dämpferwicklung. Realisiert werden diese Wicklungen bei Schenkelpolmaschinen üblicherweise aus blanken massiven Rundstäben, die axial in die Nuten der Pole eingeschoben und am Ende durch Dämpferringe zu einer Käfigwicklung verbunden werden. Bei Vollpolläufern bestehen die Nutverschleißkeile aus sehr leitfähigem Material und somit kann hier auf besondere Ringverbindungen an den Läuferenden verzichtet werden. Der tangential Stromfluss ist durch den Kontakt der blanken Nutverschleißkeile mit den stählernen Rotorkappen in ausreichendem Maße möglich. Bei unsymmetrischer Belastung übernimmt die Dämpferwicklung die Kompensation der gegenläufigen Durchflutung und bei Drehschwingungen die Dämpfung derselben. Man kann diese Dämpferwicklung der Synchronmaschine auch so groß dimensionieren, sodass ein asynchroner Anlauf möglich ist.

Der Ständer, der in einer Synchronmaschine aus Blechen geschichtet ist, besitzt eingestanzte Nuten die zur Aufnahme der Ständerwicklungen dienen. Meist sind diese Ständerwicklungen aus drei Drehstromwicklungen aufgebaut, die räumlich symmetrisch um 120° pro Polpaar versetzt angeordnet sind. Diese 3-phasigen Maschinen werden in der Überzahl verwendet. Im untersuchten Hydrogenerator sind die Wicklungen im Stator ebenfalls aus drei Drehstromwicklungen aufgebaut und jede Phase kann am schaltseitigen Wickelkopf abgenommen werden. In Abbildung 1-11 sind die Wicklungen in ihrer gesamten Länge zu sehen. Die Wicklungen sind als Statorstäbe ausgeführt und werden in einem der nächsten Kapitel genauer betrachtet. Im Statorbereich befinden sich die Blechlamellen mit den eingestanzten Statornuten in denen die Stäbe in horizontaler und vertikaler Richtung mit speziellen Einlagen gelagert werden und durch eine sogenannte Zunge gesichert werden, siehe Abbildung 1-10.

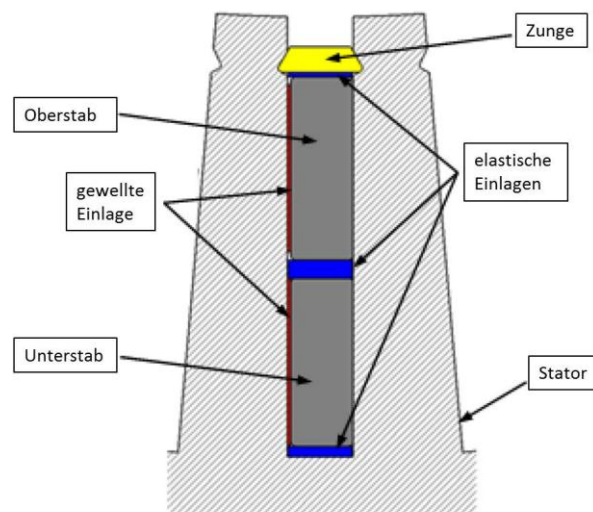


Abbildung 1-10 Statornut Detailansicht

Sobald die Stäbe ihren parallelen Verlauf in den Statornuten verlassen beginnen die Wickelkopfbereiche. Auf der einen Seite befindet sich der schaltseitige Wickelkopf an dem der Strom abgenommen werden kann und auf der gegenüberliegenden Seite haben wir den in dieser Arbeit berechneten nicht schaltseitigen Wickelkopf. In diesen Wickelkopfbereichen werden die Statorstäbe mit Hilfe von Kupferplatten kurzgeschlossen. Die Steifigkeit der kurzgeschlossenen Stäbe alleine würde keine Belastungen vertragen und somit muss viel in die Abstützung dieses Wickelkopfes investiert werden. Von außen werden die Stäbe über Konsolen und Stützringen gesichert und im Inneren sorgt ein Luftführungsring für die nötige Stabilität. Distanzringe zwischen den Ober- und Unterstäben sorgen dafür, dass diese nicht aneinander reiben und sich gegenseitig zerstören können. Für einen Abstand zwischen den einzelnen Ober- bzw. Unterstäben sorgen die

Distanzstücke die mit Hilfe von Bandagen zwischen den Stäben fixiert werden. Der genauen Aufbau wir in einem späteren Kapitel näher betrachtet.

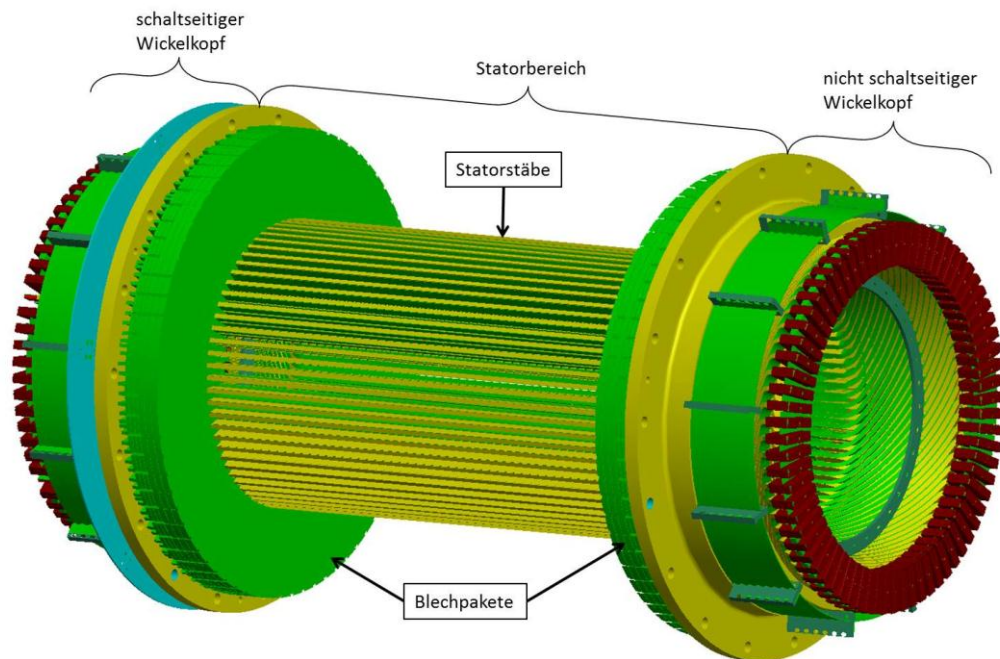


Abbildung 1-11 Aufbau des Stators mit den Statorwicklungen im Modell

1.3 Ziel der Arbeit

Im Zuge eines Projektes in Zusammenarbeit mit der Andritz Hydro GmbH soll ein Wickelkopf mit ANSYS Classic parametrisiert berechnet werden. Diese Berechnung berücksichtigt auch das orthotrope Werkstoffverhalten der Stator- Stäbe und diverser anderer Bauteile und wird mit diversen Messungen evaluiert.

Um diese Berechnung zusätzlich mit einem vereinfachten FE-Modell evaluieren bzw. vergleichen zu können, soll im Zuge dieser Diplomarbeit ein Wickelkopf vollständig aber vereinfacht, mit isotropen Werkstoffverhalten, modelliert werden und mit Hilfe einer Modalanalyse die Eigenfrequenzen und dazugehörigen Eigenformen berechnet werden. Diese vereinfachte Berechnung soll mit ANSYS Workbench durchgeführt werden. Vereinfacht bedeutet hier, dass das Modell nach derzeitigen Stand der Technik aufbereitet wird.

Die Ergebnisse dieser Arbeit dienen auch als eine Schranke für die errechneten Werte des parametrisierten Modells, dessen Ergebnisse zwar idealerweise gleich den Messungen sein sollen, jedoch wie aus der Erfahrung bekannt abweichen werden. Diese Werte sollten nicht „schlechter“ sein, als diejenigen aus der Standardberechnung, die hier durchgeführt wird.

2 Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel wird auf die theoretischen Grundlagen eingegangen, die für das Verständnis dieser Diplomarbeit erforderlich sind und im Zuge der Analyse angewendet wurden.

2.1 Modalanalyse in ANSYS Workbench v13 [8]

Eine numerische Modalanalyse bestimmt das Schwingungsverhalten (Eigenfrequenzen und Eigenformen) einer Struktur oder eines Maschinenteils. Es kann auch als Startpunkt für eine weitere detaillierte, dynamische Analyse, wie z.B. einer Spektralanalyse, dienen. Die Eigenfrequenzen und Formen sind wichtige Parameter bei der Gestaltung einer Struktur für dynamische Belastungen. Sie können auch eine Modalanalyse auf einer vorgespannten Struktur, wie z.B. eine sich drehende Turbinenschaufel, anwenden. Bei der Verwendung von ANSYS ist es wichtig zu wissen, dass die Dämpfung und alle einwirkenden Lasten in einer Modalanalyse ignoriert werden und folgende Annahmen und Einschränkungen gelten:

- Gültig für Struktur- und Fluid-Freiheitsgrade (DOFs). Elektro- und thermische Freiheitsgrade sind in der gekoppelten Field-Modus-Frequenz-Analyse unter Verwendung von strukturellen Freiheitsgraden vorhanden.
- Die Struktur verfügt über konstante Steifigkeit und Masse-Effekte.
- Es gibt keine Dämpfung, es sei denn, der gedämpfte Eigensolver ist ausgewählt.
- Die Struktur hat keine aufgeprägten zeitvarianten Kräfte, Verschiebungen, Drücke oder Temperaturen (freie Schwingung).

Für die Berechnungen wird die Dämpfung aufgrund ihres niedrigen Wertes vollkommen vernachlässigt und somit bietet ANSYS in dieser Hinsicht keine Einschränkung. Die Bewegungsgleichung für ein ungedämpftes System ohne äußere Anregung in Matrixschreibweise ausgedrückt mit den obigen Annahmen ist:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (2-1)$$

$[M]$	Massenmatrix
$[K]$	Steifigkeitsmatrix
$\{x\}$	Verschiebungsvektor
$\{\ddot{x}\}$	Beschleunigungsvektor

Der Vektor $\{x\}$ besteht aus den Verschiebungen der einzelnen Knoten. Als Lösung des Gleichungssystems bietet sich für eine schwingende Verschiebung x eine Kosinus Funktion an.

Für ein lineares System, haben die freien Schwingungen eine harmonische Form:

$$\{x\} = \{\varphi\}_i * \cos(\omega_i t) \quad (2-2)$$

$\{\varphi\}_i$ **Eigenvektor als Vertreter der Eigenform der i-ten Eigenfrequenz**
 ω_i **i-te natürliche Kreisfrequenz (Radiant pro Zeiteinheit)**
 t **Zeit**

Daraus berechnet sich die Verschiebung für jeden Knoten als Kosinus Funktion mit einem Skalierungsfaktor. Für das gesamte Modell bilden diese Skalierungsfaktoren den Eigenvektor $\{\varphi\}$ als Vertreter der Eigenform der i-ten Eigenfrequenz. Setzen wir nun diesen Ansatz in das Gleichungssystem ein, so erhält man folgende Gleichung.

$$(-\omega_i^2 [M] + [K])\{\varphi\}_i = \{0\} \quad (2-3)$$

Diese Gleichheit ist erfüllt, wenn entweder $\{\varphi\}_i = \{0\}$ oder die Determinante von $([K] - \omega^2 [M])$ gleich Null ist. Die erste Option ist die triviale Lösung und nicht von Interesse, somit ergibt die zweite Option die Lösung:

$$|[K] - \omega^2 [M]| = 0 \quad (2-4)$$

Dies ist ein Eigenwertproblem, das gelöst werden kann, bis zu n-Werten von ω^2 und n Eigenvektoren $\{\varphi\}_i$, wobei n die Anzahl der Freiheitsgrade ist. Es liefert uns die Eigenkreisfrequenzen ω_i als Lösung des Gleichungssystems.

Um das Eigenwert Problem zu lösen wird der PCG (Preconditioned Conjugate Gradient) Lanczos Solver eingesetzt. Er verwendet den Lanczos- Algorithmus, um Eigenwerte und Eigenvektoren (Frequenzen und Schwingungsformen) für Modalanalysen zu berechnen. Die Matrix-Faktorisierung und die direkten Lösungen werden durch eine iterative Lösung ersetzt. Der wahre Vorteil des PCG Lanczos-Verfahren stellt sich bei sehr großen Modellen ein, mit in der Regel über eine Million Freiheitsgraden, bei denen Matrix-Faktorisierung und direkte Lösungen langwierig werden können.

Bei der Matrix-Faktorisierung werden die Matrix der Masse und die Matrix der Steifigkeit in Faktoren zerlegt. In unserem Fall würde man für die Lösung des linearen Gleichungssystems die Matrizen mittels Dreieckszerlegung (z.B. Gaußsches Eliminationsverfahrens) oder QR-Zerlegung (z.B. Holdertransformation) faktorisieren. Als Beispiel soll hier die QR-Zerlegung dienen, die die Matrix A in das Produkt zweier anderer Matrizen zerlegt, siehe Formel 2-5.

$$A = Q * R \tag{2-5}$$

Q ist in diesem Fall eine orthogonale Matrix ($QQ^T = I$) und R eine obere Dreiecksmatrix. Für die Lösung des linearen Gleichungssystems $Ax = b$ berechnet man zuerst mit der zerlegten Matrix A die Formel 2-6:

$$z = Q^T b \in \mathbb{R}^n \tag{2-6}$$

Und bekommt die Lösungen durch Rückwärtseinsetzen in die Formel 2-7:

$$Rx = z \tag{2-7}$$

Diese Vorgehensweise muss natürlich für die Berechnungen mit der Massenmatrix und mit der Steifigkeitsmatrix in Einklang durchgeführt werden. Wie schon erwähnt setzt nun der PCG Lanczos Solver auf eine iterative Lösungsmethode und hat den Vorteil, dass die langwierige Faktorisierung der Matrizen weg fällt. Dieses iterative Verfahren ist besonders interessant, da der Fehler monoton fällt und die exakte Lösung spätestens nach m Schritten geliefert wird, wenn gilt $A \in \mathbb{R}^{m \times m}$. Die CG-Verfahren haben alle die gleiche Idee der Lösungsfindung und unterscheiden sich nur durch die Matrixvorbereitung untereinander. Während das PCG-Verfahren zuerst die Matrix symmetrisch vorkonditioniert und mit einer Schätzung für alle Freiheitsgrade beginnt, werden z.B. bei dem JCG-Verfahren bzw. Jacobi-Verfahren die Massenmatrix und die Steifigkeitsmatrix direkt durch eine willkürliche Startbelegung der Freiheitsgrade iteriert.

Der PCG Solver beginnt mit der Element Matrixformulierung. Anstelle der Faktorisierung der globalen Matrix, baut der PCG Solver die volle globale Steifigkeitsmatrix auf und berechnet die Freiheitsgrad-Lösung durch Iteration der Konvergenz (beginnend mit einer Schätzung für alle Freiheitsgrade). Der PCG Solver verwendet einen proprietären Vorkonditionierer, der von Materialeigenschaften und Elementen abhängig ist.

- In der Regel ist er etwa 4- bis 10-mal schneller, für strukturelle Volumen- und Schalenelemente, als der JCG-Solver (Jacobi Conjugate Gradient Solver). Die Zeitersparnis steigt mit der Problemgröße.
- Er erfordert etwa doppelt so viel Speicher wie der JCG-Solver, da er zwei Matrizen in Erinnerung behält:
 - Vorkonditionierermatrix, die fast die gleiche Größe wie die Steifigkeitsmatrix besitzt und

- die symmetrische Matrix, die den von Null verschiedenen Teil der Steifigkeitsmatrix enthält.

Der wichtigste Faktor für die Wirksamkeit der iterativen Verfahren für ANSYS Simulationen ist der Prekonditionierungsschritt. Der PCG Lanczos Solver in ANSYS verwendet nun zwei verschiedene proprietäre Vorkonditionierer, die speziell für eine breite Element-Typen Palette entwickelt wurden. Der neuere Knotenpunkt-Basis Vorkonditionierer benötigt zwar mehr Speicher als der Element-Basis Vorkonditionierer, ist aber besonders wirksam bei Problemen mit schlechten Element Seitenverhältnissen. Die grundlegende Speicher-Formel für iterative Löser ist 1GB pro Million Freiheitsgrade. Der Schwierigkeitsgrad des Vorkonditionierers und höherwertige Elemente erhöhen diesen Betrag.

Das PCG Lanczos Verfahren (wie alle iterativen Verfahren) ist am geeignetsten, wenn die Lösung schnell konvergiert und wurde schon erfolgreich auf Probleme mit mehr als 100 Millionen Freiheitsgraden verwendet. Wenn das Modell bei stationären oder instationären Einschwingvorgängen nicht schnell konvergiert, dann wird erwartet, dass das PCG Lanczos Verfahren auch nicht schnell konvergiert und daher uneffizient ist. Am besten geeignet sind diese Verfahren für die Suche nach den niedrigsten Eigenfrequenzen des Systems. Bei Moden über hundert oder bei der Suche nach höheren Moden ist das Block Lanczos Verfahren die bessere Wahl. Dieses Verfahren berechnet in zusätzlichen CPU Kernen Abschnitte von Vektoren und Matrix Multiplikationen mit der zusammengebauten Massenmatrix, durch wiederholende Vorwärts/ Rückwärts-Berechnungen.

Anstatt der Ausgabe der Eigenkreisfrequenzen $\{\omega\}$, werden die Eigenfrequenzen (f) ausgegeben:

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad (2-8)$$

f_i **i-te Eigenfrequenz (Hz)**

Zurück zu unserem Gleichungssystem in Formel 2-3. Hier ist nun der erste Faktor ($[K] - \omega^2[M]$) für verschiedene Eigenkreisfrequenzen (ω) bekannt und es können die zugehörigen Eigenvektoren $\{\varphi\}_i$ bestimmt werden. Die Verschiebungen der einzelnen Knoten sind nun die ermittelten Eigenvektoren zu den Eigenkreisfrequenzen.

Die verschiedenen Schwingfrequenzen aus der Eigenwertanalyse erfüllen das dynamische Kräftegleichgewicht und repräsentieren die Frequenzen bei denen das System, bei geeigneter Anregung, schwingen würde. Das Eigenverhalten des dynamischen Systems wird, unabhängig von einer konkreten Anregung oder wiedergespiegelt. Wie die tatsächlichen Schwingungen aussehen, hängt dann von der konkreten Anregung ab.

Das Gleichungssystem in Formel 2-3 lässt sich auch dann erfüllen, wenn der Eigenvektor mit einem beliebigen Faktor multipliziert wird. Die Verschiebungen einer berechneten Eigenform sind nur relativ zueinander fest. Somit hat der absolute Wert einer Verschiebung keine Bedeutung, da man ihn ja beliebig skalieren könnte. Um die Ergebnisse auf eine gemeinsame Basis zu bringen, werden die verschiedenen Eigenvektoren des Modells normiert. ANSYS Workbench verwendet die Normierung auf die Massenmatrix und die Eigenvektoren werden so eingestellt, dass gilt:

$$\{\varphi\}_i^T * [M] * \{\varphi\}_i = \mathbf{1} \quad (2-9)$$

3 Verwendete Software

In diesem Kapitel werden die für diese Arbeit benötigten Software Produkte vorgestellt und die Anwendungsgebiete erläutert. Für die Arbeit wurden ein CAD Zeichenprogramm für die Erstellung des Modells und ein Berechnungs- und Analysenprogramm für die Durchführung der Modalanalysen verwendet.

3.1 Pro/Engineer Wildfire 5 bzw. Creo Parametric

Das Aufbereiten und Modellieren der 3D Modelle für die Modalanalysen in ANSYS Workbench wurde mit Hilfe dieser beiden 3D-CAD Programme der Firma PTC durchgeführt. Creo Parametric ist der neueste direkte Nachfolger des Pro/Engineer Wildfire 5 und wurde für die Erstellung der STEP und IGES Dateien aus den vorhandenen Parasolid Dateien verwendet.

Vom Konzeptentwurf über die Detailkonstruktion bis zur Erstellung der NC-Werkzeugwege, bietet Creo Parametric eine technische Lösung mit assoziativen CAD-, CAM- und CAE-Anwendungen. Es ist eine optimale Lösung für Multi CAD Umgebungen und garantiert auch die Kompatibilität der Daten aus früheren Programmversionen.

Es bietet folgende Funktionen:

- 3D- Volumenmodellierung
- Zuverlässige Baugruppenmodellierung
- Detaillierte Dokumentation mit 2D- und 3D-Zeichnungen
- Flächenkonstruktion
- Modellierung von Blechkonstruktion
- Modellieren von virtuellen digitalen Personen
- Modellierung und Dokumentation von Schweißkonstruktionen
- Analyse Features
- Integrierte Design Animation
- Integrierte NC- Funktionen

3.2 ANSYS Workbench v13

Da im Zuge dieser Diplomarbeit das FE-Programm ANSYS ausschließlich als Berechnungswerkzeug verwendet wird, wird hier nur ein kurzer Überblick über die Fähigkeiten dieses Programmes gegeben.

ANSYS Workbench v13 ist ein Finite-Elemente-Programmpaket zur Modellierung gekoppelter, physikalischer Probleme. Es bietet Möglichkeiten für strukturmechanische, akustische, thermische und elektromagnetische Simulationen.

Es bietet umfangreiche physikalische Modelle für:

- Struktur Mechanik:
 - Lineare Analysen
 - Geometrische Nichtlinearitäten
 - Nichtlineare Materialgesetze
 - Statisch oder transient
 - Kontaktanalysen
 - Topologie Optimierung

- Thermische Analyse
 - Wärmeleitung
 - Konvektion
 - Strahlung
 - Phasen Übergang via Enthalpie
- Elektrostatik
- Magnetostatik
 - 2-d magnetische Vektor Potential Formulierung
 - 3-d Kanten Element Formulierung
 - 3-d Vektor Potential und skalare Element Formulierung
- Nieder-Frequenz Elektromagnetik
- Hoch-Frequenz Elektromagnetik (Full Wave)
- Akustik
- Multi-field Solver
 - sequentiell gekoppelte Simulationen
 - auch viele direkt gekoppelte Simulationen

Neben dem Löser bietet ANSYS als integriertes Paket einen Prä- und Postprozessor, sowie Schnittstellen zu externen Prä- und Postprozessoren und CAD-Programmen.

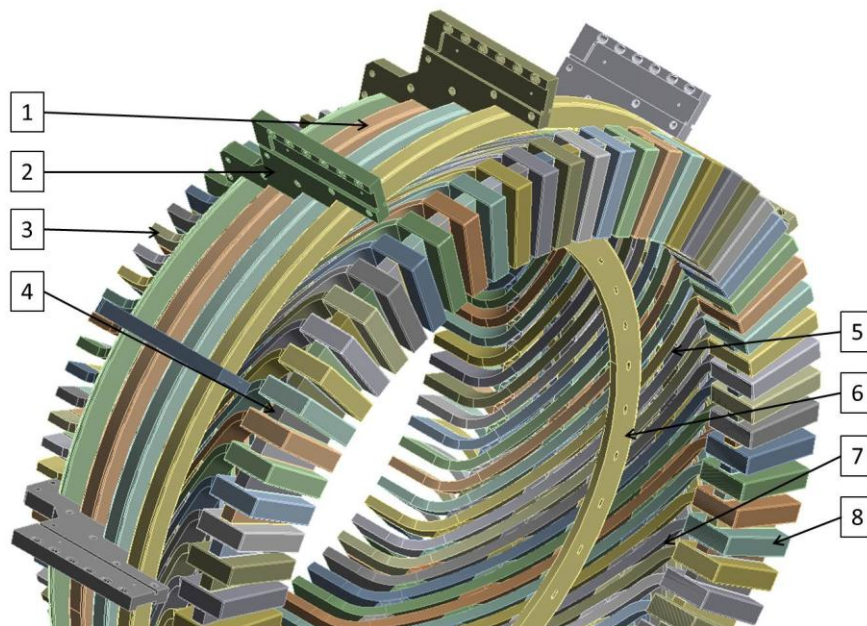
Verwendet wurde für diese Arbeit das Programmpaket Modalanalyse, welches die statische Strukturmechanik umfasst.

4 Modell

Das 3D Modell, des zu untersuchenden Wickelkopfes, wurde von der Firma Andritz Hydro für die Durchführung der Analysen zur Verfügung gestellt. Im Zuge der Diplomarbeit wurde das Modell um einige für die Berechnung wichtige Bauteile erweitert und für die Modalanalysen vorbereitet.

4.1 Grundaufbau

Die vorbereitete Parasolid-Datei wurde mit Hilfe von Pro/Engineer Wildfire 5 in eine für die Modalanalysen benötigte Form gebracht. Sämtlich nicht benötigten Verkleidungsteile, bzw. Teile die für die Modalanalyse nicht vorgesehen waren, wurden aus dem 3D-Modell entfernt. In anderen Worten wurden der gesamte Statorbereich und der schaltseitige Wickelkopf im Modell gelöscht. Der Fokus dieser Arbeit wurde auf den nicht schaltseitigen Wickelkopf gelegt, da er im Vergleich zum schaltseitigen Wickelkopf vollkommen rotationssymmetrisch ist.



- 1 Stützringe
- 2 Konsolen
- 3 Stator- Stäbe
- 4 HGW mit harzgetränktem Filz
- 5 Distanzstücke
- 6 Luftführungsring
- 7 Distanzringe
- 8 Kappe mit Füllmaterial und Kupferplatten

Abbildung 4-1 Grundaufbau Modell

Schaltseitig fehlt an den drei Stromabnahmepunkten der Kopfbereich an den Stäben. Auf die Analyse des gesamten Statorbereiches wurde aufgrund des enorm höheren Rechenaufwandes in dieser Arbeit verzichtet.

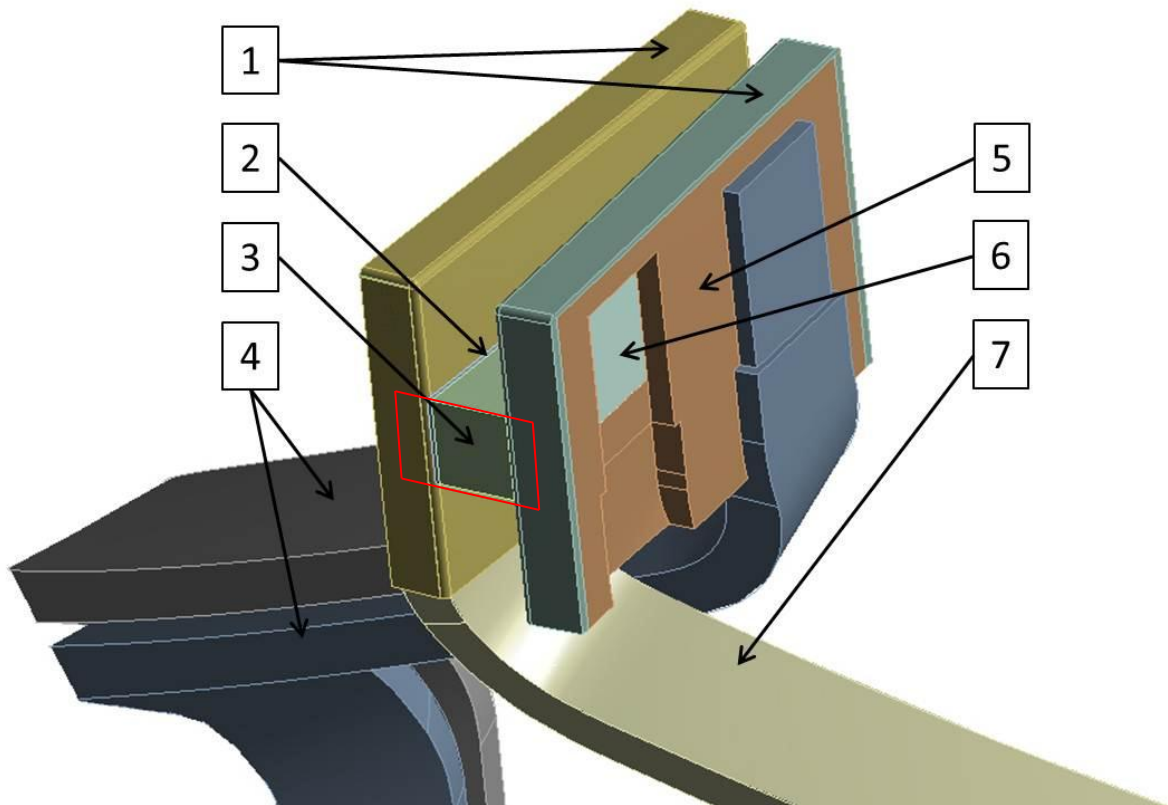
Die Stator- Stäbe wurden an der Statorseite auf die Austrittslänge gekürzt, um eine Fläche für die Einspannungsrandbedingungen zu erzeugen. Das in Abbildung 4-1 dargestellte Modell zeigt das bereits fertige und implementierte 3D Modell in ANSYS Workbench mit allen 1245 Bauteilen.

Die vier Stützringe (1) sichern die Statorstäbe in radialer Richtung und werden von den Konsolen (2) in ihrer Position gehalten. Die Konsolen werden in Umfangsrichtung mit sogenannten Luftleitsegmenten, im der Modellabbildung nicht zu sehen, verschraubt und damit auch am Generatorgehäuse befestigt. Auf die Statorstäbe (3), das HGW Material (4), die Distanzstücke (5) und die Kappe mit Füllmaterial (8) wird, aufgrund ihrer Relevanz bei der Berechnung und Modellierung, im Folgenden näher beschrieben. Im Inneren des Wickelkopfes wird für die radiale Sicherung ein Luftführungsring (6) verbaut. Dieser mit Löchern versehene Ring wird mit Hilfe von Bandagen an den inneren Statorstäben (Oberstäbe) befestigt. Um zu verhindern, dass sich die Oberstäbe und Unterstäbe unter Verformung gegenseitig die Isolierung zerstören, werden zwischen den Stäben die vier Distanzringe montiert. Diese tragen natürlich auch zur Verbesserung der Gesamtsteifigkeit, in radialer Richtung, der Struktur bei.

Kopfbereich

Genauer gehen wir hier auf den Kopfbereich des Wickelkopfes ein, da er für die Berechnungen von großer Bedeutung ist. Im parametrisierten Modell in ANSYS Classic wird dieser Kopfbereich mit Hilfe eines Ersatzblockes modelliert. Bei den hier in weiterer Folge ausgeführten Berechnungen werden die Originalteile der Modalanalyse unterzogen.

Im Kopfbereich werden die Stator- Stäbe, jeweils ein Unterstab (4) und ein Oberstab (5), über zwei Kupferplatten (6) kurzgeschlossen. Diese Verbindung wird anschließend mit einem isolierenden Füllmaterial (5) in einer Kunststoffkappe (1) ausgegossen. Ein Schnitt durch den Kopfbereich ist in Abbildung 4-2 zu sehen und zeigt auch das modellierte Füllmaterial, welches mit Hilfe von Pro/Engineer eingepasst und selbstständig modelliert wurde. Des Weiteren zeigt dieser Schnitt auch den zwischen den beiden Kappen liegenden HGW-Block (3) mit den harzgetränkten Filzschichten (2), die eine dämpfende Aufgabe zwischen zwei Kappen zu erfüllen haben.



- 1 Kappen
- 2 Harzgetränkter Filz
- 3 HGW Block
- 4 Oberstäbe
- 5 Füllmaterial
- 6 Kupferplatte
- 7 Unterstab

Abbildung 4-2 Schnitt Kopfbereich

Stator- Stab [9]

Die Stator- Stäbe sind in der Realität aus einer Anzahl von Komponenten (Leiter, Leiter Beschichtung, Isolierung, usw.) zusammen gebaut und grundsätzlich entspricht der Stab einem anisotropen Material. Wie in Abbildung 4-3 zu sehen ist, kann ein Stator- Stab eine beliebige Anzahl von Leitern in horizontaler Richtung als auch in vertikaler Richtung haben. Die Kupferleiter sind einzeln mit einer Leiterbeschichtung und gesammelt mit einer Isolierungsschicht überzogen. Für die Modellierung mit Finiten Elementen ist eine isotrope Materialeigenschaft unzureichend und das Wissen über genaue mechanische Eigenschaften ist die Grundlage für eine aussagekräftige Simulation.

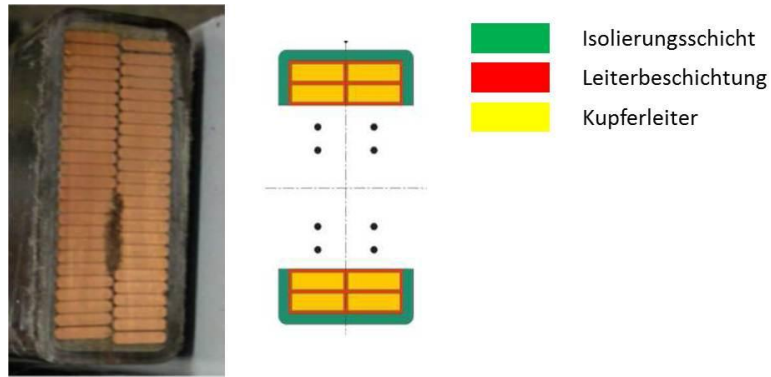


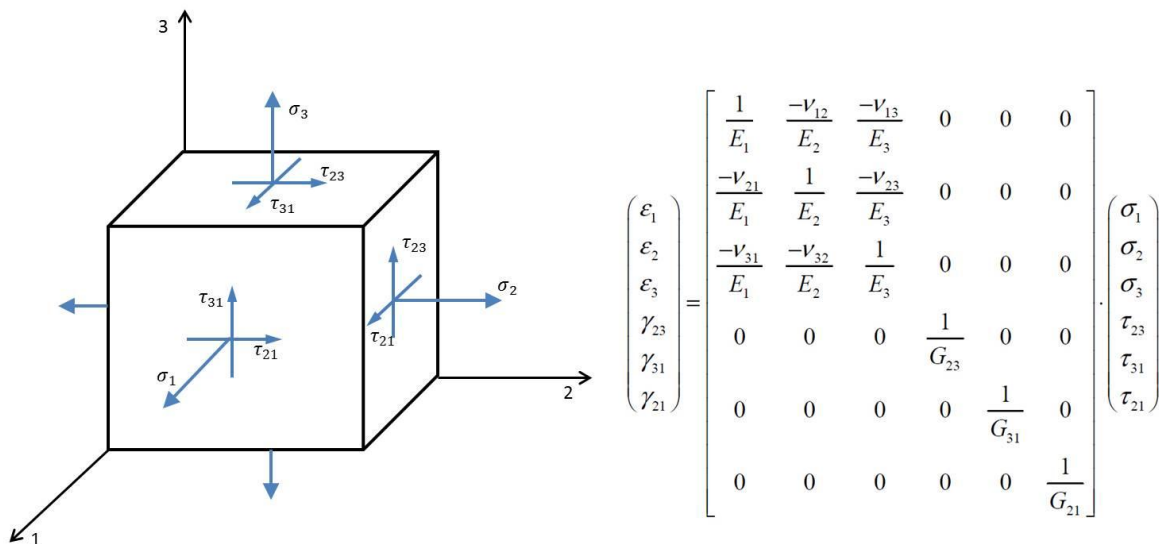
Abbildung 4-3 Stator- Stab Aufbau [9]

In früheren Studien gab es eine Reihe von Lösungen für die Modellierung solcher Stator- Stäbe. Einige von ihnen versuchten Materialmodelle der einzelnen Komponenten der Stator- Stäbe zu erzeugen oder erstellen ein FE - Modell aus Schalen, die die Materialeigenschaften charakterisieren sollten. Alles in allem waren sie ziemlich kompliziert zu bauen und es war mit einer Menge von numerischen Lösungsprozessen verbunden. [9]

In weiterer Folge findet das Modell der Stator- Stäbe, basierend auf den Ergebnissen von Herrn Dipl. Ing. Bernd Schlegl, auch in meinem System Verwendung. Die orthotropen Materialeigenschaften des Statormodells können allerdings nicht in das ANSYS Workbench System überführt werden. Für meine Berechnungen gehen wir bei den Stator- Stäben von einem isotropen Materialverhalten aus. Das heißt das Material hat unter Belastung, unabhängig von der Ausrichtung, immer dasselbe Kraft-Verformungs-Verhalten.

Die Abbildung 4-4 zeigt die Normal- und Schubspannungen an einem infinitesimalen Volumenelement und die Elastizitätsmatrix. Im isotropen Fall vereinfacht sich der Elastizitätstensor, da $E_1 = E_2 = E_3$ gilt.

An diesem infinitesimalen Volumenelement bezeichnet man mit σ die Normalspannungen, bei denen die Krafrichtung und die Richtung der Flächennormale zusammen fallen. Der Index bei σ kennzeichnet die Richtung der Hauptachsenrichtung in die die Normalspannung zeigt. Mit τ werden die Schubspannungen beschrieben, bei denen die Richtung der Flächennormalen (erster Index) auf der Krafrichtung (zweiter Index) senkrecht steht. Gleichgewichtsgründe verringern die Anzahl der Schubspannungen von sechs auf drei. Definiert ist also ein Spannungszustand stets durch drei Normal- und drei Schubspannungen.



- σ **Normalspannung**
- τ **Schubspannung**
- 1, 2, 3** **Hauptachsrichtungen**
- ε **Dehnung**
- γ **Verzerrung**
- ν **Querdehnzahl**
- E **E-Modul**
- G **Schubmodul**

Abbildung 4-4 Spannungen am infinitesimalen Volumenelement

Die Elemente der Matrix setzen sich aus dem Hooke'schen Gesetz, Formel 4-1:

$$\sigma = E * \varepsilon \tag{4-1}$$

für die Normalspannungen und den Schubspannungen über die Formel 4-2:

$$\tau = \frac{\gamma}{G} \tag{4-2}$$

zusammen. Der Zusammenhang zwischen E-Modul und Schubmodul ist in Formel 4-3 beschrieben.

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \tag{4-3}$$

Distanzstücke (space brackets)

Ein besonderes Augenmerk galt der Modellierung und den Werkstoffeigenschaften der Distanzstücke. Wie in Abbildung 4-1 und Abbildung 4-5 gezeigt, sichern diese einen Abstand

zwischen den einzelnen Stator- Stäben in Umfangsrichtung. Zusätzlich werden die Distanzstücke noch mit einer thermisch aushärtenden Bandage um die Stator- Stäbe gesichert.

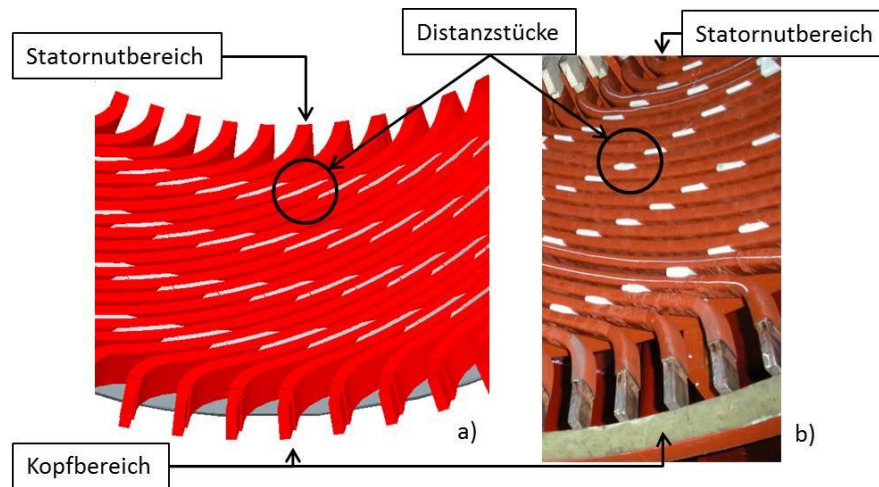


Abbildung 4-5 a) Modellerte Distanzstücke und b) Original

Zu sehen ist in Abbildung 4-5 der direkte Vergleich zwischen dem Modell und dem realen Aufbau der Unterstäbe mit den Distanzstücken. Im Vordergrund sind die blanken Statorstab-Enden zu erkennen. Der hintere Bildausschnitt zeigt im Originalaufbau schon den Eintritt der Stäbe in den Statornutbereich, das ist jede Stelle an der die Stäbe für die Berechnung gekürzt werden. Bei der Montage des Generators werden die in weiß zu erkennenden Distanzstücke per Hand in den Zwischenräumen der einzelnen Stäbe positioniert und in weiterer Folge, auch wieder manuell, mit Hilfe von Bandagen fixiert.

In einer Untersuchung wurden die charakteristischen Materialeigenschaften der orthotropen Distanzstücke identifiziert, die aus speziellem wärmehärtenden Harz bestehen.

Wie bereits erwähnt, wurden die Stator- Stäbe als geeignetes homogenes Volumenmodell nachgebaut. In Wirklichkeit bestehen die Stator- Stäbe aus einzelnen massiven Kupferleitern, die mit isolierendem Lack beschichtet und miteinander verbunden sind. Die Kupferleiter in Serie sind noch zusätzlich durch eine Isolierung eingeschlossen. Diese Tatsache erlaubt den Distanzstücken in der Realität ein Rutschen auf der Isolierung entlang der Stator- Stäbe bei Verformung. Modelliert wurde dieser Fall in der Analyse durch ein Heruntersetzen des Schubmoduls, bei gleichzeitig fixierter Flächenkontaktbedingung. In Abbildung 4-6 wurde der fixierte Flächenkontaktbereich mit den Stäben auf das Modell eines Distanzstückes gekennzeichnet. Bei den Werkstoffeigenschaften wurden die Werte der Untersuchung herangezogen. Die Masse wurde mit Hilfe der Dichte an das Originalbauteil angepasst und der Wert des Schubmodul wurde

auf ein niedrigeres Niveau herunter gesetzt, um das Gleiten auf den Isolierungsoberflächen der Stäbe zu modellieren.

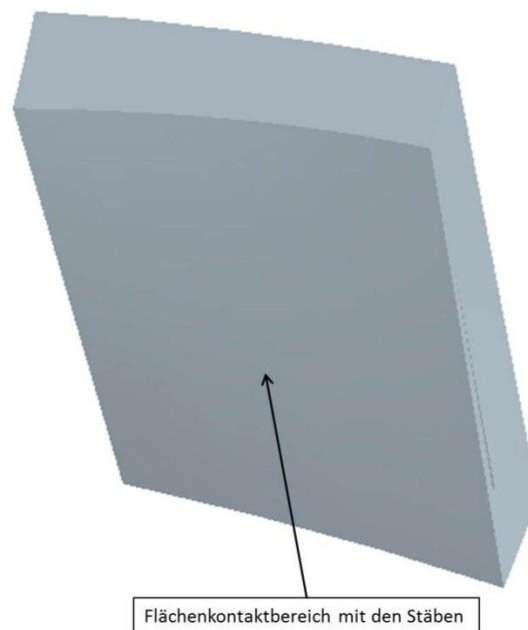


Abbildung 4-6 Modell des Distanzstückes

Die feste Verbindung in einer Analyse zwischen den Distanzstücken und den Stator- Stäben ist also nicht sehr realistisch, wenn man beide als homogene Volumenmodelle ausführt.

Daher kann man die Ergebnisse einer Druckprüfung nicht repräsentative für die nachmodellierten Bauteile annehmen. Um einen geeigneten E-Modul und Schermodul für die numerische Modalanalysen zu erhalten, wurden mit Hilfe eines Prüfaufbaus aus zwei Stator- Stäben und einem Distanzstück, Werte ermittelt. Dieses System wurde mit einem Impulshammer angeregt, um mit Beschleunigungssensoren die freien Schwingungen aufzuzeichnen. Der Prüfstand wurde auch als vereinfachtes FE-Modell erstellt und berechnet. Die Evaluierung der Messergebnisse und der FE-Berechnung, brachten den E-Modul und den Schermodul als Ergebnis der Auswertung. [6]

4.2 Messungsauswertung des Ersatzblocks

Bernd Schlegel kam im Zuge seiner Messungen bei Andritz Hydro auf eine Unregelmäßigkeit der Steifigkeit bei den Druckversuchen des Ersatzblocks. Diese Unregelmäßigkeiten werden in diesem Abschnitt weiter verfolgt und genauer untersucht. Um eine einfache Evaluierung zwischen den Ergebnissen in ANSYS Classic und ANSYS Workbench v13 durchzuführen, wurde für eine gesonderte Analyse aus einigen Bauteilen ein Ersatzblock modelliert. In Abbildung 4-2 ist durch

einen roten Rahmen der Schnitt durch die Bauteile für den Ersatzblockes zu erkennen. Der Einbauzustand des modellierten Ersatzblockes ist in Kapitel 5.1 in Abbildung 5-1 b) ersichtlich. Dieser Ersatzblock besteht aus den verschiedenen Schichten, die zwischen den zwei Kupferplatten liegen und ist, wie aus der folgenden Abbildung 4-7 zu sehen, aufgebaut.

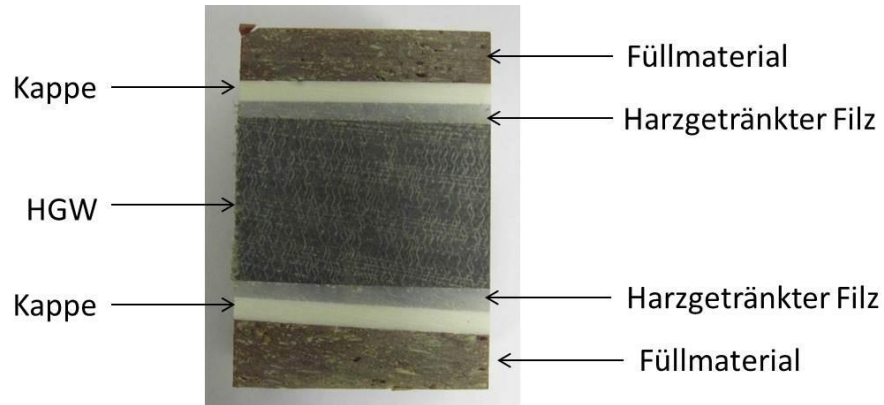


Abbildung 4-7 Probe des Ersatzblocks

Um für die Analysen das E-Modul dieses Ersatzblocks zu finden, wurden bei Andritz Hydro, mit Hilfe eines Druckversuchs, Kraft- und Weg-Daten aufgezeichnet. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 4-8 ersichtlich.



Abbildung 4-8 Druckversuch Ersatzblock

Die erhaltenen tabellarischen Daten wurden mit Hilfe von Microsoft Excel in eine visuelle Form gebracht. Für die Auswertung der Daten, wurden die Kraft-Wegdiagramme in Spannungs-Dehnungsdiagramme umgewandelt, um über die Steigung der Kurve die E-Module zu bestimmen.

Nach dem Hookschen Gesetz lässt sich der E-Modul im elastischen Bereich des Spannungs-Dehnungsdiagramm wie in Formel 4-4 bestimmen:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon_e} = \frac{F/A_0}{\Delta l/l_0} \quad (4-4)$$

Die Probenabmessungen vor dem Druckversuch liefern die Werte A_0 und L_0 für die weitere Berechnung und bieten damit die Möglichkeit die Kraft- und Weg-Daten in Spannung und Dehnung zu wandeln. Wie in der Tabelle 4-1 ersichtlich, wurden für diesen Versuch 4 Proben eingesetzt.

Proben Nr.	A_0	Probendicke L_0	Probenbreite b_0
	mm ²	mm	mm
A1	1322	34,8	38
A2	1319	34,7	38
A3	1319	34,7	38
A4	1322	34,6	38,2

Tabelle 4-1 Probenabmessungen

Der Druckversuch wurde bei Raumtemperatur mit den vier Proben und je zwei bzw. drei Durchgänge durchgeführt, um mögliche Veränderungen feststellen zu können. Probe A1 wurde im ersten Durchgang mit einem Druck von 100% beaufschlagt und damit bis in den plastischen Bereich verformt. Die Angaben des Drucks in Prozent sind Vorgabe unseres Projektpartners um möglichen Datenmissbrauch zu unterbinden. Im zweiten Durchgang wurde die Probe dann nur mehr mit einem Druck von 34,55% belastet.

Die Abbildung 4-9 zeigt das Spannungs-Dehnungsdiagramm der Probe A1 für den ersten und zweiten Durchgang. Zur visuellen Hervorhebung sind die Kurven des ersten Durchgangs immer in orange gehalten und die des zweiten Durchgangs in blau. Man kann sofort erkennen, dass die Kurven nicht deckungsgleich sind. In einem Diagramm dieser Art kann man einfach feststellen, dass die Probe nach der ersten plastischen Verformung nun im zweiten Durchgang „weicher“ geworden ist, sich also bei geringerer Spannung bzw. geringerem Kraftaufwand, stärker verformt und die Kurve flacher wird.

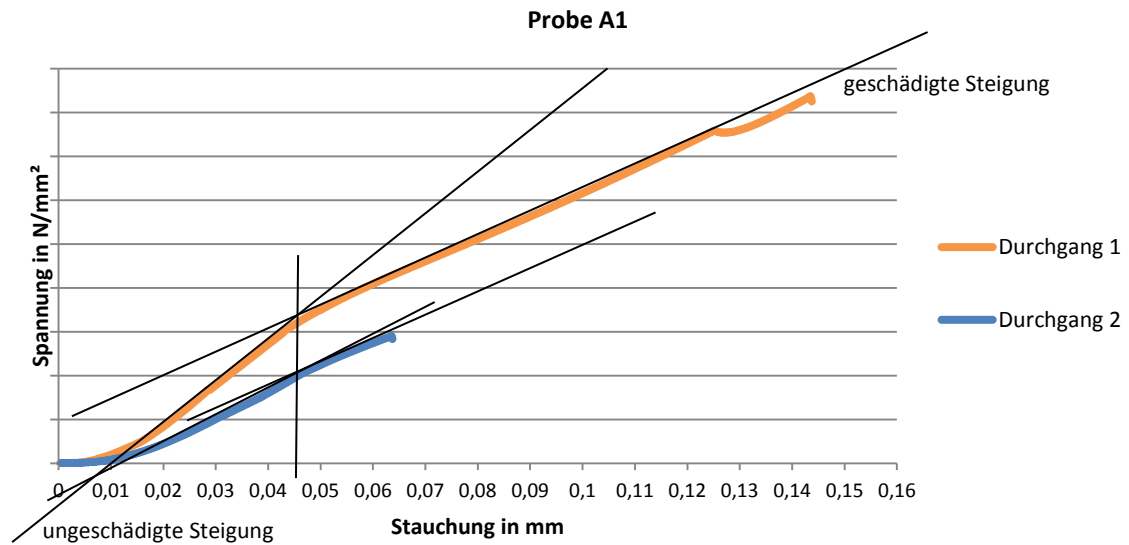


Abbildung 4-9 Spannungs- Dehnungsdiagramm Probe A1

Nach ca. 0,045mm Stauchung tritt eine Änderung der Steigung auf, in der Art, dass das Distanzstück „weicher“ geworden ist. Die Steigung im 2. Durchgang ist nahezu parallel zur geschädigten Steigung des ersten Durchganges. Für die Probe A2 in Abbildung 4-10 ist allerdings, im Vergleich zur Probe A1, ein etwas anderer Kurvenverlauf in Durchgang 1 zu erkennen. Hierbei kommt es bei ca. 0,023 mm zu einer Versteifung des Ersatzblockes. Probe A2 wurde nur mit einem Druck von 26,36% im ersten Durchgang und mit 31,81% im zweiten Durchgang belastet, also nie über die Elastizitätsgrenze in den plastischen Bereich hinaus. An der Probe A2 ist das Abflachen der Kurve im zweiten Durchgang auch wieder deutlich zu erkennen, hingegen decken sich die Durchgänge der Proben A3 und A4 relativ genau.

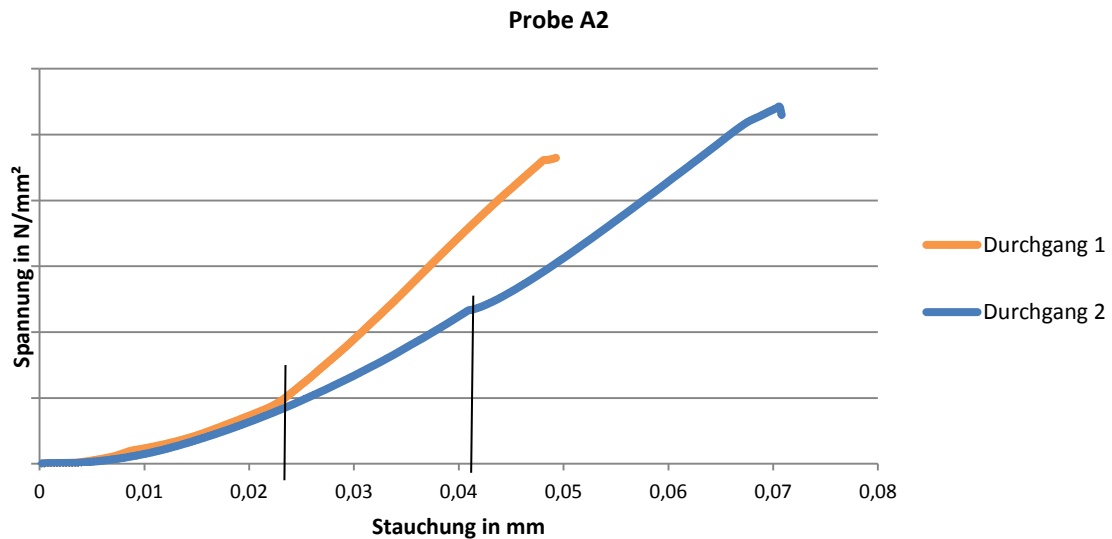


Abbildung 4-10 Spannungs- Dehnungsdiagramm Probe A2

Auch in Probe A2 ist im zweiten Durchgang bei 0,042mm Stauchung ein leichter Knick in der Spannungs-Dehnungs-Kurve zu erkennen. Allerdings kann man kein besonderes Abfallen der Steifigkeit in dieser Kurve feststellen.

Drei Durchgänge wurden mit der Probe A3 durchgeführt und brachten drei nahezu deckungsgleiche Kurven als Ergebnis. Wie schon in Probe A2 zu erkennen war steigt auch bei der Probe A3 (Abbildung 4-11) die Steifigkeit bei einer Stauchung von etwa 0,022mm, um dann linear anzusteigen. Die Belastungen überstiegen für die Probe A3 auch nie mehr als 27,3% Druckkraft.

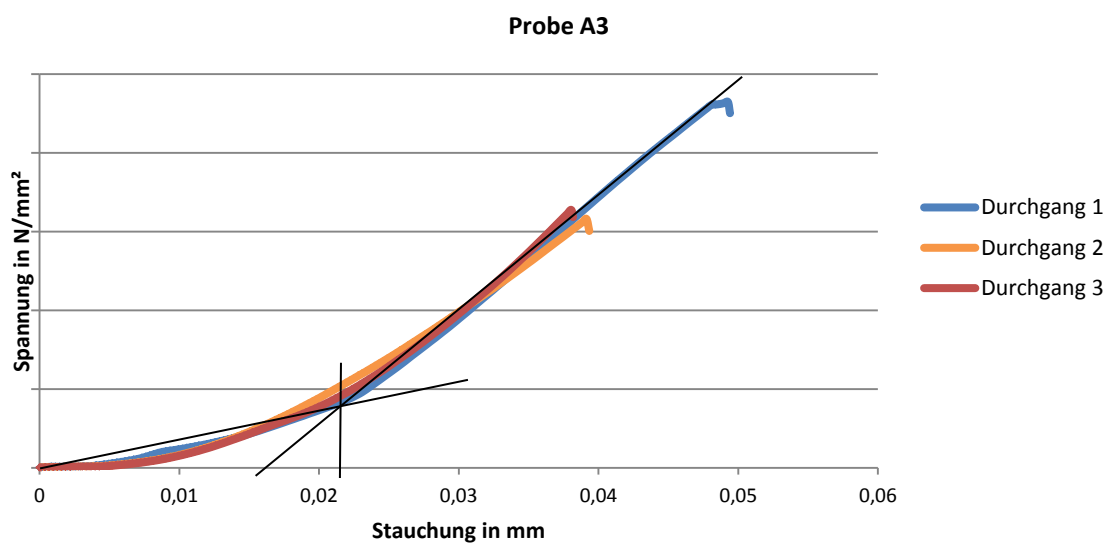


Abbildung 4-11 Spannungs- Dehnungsdiagramm Probe A3

Durchgang 1 der Probe A3 weist einen leichten Knick bei 0,048mm Stauchung auf, ob es sich dabei um eine falsche Datenerfassung am Ende des Prüfvorgangs handelt oder ob es zu einem ähnlichem Abflachen der Kurve kommt wie in Probe A1, kann leider nicht genau identifiziert werden.

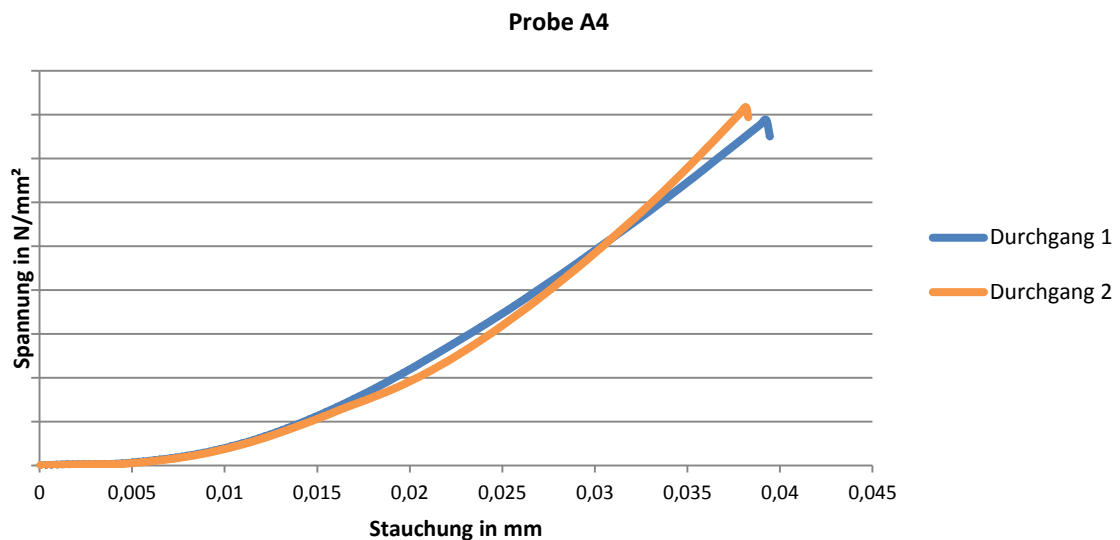


Abbildung 4-12 Spannungs- Dehnungsdiagramm Probe A4

Der Druckversuch mit der Probe A4 brachte die Ergebnisse in Abbildung 4-12. Beide Durchgänge wurden mit der annähernd gleichen Druckkraft von 18,5% durchgeführt und zeigen in diesem Bereich relativ gleichläufige Kurven. Interessant wäre der Bereich ab 0,04mm Stauchung gewesen, denn der zweite Durchgang hat einen steileren Anstieg im Bereich von 0,025mm bis 0,037mm Stauchung.

In jedem Fall erkennt man hier schon sehr große Unterschiede im Verhalten dieser Distanzstücke unter Druck. Dies würde in einem weiteren Projekt eine statistische Auswertung notwendig machen. Dies konnte aus Zeit- und Kostengründen für diese Arbeit nicht umgesetzt werden.

Die Möglichkeit das Elastizitätsmodul oder E-Modul aus diesen Diagrammen zu bekommen, wurde genutzt, indem verschiedenen Kurvenabschnitten linearisiert wurden und aus den Kurvengleichungen die Steigung ablesbar wurde. Aus der Kurvengleichung $y = k * x + d$ erhalten wir den Faktor k für die Steigung der Kurve und dieser steht im Spannungs-Dehnungsdiagramm für den E-Modul.

Der Grund für die Verringerung des E-Moduls bei den Proben A1 und A2 könnte das Bauteil aus HGW sein, das zwischen den beiden in Harz getränkten Filzeinlagen die Kappen verbindet. Als HGW oder Hartgewebe bezeichnet man einen Faser-Kunststoff-Verbund, bei dem mehrere Lagen

textilen Leinen- oder Baumwollgewebes mit dem Duroplast Phenolharz verklebt wird. Zu den besonderen Eigenschaften des Hartgewebes zählen:

- hart und abriebfest
- thermisch hoch belastbar
- wirkt elektrisch isolierend
- hohe Schwingungs- und Schalldämpfung

Die Abbildung 4-13 zeigt eine Detailseitenansicht des HGW Materials, in dem man gut den strukturierten Aufbau des Materials erkennen kann. Vertikal verlaufen hier die Gewebelagen (rot hervorgehoben) die bei der plastischen Verformung des Bauteil brechen und so die Struktur des Material zerstört wird. Aufgrund dieser Tatsache sinkt nach einer zu starken Verformung der Probe auch der E-Modul.



Abbildung 4-13 HGW Detailansicht

4.3 Netzkonvergenzstudie

Einer der wichtigsten Punkte in der Modalanalyse ist der Aufbau der Netzstruktur im Modell. Die Finiten Elemente teilen die einzelnen Bauteile in sehr kleine geometrische Formen, wie Tetraeder, Würfel, Rechtecke, Hexaeder oder Oktaeder. Je weniger Elemente in einem Bauteil vorhanden sind, desto ungenauer könnte eine Modalanalyse werden. In diesem Zusammenhang gilt es aber auch den Rechenaufwand zu berücksichtigen, mehr Elemente bedeuten auch mehr Knotenpunkte bzw. mehr Freiheitsgrade des gesamten Modells, die wiederum den Rechenaufwand deutlich erhöhen können. Mit dem gewählten Lösungsverfahren bedeuten nun 1 Million Freiheitsgrade

ungefähr 500Mb an Speicherbedarf. Um nun eine hinreichend genaue und vom Netz unabhängige Lösung zu bekommen, aber den Rechenaufwand so minimal wie möglich zu halten, wurde vor Beginn der Analysen eine Netzkonvergenzstudie mit einem Stator- Stab durchgeführt. Das bedeutet, es werden Modalanalysen mit unterschiedlich stark vernetzten Bauteilen, in diesem Fall dem Stator- Stab, durchgeführt. Betrachtet wird zu welcher Frequenz der 1. Mode bei steigender Finiten Elemente Anzahl im Bauteil konvergiert.

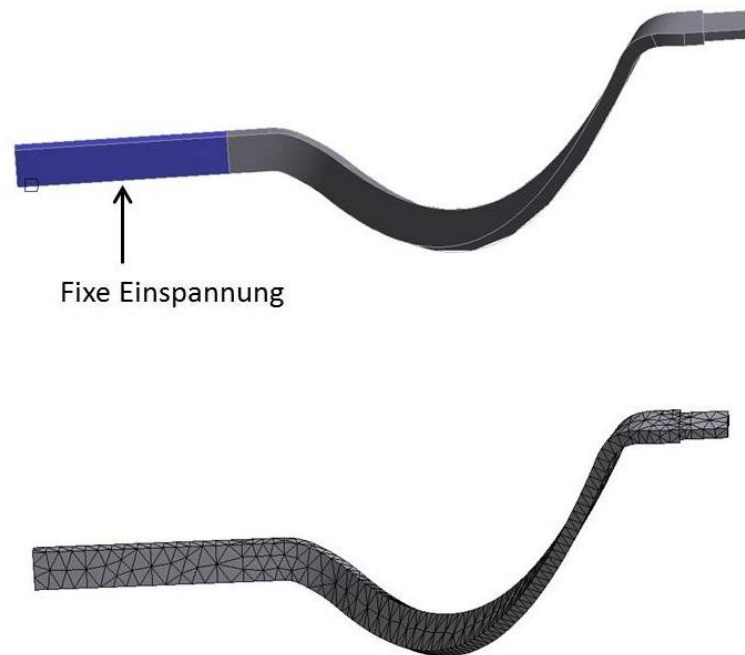


Abbildung 4-14 Stator- Stab in ANSYS

Der Analysenaufbau beschränkte sich wie in Abbildung 4-14 zu sehen ist, auf einen eingespannten Stator- Stab. Durch die Variation der Netzparameter wurden verschiedene Einstellungen versucht und dadurch unterschiedliche Netzstrukturen geschaffen. Die vernetzten Stäbe wurden anschließend mit Hilfe der Modalanalyse berechnet und die Ergebnisse in einem Diagramm zusammengefasst. Die wichtigsten eingestellten Parameter sind in der Tabelle 4-2 gelistet. Der Parameter Relevanz ist über einen Schieberegler zwischen -100 bis 100 einzustellen und ist eine Grundeinstellung für die Feinheit der Netzstruktur. Eine weitere Abstufung kann über den Parameter physikgestützte Relevanz zwischen grob, mittel und fein eingestellt werden. In komplexen Bauteilen (z.B. große Anzahl an scharfe Kanten oder Freiformkurven) oder Kontaktbereichen (z.B. Kanten auf Flächen) kommt es vor, dass der Vernetzer kleine Bereich sehr stark vernetzen möchte. Die Parameter Glätten und Übergang sorgen dafür, dass die Netzstruktur gleichmäßiger verteilt wird und keine großen und kleinen Elemente aufeinander folgen. Bei der Elementqualität unterscheidet man zwischen normal mechanisch und hochwertig mechanisch.

Diese Einstellung ändert die Netzstruktur dahingehend, dass vor allem die Kontaktbereiche feiner vernetzt werden um die gegenseitigen Einflüsse genauer übertragen zu können.

Analyse	Elemente	Knoten	Mode 1	Relevanz	Physikgestützte Relevanz	Glätten	Übergang	Elementqualität
1	225	622	2,48436	-100	grob	mittel	schnell	normal
2	254	701	2,4604	-100	fein	mittel	schnell	hochwertig
3	341	959	2,42248	-100	mittel	mittel	schnell	normal
4	396	1104	2,42964	-75	mittel	mittel	schnell	normal
5	418	1125	2,44608	0	mittel	mittel	schnell	normal
6	492	1330	2,42912	25	mittel	mittel	schnell	normal
7	498	1366	2,42872	-50	mittel	mittel	schnell	normal
8	618	1639	2,43716	-25	mittel	mittel	schnell	normal
9	633	1598	2,42924	50	mittel	mittel	schnell	normal
10	770	1839	2,42716	75	mittel	mittel	schnell	normal
11	830	2030	2,4248	0	fein	mittel	schnell	hochwertig
12	929	2125	2,42492	100	mittel	mittel	schnell	normal
13	955	2262	2,42736	-50	fein	mittel	schnell	hochwertig
14	1175	2690	2,4198	50	fein	mittel	schnell	hochwertig
15	1372	3423	2,41548	100	fein	mittel	schnell	hochwertig
16	1403	3470	2,41524	100	fein	hoch	schnell	normal
17	1968	4443	2,41568	100	fein	mittel	schnell	hochwertig
18	2194	4779	2,41428	100	fein	hoch	langsam	normal
19	3390	6643	2,4126	100	fein	hoch	langsam	hochwertig

Tabelle 4-2 Netzkonvergenztabelle Mode 1 Stator-Stab

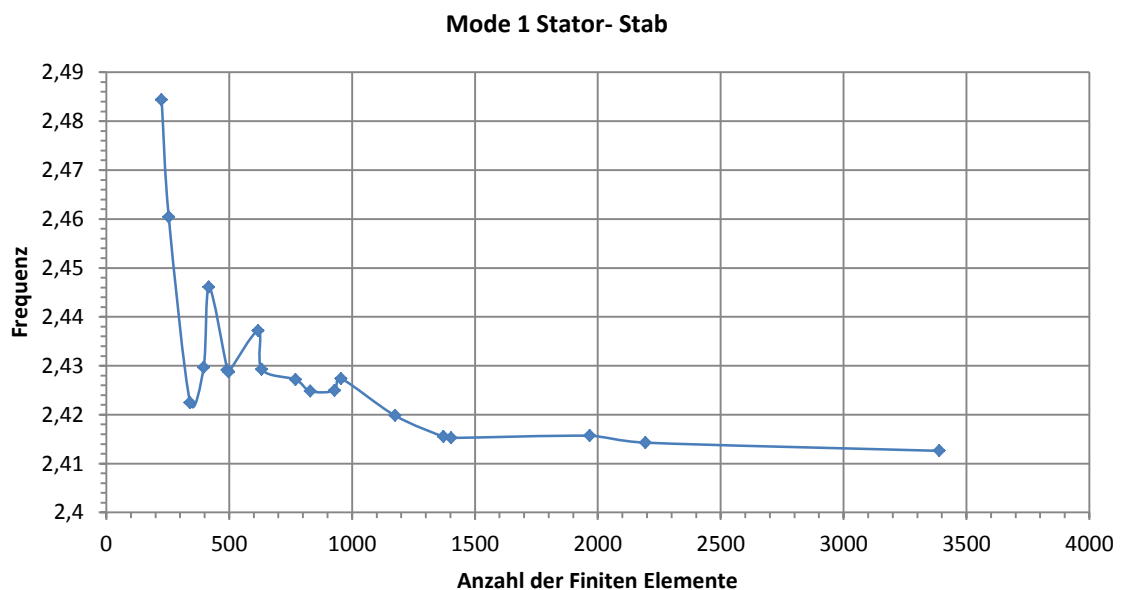


Abbildung 4-15 Netzkonvergenz Stator- Stab Mode 1

Die Studie umfasste 19 Berechnungen, bei denen sich die Anzahl der Elemente zwischen 225 und 3390 bewegte. Eine höhere Anzahl an Elementen brachte kein genaueres Ergebnis im Vergleich zur Berechnung mit 3329 Elementen. Erkennbar wird in Abbildung 4-15, dass der Frequenzwert des 1. Modes zu einem Wert von 2,41 konvergiert. Bei einer genaueren Betrachtung der Abweichungen zum Wert 2,4198 bei 1175 Elementen, liegt diese schon unter 0,3 Prozent. In weiterer Folge wurden für die Analysen die Netzeinstellungen der Lösung, mit der Abweichung von 0,1 Prozent, als Standardeinstellung für zukünftige Analysen gewählt.

Nach der Durchführung aller Modalanalysen wurde, um die Netzkonvergenzstudie und die Wahl der Einstellungen zu bestätigen, eine Studie mit dem gesamten Wickelkopf durchgeführt. Die Analyse 5 die in Kapitel 5 näher beschrieben wird, diente als Basis. Es wurden wiederum verschiedene Netzeinstellungen in ANSYS verändert und die Ergebnisse wie in Abbildung 4-16 zu sehen, gesammelt und graphisch dargestellt. Ausgehend von der Standardeinstellung die bereits ein Ergebnis für die Analyse 6 geliefert hat, wurde die Netzstruktur weiter verfeinert und auch etwas gröber ausgelegt. Nach Unten wurde die Studie von der Anzahl der Bauteile und deren Kontaktbedingungen beschränkt. Die Bandbreite der Elemente im Wickelkopf für diese Studie liegt nun zwischen 429.286 und 5.109.301 Elementen bzw. zwischen 933.039 und 7.706.362 Knotenpunkten. Die Studie zeigt allerdings, dass die Frequenz des 1. Modes nur um den Wert 30,5 schwingt und nicht direkt konvergiert. Für die Berechnung der Analyse 5 wurde auch aufgrund der Standardeinstellung die Lösung mit dem Frequenzwert 30,49 als Ziellösung genommen. Aufgrund von Vereinbarungen mit unserem Projektpartner Andritz Hydro GmbH sind in dieser Arbeit alle angegebenen Frequenzen mit einem Faktor multipliziert worden, um die tatsächlichen Frequenzen keinem Dritten zur Verfügung zu stellen.

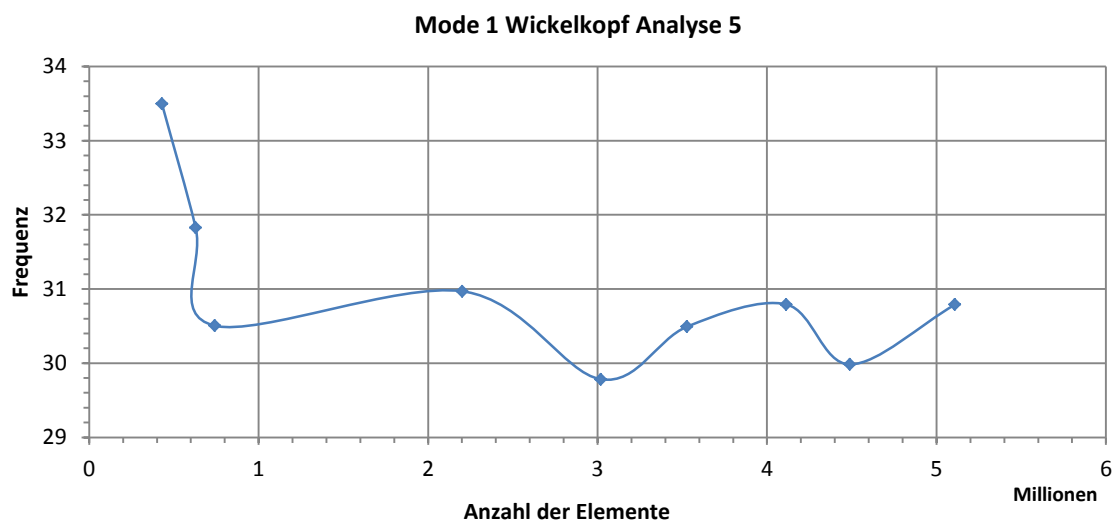


Abbildung 4-16 Mode 1 Analyse 5

4.4 Netzmodelle

Das Ziel der Vernetzung in ANSYS Workbench ist es, robuste einfach zu handhabende Vernetzungstools bereit zu stellen, die den Prozess der Netzgenerierung verkürzen. Der Vorteil dieser Tools ist es, dass trotz hoher Automatisierung auch ein hohes Maß an Benutzerfreundlichkeit und Kontrolle einhergeht. [8]

Die erste Option die ANSYS Workbench in Mechanical ermöglicht ist es für das Modell die Vernetzungsoption auszuwählen. Die „Physics Preference“ bietet die Möglichkeit das Modell in vier verschiedene Modellgruppen einzuordnen.

- CFD
- Explicit
- Mechanical
- Electromagnetic

Durch die Auswahl der Physik Voreinstellung „Mechanical“(mechanisch) werden automatisch die verschiedenen Optionen in den Netzeigenschaften, wie Form-Kontrolle, Relevanz, Mittelknotenverhalten und andere Vernetzungs Verhaltensweisen, verändert. Die bevorzugten Vernetzer für die mechanische Analyse sind die Patch-konformen Vernetzer (Patch Conforming Tetraeder und Sweeping) für feste Körper und Oberflächenkörper. Diese Vernetzung ist eine Technik bei der alle Oberflächen und deren Grenzen eines bestimmten Teils mit sehr geringen Toleranzen eingehalten werden. Virtuelle Topologien können Beschränkungen an Grenzen oder Oberflächen aufheben, aber der Vernetzer muss die Grenzen der virtuellen Bauteile einhalten. [8]

Wichtig in der Vernetzungssteuerung sind die Schnittstellen zwischen den Teilen des Systems. Diese werden in ANSYS durch eine Vielzahl von Möglichkeiten gesteuert. Wenn die Geometrie mehrere Teile enthält, wird jedes Teil mit einem separaten Netz, ohne Verbindung zwischen ihnen vernetzt. Auch wenn diese scheinbar gleiche Oberflächen teilen. Außer die beiden Teile sind durch eine Kontaktbedingung miteinander verknüpft. In diesem Fall werden die Knoten des zweiten Teils so erzeugt, dass diese mit den Knoten des ersten Teiles übereinstimmen. Das hat zur Folge, dass einige Teile um ein viel höheres Maß feiner vernetzt werden als andere.

Bevor wir zu den Detailerklärungen der einzelnen Bauteile in der Struktur kommen, werden hier einige Möglichkeiten des Vernetzungsaufbaus erklärt. Für die vorliegenden Berechnungen wurden ausschließlich die folgenden Elementtypen in der Vernetzung verwendet.

- SOLID185 wird für 3-D-Modellierung von festen Strukturen verwendet. Es wird von acht Knoten mit drei Freiheitsgraden an jedem Knoten definiert. Das Element hat Plastizitäts-,

Hyperelastizitäts-, Kriech-, große Auslenkungs- und große Belastungs-Fähigkeiten. Es hat auch die Formulierungsfähigkeit zur Simulation der Verformungen von nahezu inkompressibel elastoplastischen Materialien und voll inkompressiblen hyperelastischen Materialien. Ausgeführt kann es als Tetraeder (4 Knoten), Prisma (6 Knoten) oder Hexaeder (8 Knoten) werden, siehe Abbildung 4-17. [8]

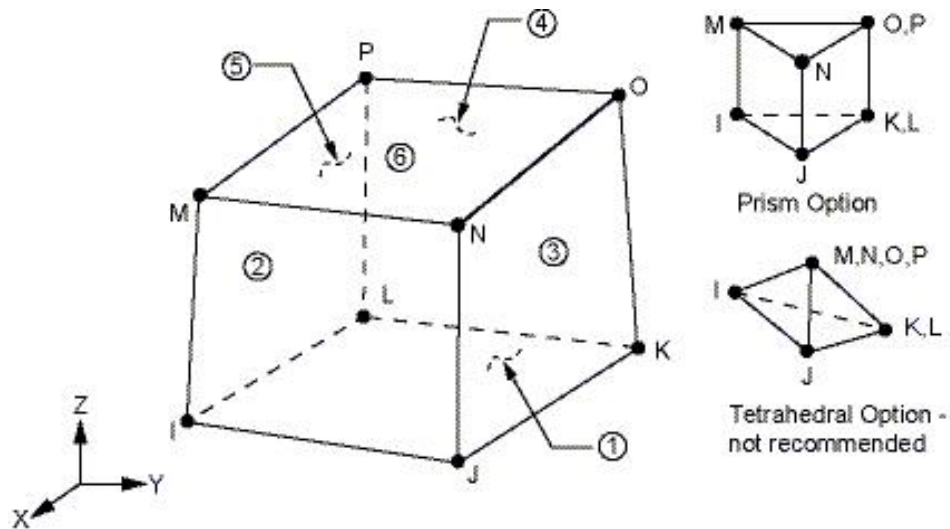


Abbildung 4-17 Elementtyp Solid 185 [8]

- SOLID186 ist ein Element mit einer höheren Ordnung, das quadratisches Verschiebungsverhalten zeigt. Das Element ist durch 20 Knotenpunkte definiert, mit jeweils drei Freiheitsgraden pro Knoten. Das Element unterstützt Plastizitäts-, Hyperelastizitäts-, Kriech-, große Auslenkungs- und große Belastungs-Fähigkeiten. Es hat auch die Formulierungsfähigkeit zur Simulation der Verformungen von nahezu inkompressibel elastoplastischen Materialien und voll inkompressiblen hyperelastischen Materialien. Ausgeführt kann es als Tetraeder (10 Knoten), Pyramide (13 Knoten), Prisma (15 Knoten) oder Hexaeder (20 Knoten) werden, siehe Abbildung 4-18. [8]

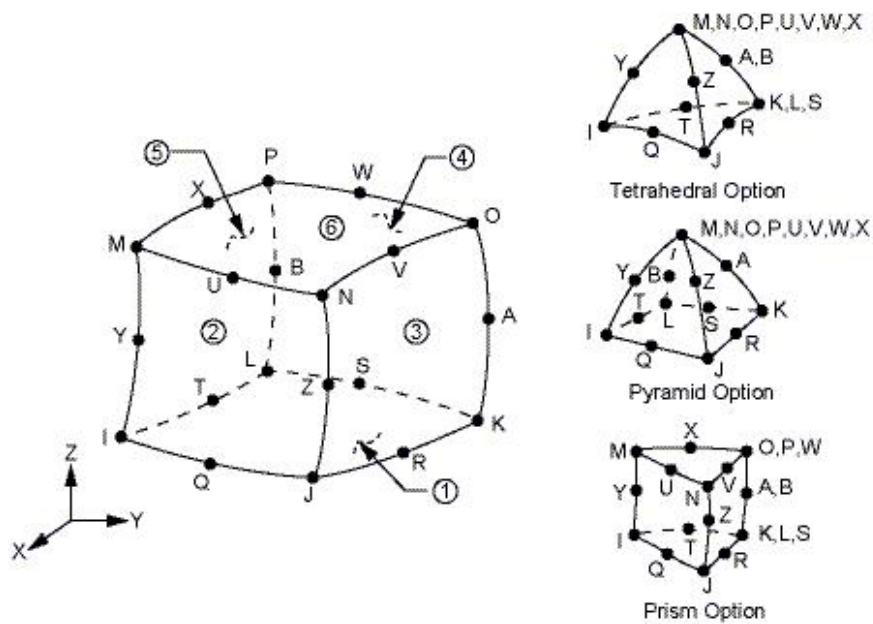


Abbildung 4-18 Elementtyp Solid186 [8]

- SOLID187 ist ein Element mit einer höheren Ordnung. SOLID187 hat ein quadratisches Verschiebungsverhalten und ist gut für die Modellierung von unregelmäßigem Netze (wie z.B. das von verschiedenen CAD / CAM-Systemen erzeugte Netz) geeignet. Das Element ist durch 10 Knotenpunkte definiert, mit jeweils drei Freiheitsgraden pro Knoten. Das Element hat Plastizitäts-, Hyperelastizitäts-, Kriech-, große Auslenkungs- und große Belastungs-Fähigkeiten. Es hat auch die Formulierungsfähigkeit zur Simulation der Verformungen von nahezu inkompressibel elastoplastischen Materialien und voll inkompressiblen hyperelastischen Materialien. Ausgeführt kann es nur als Tetraeder (10 Knoten) werden, siehe Abbildung 4-19. [8]

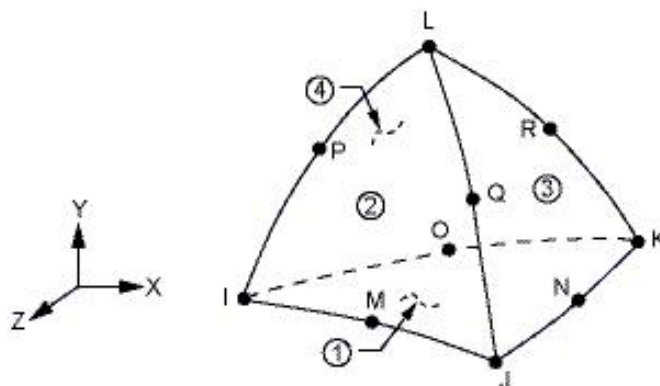


Abbildung 4-19 Elementtyp Solid 187 [8]

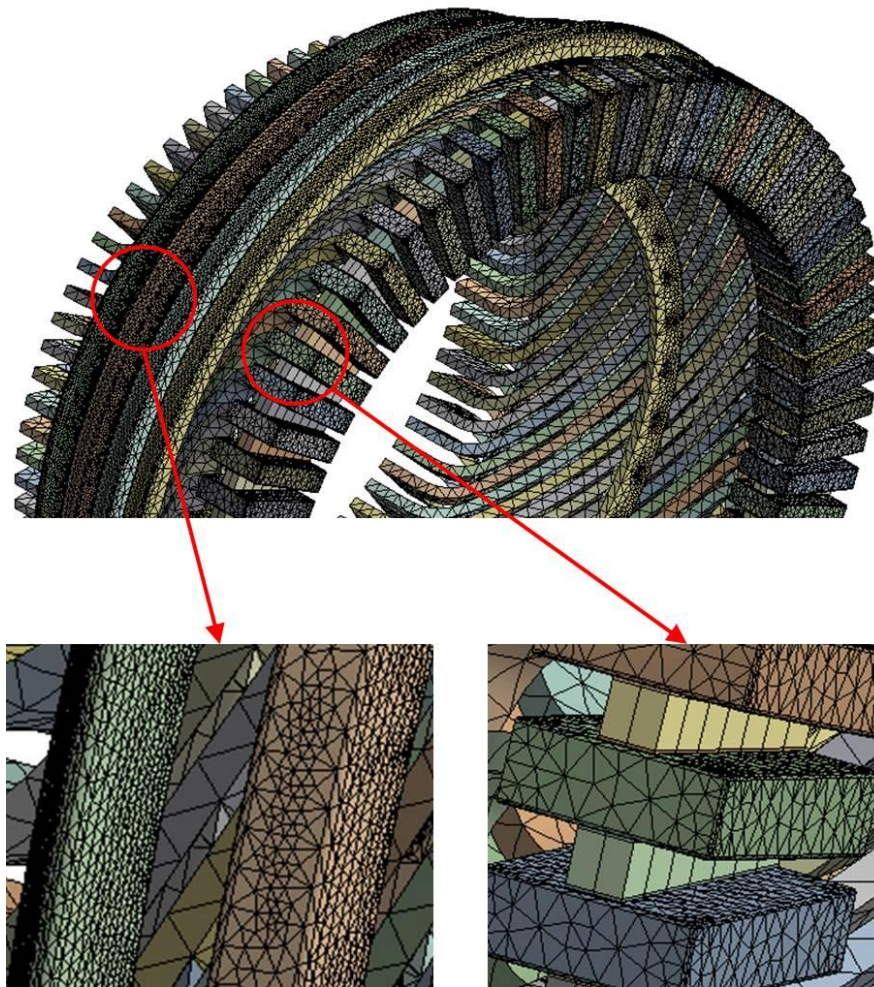


Abbildung 4-20 Netzstruktur Analyse 6

Für die Netzstruktur der Analyse 6, zu sehen in Abbildung 4-20, wurde die einzelnen Bauteile vom Vernetzer in 5,1 Million Finite Elemente geteilt und zirka 7,7 Millionen Knotenpunkte erzeugt. Die gesamte Netzstruktur wurde am Anfang mit allen zur Berechnung vorgesehenen Bauteilen des FE-Modells aufgebaut. Für die verschiedenen Analysen wurden anschließend die Bauteile, die in der Berechnung nicht berücksichtigt wurden, unterdrückt. Dieses Unterdrücken der Bauteile bewirkte gleichzeitig, dass das Netz bzw. die Kontaktbedingungen für das Bauteil auch unterdrückt wurden. Die Qualität der Netzstruktur sollte in allen Analysen gleichbleibend hoch sein und ersparte die zeitintensive Arbeit am Vernetzen. Nachteil dieser Methode ist die hohe Anzahl an fein vernetzten Bereichen die für Kontaktbedingungen generiert wurden, die es in einigen Analysen anschließend gar nicht mehr gegeben hat.

Hervorgehoben werden können hierbei die Stützringe, die um einiges feiner vernetzt werden mussten als zum Beispiel die HGW-Blöcke. Abhängig ist es einerseits von der Geometrie des Bauteils und andererseits natürlich von den Kontaktbedingungen zu den Nachbarteilen.

Betrachtet man die Geometrie des HGW-Blocks, so wird man nur ebene Flächen und gerade Kanten erkennen. Die Kontaktbedingung zu dem harzgetränkten Filz wurde als Flächenverbund realisiert und stellt somit keine schwierige Aufgabe für den Vernetzer dar. Der Block wurde mit dem hochwertigen Elementtyp Solid 186 in 14 Hexaeder mit 146 Knotenpunkten unterteilt. Anders ist hingegen die Geometriebeschaffenheit der Stützringe, bei denen wir nur abgerundete Kanten erkennen können und aufgrund der Ringform das Vernetzen etwas schwieriger wird. Die Stützringe wurden je nach Größe und Form in 4103 bis 34251 Solid 187 Elementen unterteilt. Im nachfolgenden Kapitel über die besonderen Kontaktbedingungen wird man auch sehen, dass die Stützringe nur mit den Innenkanten die Stäbe berühren und so auch die Kontaktbedingung gewählt wurden. Dieser Umstand sorgt dafür, dass die Ringe an den Innenkanten stärker vernetzt werden müssen, um die Kontaktknoten der Stator- Stäbe zu treffen.

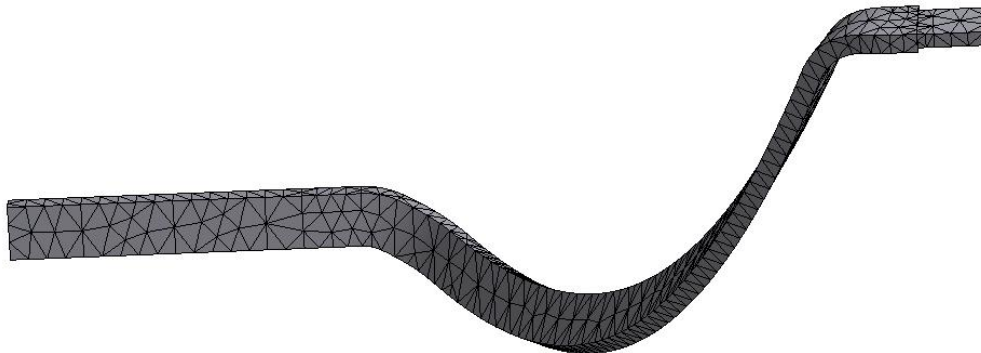


Abbildung 4-21 Vernetzter Statorstab

Aus der Netzkonvergenzstudie des Stabes ging hervor, dass der Stab mit 1403 Elementen und 3470 Knoten eine Frequenzgenauigkeit von 0,1 Prozent aufweist. Wie man in Tabelle 4-3 sehen kann steigt die Anzahl noch ein wenig an, da in der Vernetzung die Kontakte ebenfalls mitberücksichtigt worden sind. Die Abbildung 4-21 zeigt den vernetzten Statorstab im Detail. Trotz seiner vielen Freiform- Kurven und Flächen wurde versucht den Stab so gleichmäßig wie möglich zu vernetzen. Verwendet wurden hierbei Elemente des Typs Solid 187, die den Stab in Tetraeder mit jeweils 10 Knotenpunkten unterteilten. Hochgerechnet ergibt sich pro Stab eine Anzahl von 10410 Freiheitsgraden (3470 Knotenpunkte mal 3 Freiheitsgrade) die berechnet werden mussten. Er ist einer der wichtigsten Bauteile, wenn es um die Modalanalyse des Wickelkopfes geht.

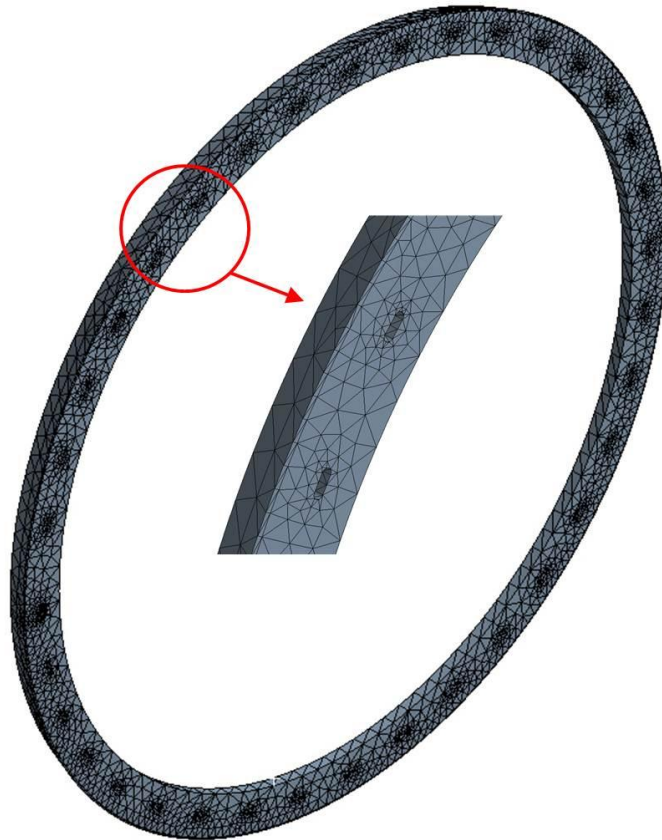


Abbildung 4-22 Netzdetails Luftführungsring

Der Luftführungsring stützt die Oberstäbe radial auf der Innenseite des Wickelkopfes. Wie später in den Kontaktbedingungen näher beschrieben, liegt die kegelförmig ausgebildete Oberstab-Konstruktion auf einem Kreisring auf. Im Realen werden, um die gesamte Auflagefläche zu nutzen, Filzeinlagen dazwischen gelegt. Die gesetzte Kontaktbedingung fordert eine etwas feine Vernetzung an den Außenkanten des Luftführungsringes, denn diese werden als Kontaktbedingung verwendet. Auf der Innenseite des Rings kann allerdings etwas grober vernetzt werden, da damit keine zusätzlichen Bindungen verknüpft sind. Die ovale Ausnehmungen, für die Montage des Luftführungsringes an den Oberstäben mit Hilfe von Bandagen, stellen natürlich eine Störstelle in diesem Bauteil dar, das ist auch der Grund warum der Vernetzer rund um diese Störstellen die Anzahl der Elemente erhöht. Für die Vernetzung wurden Solid 187 Elemente verwendet und unterteilen den Luftführungsring in 171122 Elemente mit 244535 Knotenpunkten.

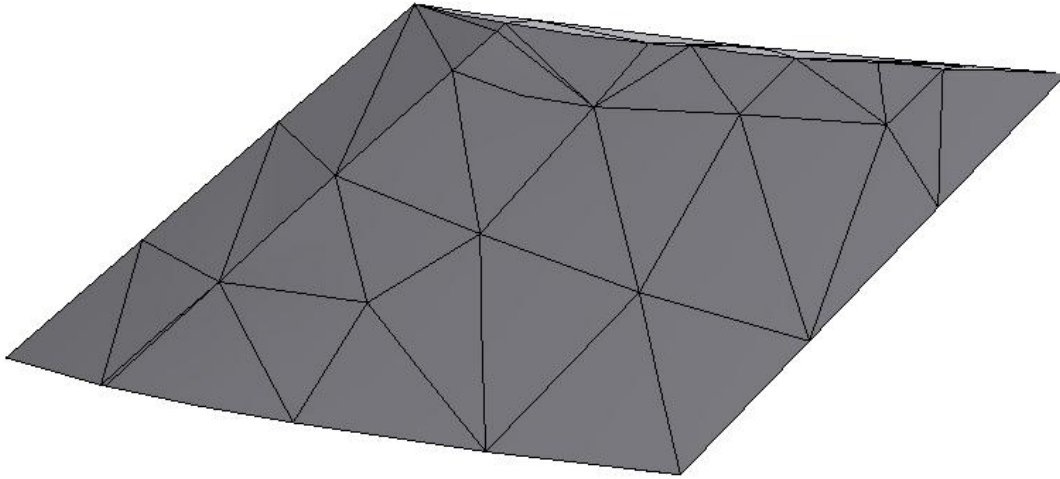


Abbildung 4-23 Netzdetails Distanzstück

Das Distanzstück in Abbildung 4-23 besteht komplett aus Freiformkurven und die Vernetzung wurde vollständig dem Programm überlassen. Die größten Flächen dienten als Kontaktbereiche mit den Statorstäben und mussten nicht sonderlich fein vernetzt werden. Die Anzahl der Solid 186 Elemente liegt bei 116 mit 254 Knotenpunkten und damit wurden die Berechnungen mit dem Distanzstück durchgeführt.

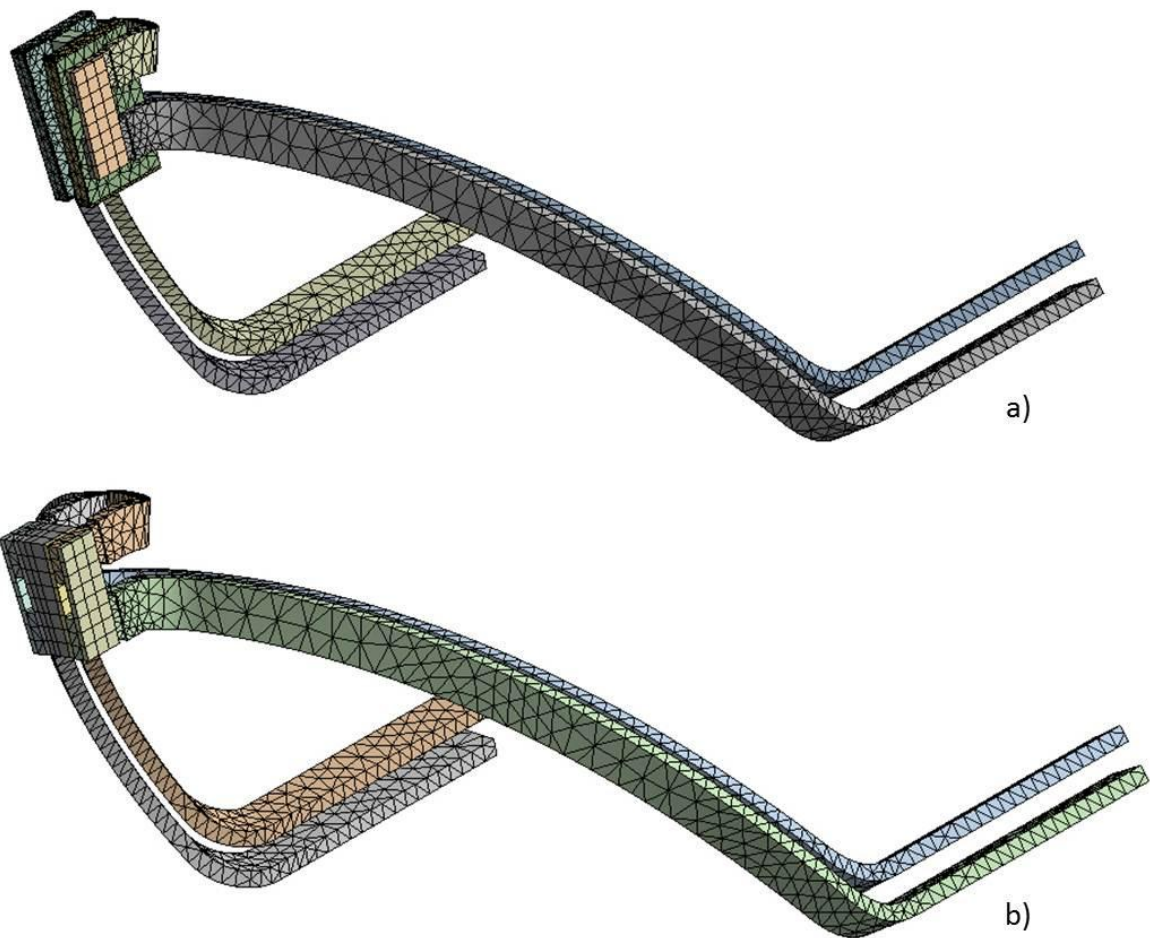


Abbildung 4-24 Netzstruktur der Analyse 1

Die Abbildung 4-24 zeigt die beiden Netzstrukturen der Analyse mit zwei Oberstäben und zwei Unterstäben und den beiden verschiedenen Kopfbereichen. Im Kopfbereich sind einmal die Originalbauteile halbiert verbaut und einmal ist der Aufbau mit dem Ersatzblock berechnet worden. Die Analyse wird in Kapitel 5.1 näher beschrieben und ausgewertet. Im Gegensatz zu allen anderen Analysen wurde die Netzstruktur ausschließlich vom programminternen Vernetzertool durchgeführt. Die Vernetzungseinstellungen wurden allerdings auf ein maximales Niveau bzw. auf maximale Qualität des Netzes ausgelegt, denn bei einer so geringen Anzahl an Bauteilen und der geringen Komplexität des Aufbaus ist der Arbeitsspeicherbedarf relativ gering. Somit vernetzte das Tool die Baugruppe mit den Originalteilen mit 12985 Elementen bzw. 28791 Knotenpunkten mit Solid 186 und Solid 187 Elementen. Im Vergleich dazu wurde die Baugruppe mit dem Ersatzblock im Kopfbereich mit 6469 Elementen bzw. 15516 Knotenpunkten mit Solid 186 und Solid 187 Elementen vernetzt.

In der Tabelle 4-1 ist eine Übersicht über alle Bauteile und den vernetzten Elementtypen. Weiteres ist eine Aufschlüsselung der Anzahl der Elemente und Knoten pro Bauteil zu sehen. Diese Werte

sind aus der vollständig vernetzten Baugruppe entnommen worden und wurden so auch in den Analyse verwendet. Bei den Stützringen und Distanzringen wurden die Werte der Ringe mit den größten Abmessungen in der Liste eingetragen.

Bauteil	Elementtyp	Elemente	Knoten
Unterstab	Solid 187	1485	2738
Kappe	Solid 187	2509	5145
Füllmaterial	Solid 187	6743	9905
Oberstab	Solid 187	1485	2738
Kupferplatte	Solid 186	10	108
Luftführungsring	Solid 187	171122	244535
Konsole	Solid 187	58037	82837
Stützring	Solid 187	507121	727507
Distanzring	Solid 186	554	5207
HGW Block	Solid 186	14	146
Filzeinlage	Solid 186	14	146
Distanzstück	Solid 187	116	254

Tabelle 4-3 Verwendete Elementtypen und Anzahl der vernetzten Elemente

4.5 Kontaktbedingungen

Die Kontaktfindung in ANSYS ist ein wesentlicher Schritt um eine gute Modalanalyse durchführen zu können. Die 1245 Bauteile müssen durch Kontaktbedingungen miteinander verbunden werden, das geht entweder über Flächenkontakte, Fläche-Kante-Kontakte oder Kante-Kante-Kontakte. Bei den Kontaktarten unterscheidet ANSYS zwischen:

- *Verbund (bonded)*: Wenn die Kontaktregionen verbunden sind, wird keine Verschiebung oder Trennung zwischen Flächen oder Kanten erlaubt. Man kann es sich wie eine Verklebung der Flächen vorstellen. Diese Art von Kontakt ermöglicht eine lineare Lösung, da die Kontakt- Länge / Fläche sich während der Belastung nicht ändern. Wenn der Kontakt auf dem mathematischen Modell bestimmt wird, werden alle Lücken geschlossen und jedes anfängliche Eindringen wird ignoriert.
- *Keine Trennung (No Separation)*: Diese Kontakteinstellung ist ähnlich wie der Fall „gebunden“. Sie gilt nur für Flächen (für 3-D-Festkörper) oder Kanten (für 2-D-Platten). Die Trennung von Flächen im Kontakt ist nicht erlaubt, aber ein geringes reibungsfreies Gleiten kann auftreten.
- *Reibungsfrei (Frictionless)*: Die bestimmten Regionen können sich bei dieser Einstellung reibungsfrei gegeneinander bewegen. Sie gilt nur für Flächen (für 3-D-Festkörpern) oder Kanten (für 2-D-Platten).

- *Rauigkeit (Rough)*: Im Vergleich zu der reibungsfreien Einstellung, bildet diese Einstellung einen vollkommen rauhen Reibkontakt, wo es kein Gleiten gibt. Sie gilt nur für Regionen von Flächen (für 3-D-Festkörpern) oder Kanten (für 2-D-Platten). Standardmäßig wird kein automatisches Schließen von Lücken durchgeführt. Dieser Fall entspricht einem unendlichen Reibungskoeffizienten zwischen den kontaktierenden Körpern.
- *Kraftschlüssig (Frictional)*: In dieser Einstellung, können zwei sich berührenden Flächen Schubspannungen bis zu einer bestimmten Größe übertragen, bevor es zu einem Gleiten relativ zueinander kommt. Sie gilt nur für Flächen. Dieser Zustand ist bekannt als "kleben". Der Reibwert kann jeder nicht-negativen Wert sein. [8]

Als Kontaktart für das gesamte System wurde immer Verbund gewählt. Folgende Kontakte wurden definiert:

1. Stator- Stäbe mit Kupferplatten	Verbund
2. Stator- Stäbe mit Füllmaterial	Verbund
3. Stator- Stäbe mit Distanzstücke	Verbund
4. Stator- Stäbe mit Stützringen	Verbund
5. Stator- Stäbe mit Distanzringen	Verbund
6. Stator- Stab mit Luftführungsring	Verbund
7. Kupferplatten mit Füllmaterial	Verbund
8. Füllmaterial mit Kappe	Verbund
9. Kappe mit harzgetränktem Filz	Verbund
10. Hartgetränkter Filz mit HGW Block	Verbund
11. Stützringe mit Konsolen	Verbund

Ad 1: Die Statorstäbe werden im Wickelkopf durch zwei Kupferplatten kurzgeschlossen. Dafür werden die Kupferplatten über eine Schweißverbindung mit den Stäben verbunden. Für die numerische Modalanalyse ergibt sich bei der Kontaktbedingung dafür ein Flächenverbund der Stäbe mit den Kupferplatten.

Ad 2, 7 und 8: Nachdem die Kupferplatten aufgeschweißt worden sind wird die Kappe über dieser Konstruktion geschoben und mit dem Füllmaterial ausgegossen. Dieser Vorgang verbindet nun alle Bauteile miteinander. Der logische Schluss für die Kontaktbedingung ist Verbund bzw. ein Flächenverbund mit allen aneinander grenzenden Flächen.

Ad 3: Die Distanzstücke werden per Hand in die Zwischenräume der Stäbe eingebaut und anschließend durch eine thermisch aushärtende Bandage in ihrer Position fixiert. Prinzipiell ist die äußerste Schichte der Distanzstücke eine Filzeinlage, die es den Distanzstücken ermöglicht im

Verformungsfall auf den Isolierungsschichten der Stäbe entlang zu rutschen. Nachdem im FE-Modell die Bandagen zur Positionssicherung nicht berücksichtigt werden, musste dieser rutschende Kontakt modelliert werden. Geeignet wurde sich auf die Flächenkontaktbedingung Verbund zwischen den Seitenflächen der Stäbe und des Distanzstückes mit der Änderung, dass der Schubmodul des Distanzstückes herabgesetzt wurde um das Rutschen als „weiches“ Nachgeben zu modellieren.

Ad 4 und 5: Schwierig wurde die Kontaktfindung zwischen den Stator- Stäben und den Stütz- bzw. Distanzringen. Schemenhaft und etwas übertrieben wird die Situation in Abbildung 4-25 a) dargestellt. Die Stützringe an der Außenseite berühren die Stator- Stäbe aufgrund des Innenradius nur an den Kanten. Für diese Kontaktbedingung wurde eine Fläche-Kanten-Verbindung eingestellt, das heißt, die Innenfläche des Rings wurde verbunden mit den Außenkanten der Stator- Stäbe. Der Distanzring zwischen dem Ober- und Unterstab liegt allerdings mit der konkaven Ringoberfläche auf dem Oberstab. Hier treffen sich nur die beiden Flächen und so wurde ein Fläche-Fläche-Kontakt zwischen dem Oberstab und den Distanzringen eingestellt.

Ad 6: Wie auch schon bei den Stützringen liegt der Luftführungsring mit der Ringaußenfläche auf den Oberstäben auf. In der Realität wird zwischen den Bauteilen eine Filzeinlage mit eingebaut und der Luftführungsring mit thermisch aushärtenden Bandagen an den Oberstäben befestigt. Aufgrund dieser Tatsache blieb für die Modellierung nur der Flächenverbund zwischen dem Ring und der Stäbe.

Ad 9 und 10: Nach dem Aushärten des Füllmaterials werden die HGW-Blöcke mit den harzgetränkten Filzeinlagen wie ein Keil zwischen zwei Kappen gedrückt und verkleben so zwei Kappen, zwei Filzeinlagen und den HGW-Block in einem Arbeitsschritt. Über eine Flächenkontaktbedingung der Bauteile werden sie ins FE-Modell verbaut.

Ad 11: Die Konsolen sind über Luftleitbleche und eine Verschraubung mit dem Gehäuse gesichert. Eigentlich müsste die Kontaktbedingung kraftschlüssig bestimmt werden, allerdings sind die Schubspannungswerte bei denen ein Gleiten auftritt nicht bekannt gewesen. Folglich wurde die Kontaktbedingung auf Verbund gesetzt.

Ein wichtiger Aspekt in der Kontaktfindung ist die Definition der Pinball-Region. Auf Grund von Toleranzen oder auch geometrischer Gegebenheiten kann es vorkommen, dass definierte Verbund-Kontakte in der Berechnung nicht berücksichtigt werden und die Bauteile sich voneinander abheben können. Die Pinball-Region definiert mit einem angegebenen Radius wie groß die Suchweite der Kontaktknoten ausfallen soll. Knoten werden, wie in Abbildung 4-25 b), im Kontaktbereich für die Berechnung miteinander verschmolzen. Wird die Pinball-Region zu groß

definiert, kann es allerdings zu einer erhöhten Steifigkeit der Kontaktregion kommen und so zu einem verfälschten Ergebnis.

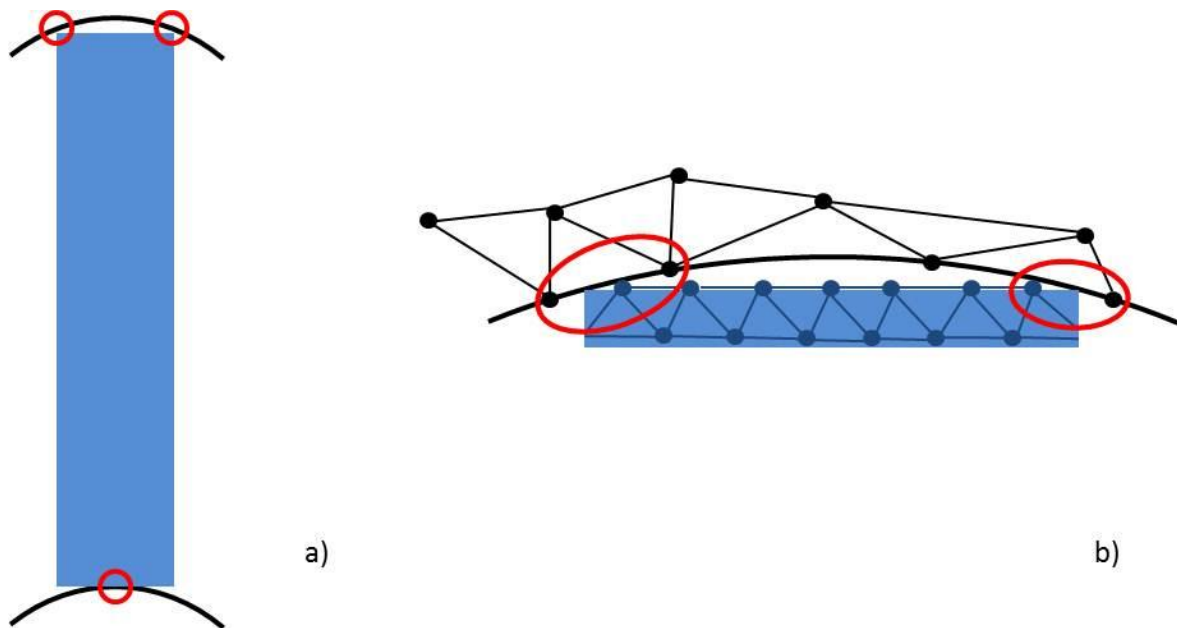


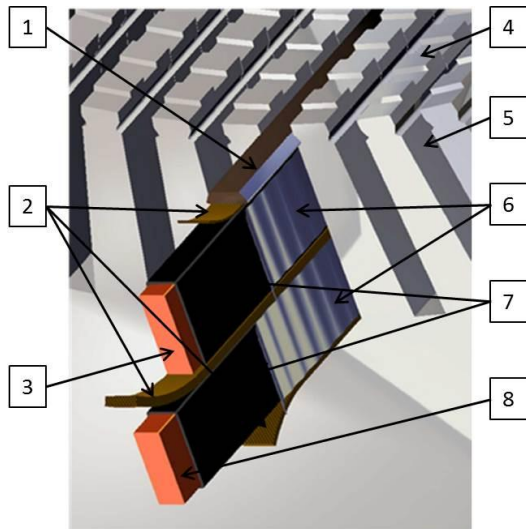
Abbildung 4-25 Kontaktbereich Ring mit Stator- Stab

4.6 Randbedingungen

Eine schwierige Aufgabe stellte die Modellierung der Lagerung des gesamten Systems dar. Die Randbedingungen spielen bei Berechnungen immer eine große Rolle und fehlerhafte Auslegung kann die Ergebnisse stark verfälschen. Das Modell wurde, für eine bessere Vergleichbarkeit der Ergebnisse, an die Berechnungen von Herrn Schlegl angepasst und wurden für die Bauteile folgendermaßen realisiert:

Randbedingungen der Stäbe

In einem vorherigen Kapitel wurde schon auf den eigentlichen Aufbau der Stäbe eingegangen. Der Wickelkopf im Allgemeinen beginnt mit dem Austritt der Stäbe aus den Stator- Nuten, zu sehen in Abbildung 4-26. Prinzipiell sind die Stäbe horizontal sowie vertikal über spezielle Einlagen gelagert. Bei den Berechnungen von Herrn Schlegl mit ANSYS Classic ist es möglich den Vernetzungsknoten im Nutbereich, jeweils eine Art Federlagerung zuweisen zu können. Deren Federsteifigkeiten werden in einer anderen Arbeit identifiziert und kommen im ANSYS Classic Modell zum Einsatz.



- | | |
|---|-------------------------------------|
| 1 | Zunge |
| 2 | elastische Einlagen |
| 3 | Kupferleiter des Oberstabes |
| 4 | Stator |
| 5 | Statornut |
| 6 | gewellte Einlagen |
| 7 | Isolierungsschicht |
| 8 | Kupferleiter des Unterstabes |

Abbildung 4-26 Stator- Nut mit Stäben [10]

Wie schon erwähnt besteht der Stator (4) nicht wie in Abbildung 4-26 aus einem Teil, sondern aus vielen Blechpaketen. Die speziellen Einlagen teilen sich in zwei verschiedene Typen auf. In Umfangsrichtung stützen die gewellten Einlagen (6) die Statorstäbe gegen die Innenwand der Statornut (5). Zwei dünnere elastische Einlagen (2) schützen die Stäbe bei der Verformung gegen den Statornutboden und gegen die Zunge (1), die für die Fixierung der Stäbe in den Nuten verantwortlich ist. Die mittlere elastische Einlage ist etwas stärker ausgeführt und trennt den Oberstab (3) und den Unterstab (8) in der Statornut. Alle Einlagen haben die Aufgabe die Stäbe bzw. die Isolierungsschicht (7) vor Beschädigungen zu schützen.

ANSYS Workbench bietet diese Möglichkeit nicht und somit musste auf andere Randbedingungen umgestiegen werden. In den Modellen der Berechnung wurden die Stäbe auf der Höhe des Austritts aus der Stator- Nut abgeschnitten und die damit entstandene Fläche als Bezug für eine Einspannung heran gezogen.

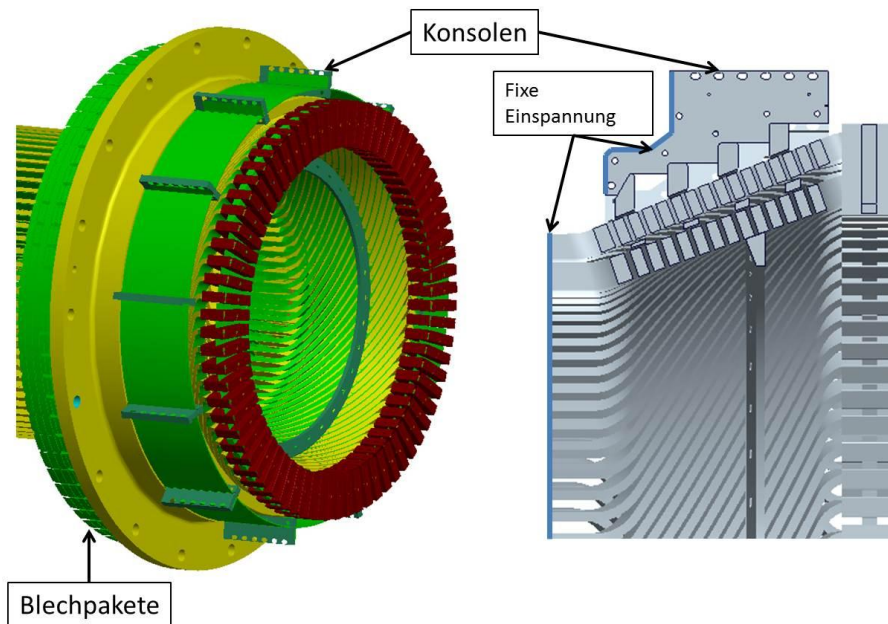


Abbildung 4-27 Lagerung des Modells bzw. der Konsolen

Diese Änderung der Randbedingungen führt allerdings dazu, dass das gesamte Modell des Wickelkopfes bei den Berechnungen eine höhere Steifigkeit besitzt. Zum Zeitpunkt der ersten Analysen waren die Ergebnisse der Untersuchung des Einspannbereichs der Statorstäbe noch nicht vollständig abgeschlossen. Erwartet wird allerdings ein orthotropes Verhalten der unterschiedlichen speziellen Einlagen in der Statornut. Dies in das FE-Modell einzubauen wäre nicht möglich, da ANSYS Workbench nicht wie ANSYS Classic über Feder-Dämpfer-Einspannelemente verfügt. Die Berechnungen wurden somit mit einer festen Einspannung durchgeführt, allerdings wurde für die Evaluierung mit ANSYS Classic eine Analyse mit einer elastischen Einspannung berechnet. Bei dieser wurde die Basissteifigkeit von $2 * 10^8 \frac{N}{m}$ angenommen und den gleichen Flächen, wie bei der festen Einspannung, zugewiesen. Die Ergebnisse werden in Kapitel 6 ausgewertet.

Für die Analyse 1 wurden jeweils zwei Ober- und zwei Unterstäbe mit verschiedenen Kopfbereichen berechnet. Die Randbedingungen für die Stäbe änderten sich aufgrund der Tatsache, dass die Stäbe noch nicht auf Eintrittslänge in die Statornut gekürzt wurden. Der noch übriggebliebene Stab im Stator wurde zur Gänze mit einer fixen Einspannung definiert. Zu sehen ist die Aufteilung der Stabbereiche und die Einspannung in blau gekennzeichnet in Abbildung 4-28.

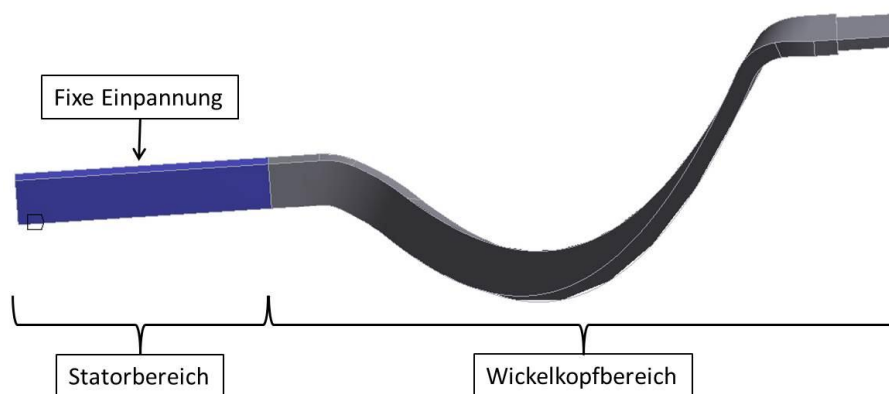


Abbildung 4-28 Randbedingungen der Analyse 1

Randbedingungen der Konsolen

Die Konsolen dienen zur Stabilisierung der vier Stützringe auf dem konisch herauslaufenden Unterstäben. In Abbildung 4-27 wird der Aufbau des Wickelkopfes mit den Konsolen gezeigt. Die Konsolen werden zuerst am Kollektorende montiert und anschließend wird zwischen zwei Konsolen ein Luftleitsegment verschraubt. Um die Komplexität gering zu halten wurden die Konsolen nur an der hinteren Flächen, die normalerweise auf dem Kollektorende befestigt wird, mit einer fixen Einspannung definiert. Die dazwischen liegenden Luftleitsegmente wurden in den folgenden Analysen nicht eingebaut und nicht berücksichtigt.

5 Modalanalysen des Wickelkopfes

Dieses Kapitel beschäftigt sich nun mit der Durchführung der Modalanalysen mit ANSYS Workbench v13. Als Ergebnis werden bei den unterschiedlich aufgebauten 3D Modellen die Eigenfrequenzen bzw. die dazugehörigen Eigenmoden dargestellt. Der Wickelkopf wird in den Analysen stückweise aufgebaut, um die Einflüsse der unterschiedlichen Bauteile auf die Eigenfrequenzen erkennbar zu machen.

5.1 Analyse 1

Aufbau

Die erste Evaluierung der Messergebnisse zwischen ANSYS Workbench und ANSYS Classic wurde mit einem sehr einfachen Modell realisiert. Die folgende Analyse vergleicht auch die Messergebnisse des Ersatzblocks mit dem originalen Kopfbereich.

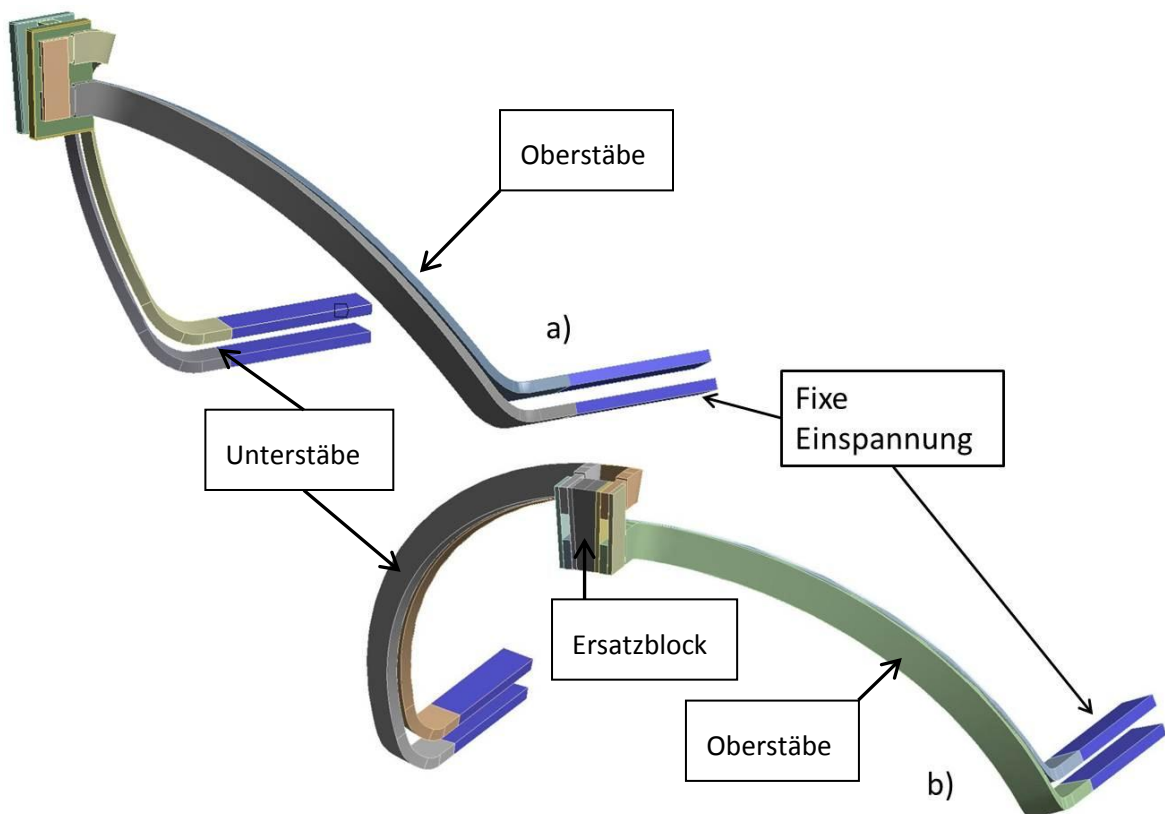


Abbildung 5-1 Analyse 1 Aufbau a) mit original Bauteilen b) mit Ersatzblock

Der Aufbau beschränkte sich, wie in Abbildung 5-1 zu sehen, aus jeweils zwei Oberstäben, zwei Unterstäben und den Kupferplatten. Der Kopfbereich wurde einmal mit den Originalteilen, in weiterer Folge Analyse 1.1, und einmal mit dem Ersatzblock (Analyse 1.2) aufgebaut und der Analyse unterzogen. Um die Massen und deren Auswirkung auf die Modalanalyse zu berücksichtigen, bzw. auf den Ersatzblock anzupassen, wurden bei den Originalbauteilen die Kappe und das Füllmaterial auf beiden Seiten halbiert. Die fixe Einspannung wurde in beiden Fällen im Bereich des Eintritts in die Nuten festgelegt und ist farblich blau hervorgehoben.

Ergebnisse

Die Materialdaten, wie E-Modul, Schermodul und die Masse wurde aus der Dissertation, bzw. aus den Berechnungen von Herrn Schlegl zur Verfügung gestellt und flossen direkt in die Berechnungen ein. In folgender Abbildung 5-2 sind die beiden Analysen im direkten Vergleich graphisch dargestellt. Der annähernd lineare Verlauf der Frequenz des Kopfbereichs mit Ersatzblock (orange Balken) weicht bei höheren Moden immer stärker von der Frequenz des originalen Kopfbereichs (blaue Balken) ab. Die Eigenvektoren werden in ANSYS Workbench auf die Massenmatrix normiert und verhindern somit einen quantitativen Vergleich bei unterschiedlichen Massenmatrizen.

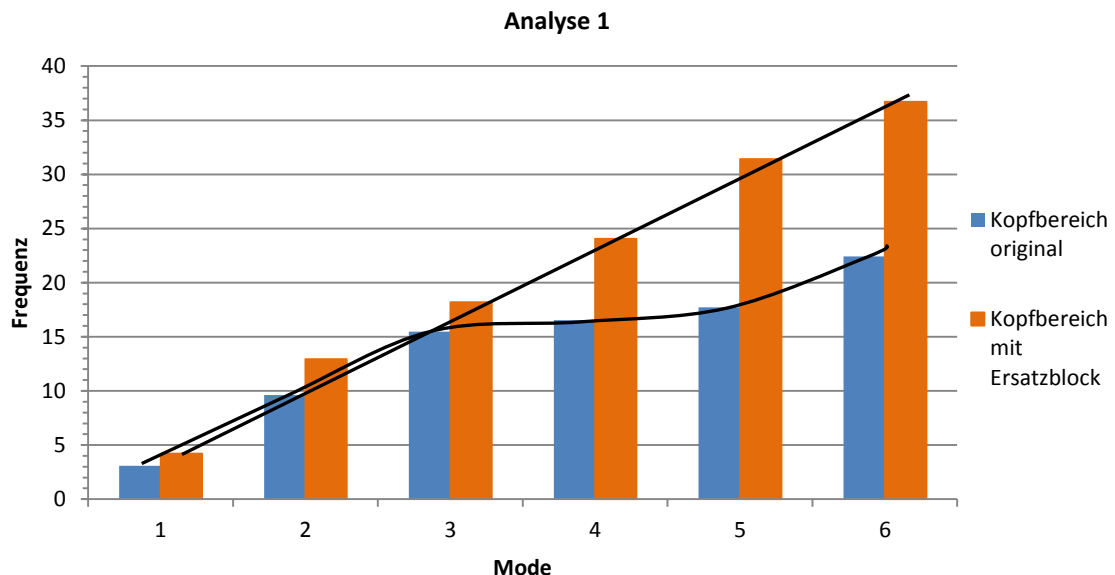


Abbildung 5-2 Eigenfrequenzen Analyse 1

Die Frequenzen der Analyse 1 lassen erkennen, dass sie bei der Berechnung mit dem Ersatzblock einem linearen Verlauf folgen. Hingegen zeigt die Berechnung mit den Originalbauteilen zwischen Mode 3 und Mode 5 eine eher geringe Zunahme der Frequenz.

Es ist in der Abbildung 5-2 klar ersichtlich, dass die Berechnungen mit dem Ersatzblock eindeutig eine höhere Steifigkeit aufweisen. Gründe dafür könnten die Materialeigenschaften sein, denn unterschiedliche Massen oder ein unterschiedlicher E-Modul des Kopfbereichs verändern das Verhalten. An der Masse kann es in diesem Fall nicht liegen, da die Massen der Originalteile gemessen wurden und mit Hilfe des Volumens des Ersatzblockes wurde anschließend die entsprechende Dichte errechnet und verwendet. Der Fehler kann daher eigentlich nur die Modellierung des Ersatzblockes mit einem zu „weichen“ E-Modul sein.

Ein Auszug aus den verschiedenen Eigenmoden dieser Analyse ist in Abbildung 5-3 und Abbildung 5-4 zu sehen. Die verschieden signifikanten Eigenmoden, wie z.B. Ellipsen- oder Polygonmode, sind hier nicht eindeutig zu identifizieren. Vertikales und horizontales Nicken sind die erkennbaren Eigenmoden, als Beispiel dafür kann die Abbildung 5-3 d) für vertikales und die Abbildung 5-3 a) für horizontales hervorgehoben werden. Anhand der Farbskala auf den Modellen, die von blau (keine Bewegung) über grün bis nach rot (maximaler Ausschlag) verläuft, kann die Gesamtverschiebung eines jeden Punktes genau verfolgt werden. Die klar abgegrenzten Farbübergänge sind ein gutes Zeichen für eine optimale Vernetzung der Struktur. Treten anstatt der klaren Linien ungleichmäßige Übergänge auf, so müsste man die entsprechenden Flächen feiner Vernetzen. Die Abbildungen stellen die relative Verschiebung im Vibrationsfall der Struktur dar. Diese modalen Eigenformen zeigen nur den qualitativen Verlauf der Verformung und nicht die absoluten Werte der Verformung.

	Analyse 1.1		Analyse 1.2	
	Frequenz in Hz	Eigenform	Frequenz in Hz	Eigenform
Mode 1	3,0864	Nickeigenmode	4,2184	Nickeigenmode
Mode 2	9,6288	vertikales Nicken	12,9372	vertikales Nicken
Mode 3	15,4604	gegenphasige Schwingung der Unterstäbe	18,1892	gegenphasige Schwingung der Unterstäbe
Mode 4	16,5236	Nickeigenmode	24,0588	Nickeigenmode
Mode 5	17,7116	gegenphasige Schwingungen der Stäbe	31,4032	gegenphasige Schwingungen der Stäbe
Mode 6	22,4184	gegenphasige Schwingung der Oberstäbe	36,7052	gegenphasige Schwingung der Oberstäbe

5-1 Eigenfrequenzen und Eigenformen der Analyse 1

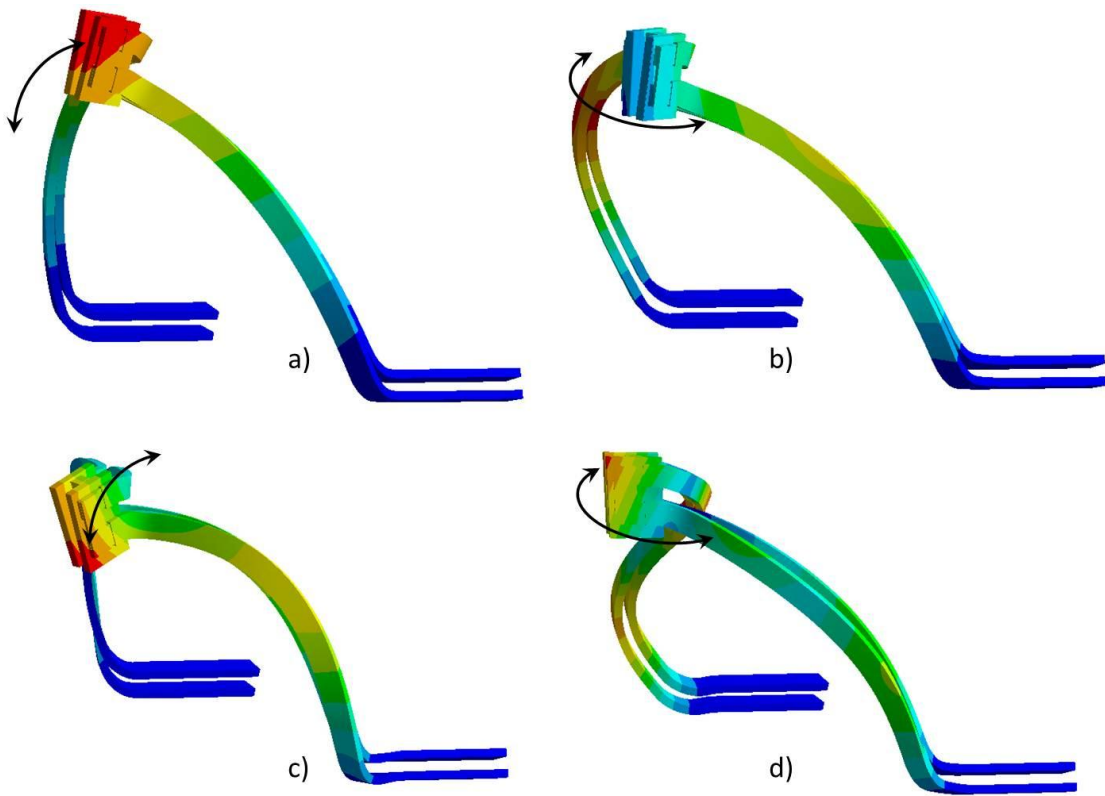


Abbildung 5-3 Gesamtverschiebung Analyse 1.1 a)Mode1 b)Mode2 c)Mode4 d)Mode8

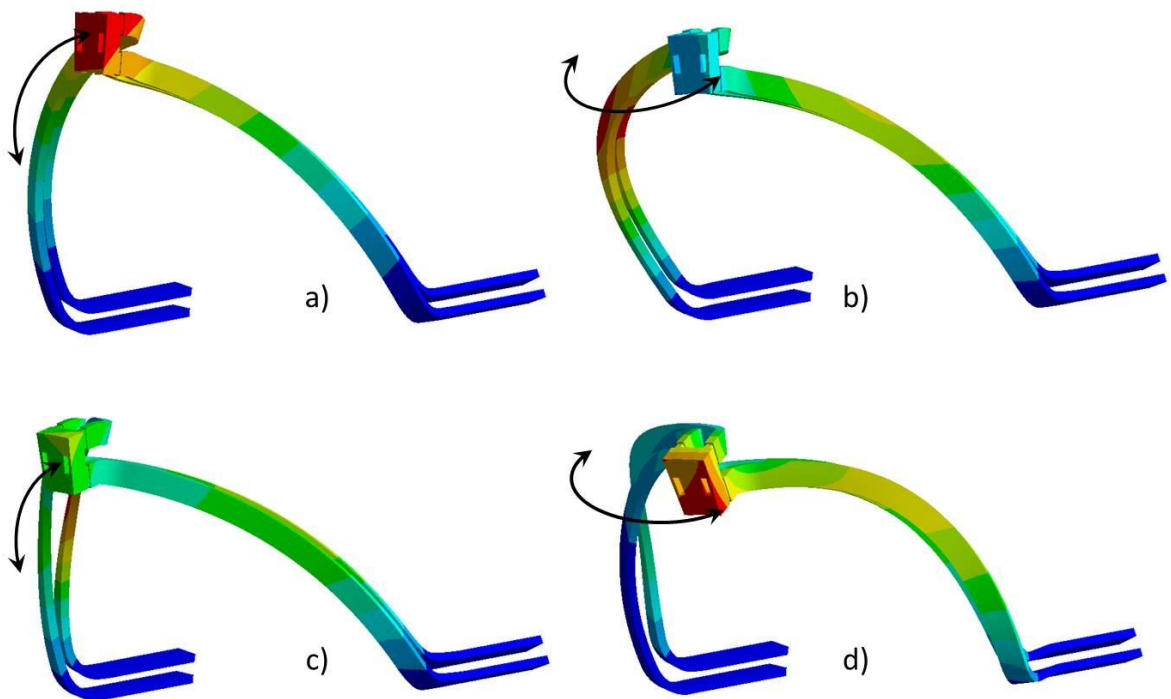


Abbildung 5-4 Gesamtverschiebung Analyse 1.2 a)Mode1 b)Mode2 c)Mode4 d)Mode5

Die einzelnen Bilder zeigen immer eine Gesamtverschiebung des gesamten Modells und sind immer bei einem maximalen Ausschlag als Standbild exportiert worden.

5.2 Analyse 2

Aufbau

Für die Analyse 2 wurden die 72 Oberstäbe und die 72 Unterstäbe inklusive des gesamten Kopfbereichs des Wickelkopfes einer Modalanalyse unterzogen. Zusätzlich wurden in einem zweiten Schritt die 576 Distanzstücke der Baugruppe hinzugefügt.

Der Schnitt durch das Baugruppenmodell, in Abbildung 5-5, zeigt auch die Lagerung des gesamten Modells in der Modalanalyse. Die Stator- Stäbe wurden schon bei der Modellierung auf die Eintrittslänge der Stäbe in die Stator- Nuten eingekürzt und die so entstanden Flächen als Bezugsfläche für die fixe Einspannung gewählt.

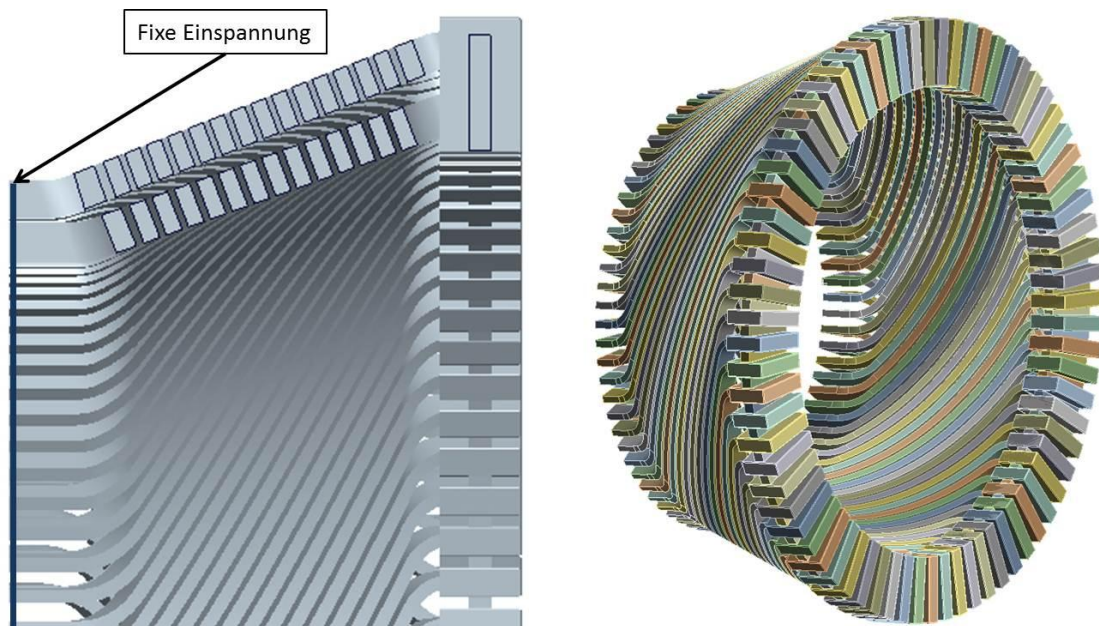


Abbildung 5-5 Schnitt durch Baugruppe und isometrische Ansicht der Analyse 2

Ergebnisse

Die Eigenfrequenzen sind nun in Abbildung 5-6 aufgelistet und zeigen auch den direkten Vergleich der beiden Analysen.

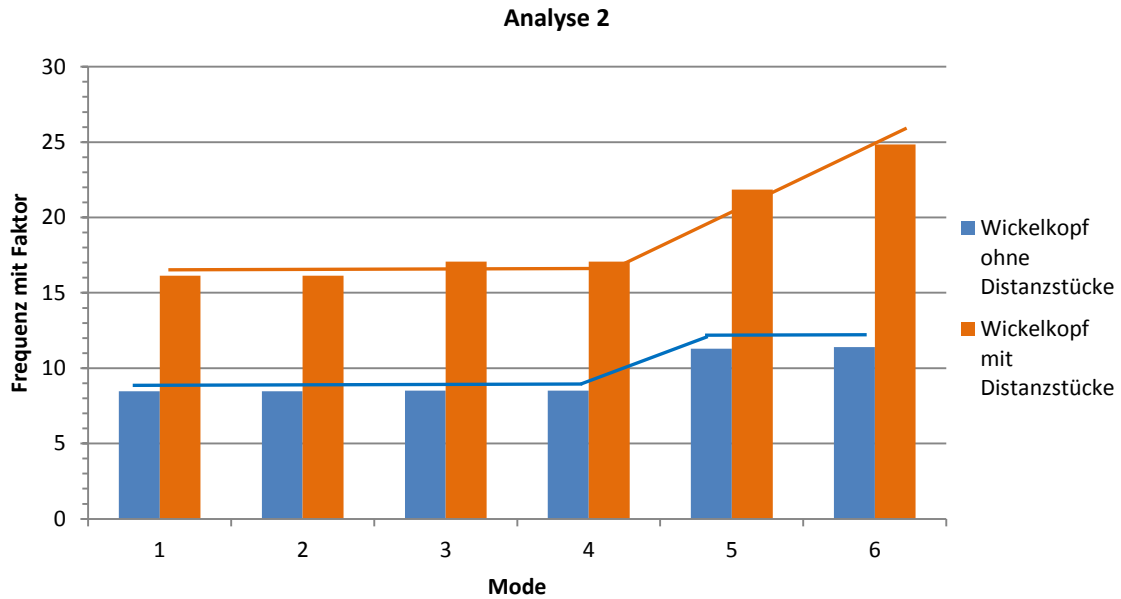


Abbildung 5-6 Eigenfrequenzen Analyse 2

Im Folgenden wird die Analyse ohne Distanzstücke als Analyse 2.1 und die Analyse mit Distanzstücke als Analyse 2.2 bezeichnet.

Erkennbar ist, dass die eingebauten Distanzstücke die Frequenz verdoppelt. Diese Tatsache resultiert aus der erhöhten Masse und der, durch den Einbau und Lagerung der Distanzstücke, erhöhten Steifigkeit. Es wiederholt sich auch hier wieder, wie in Analyse 1, der unterschiedliche Frequenzverlauf. Veränderte Geometrie bzw. etwaige Modellierungsabweichungen bei den Distanzstücken könnten diese Abweichungen hervorrufen. Wie auch in der Tabelle 5-2 heraus zu lesen haben die ersten vier Moden der Analyse 2.1 annähernd die gleiche Frequenz, weisen allerdings immer andere Eigenformen auf. Die Gesamtverschiebung der ersten beiden Nickeigenmoden ist in Bezug auf den Kopfbereich um 90° verdreht. Hingegen verlaufen die Ellipseneigenmoden von Mode 3 und Mode 4 gegenphasig. Nach einer kleinen Frequenzerhöhung in Mode 5 als Torsionseigenmode ist die Differenz zum Polygoneigenmode wieder relativ gering. Interessant ist auch die Tatsache, dass die Moden 1,2 und 3,4 in den beiden Analysen genau gegengleiche Eigenformen ausbilden. In Analyse 2.2 kommt es wie schon in Analyse 2.1 nach dem geringen Anstieg der Frequenz in den ersten 4 Moden zu einem steileren Anstieg der Frequenz in Mode 5 und 6.

	Analyse 2.1		Analyse 2.2	
	Frequenz in Hz	Eigenform	Frequenz in Hz	Eigenform
Mode 1	8,4708	Nickeigenmode	16,1412	Ellipseneigenmode
Mode 2	8,4708	Nickeigenmode	16,1432	Ellipseneigenmode
Mode 3	8,5024	Ellipseneigenmode	17,0776	Nickeigenmode
Mode 4	8,504	Ellipseneigenmode	17,0792	Nickeigenmode
Mode 5	11,288	Torsionseigenmode	21,856	Torsionseigenmode
Mode 6	11,396	Polygoneigenmode	24,85	Polygoneigenmode

Tabelle 5-2 Eigenfrequenzen und Eigenformen Analyse 2

In Abbildung 5-7 und Abbildung 5-8 werden die vier wichtigsten auftretenden Eigenmoden für beide Analysen gezeigt. Die einzelnen Bilder zeigen immer eine Gesamtverschiebung des gesamten Modells und sind immer bei einem maximalen Ausschlag als Standbild exportiert worden.

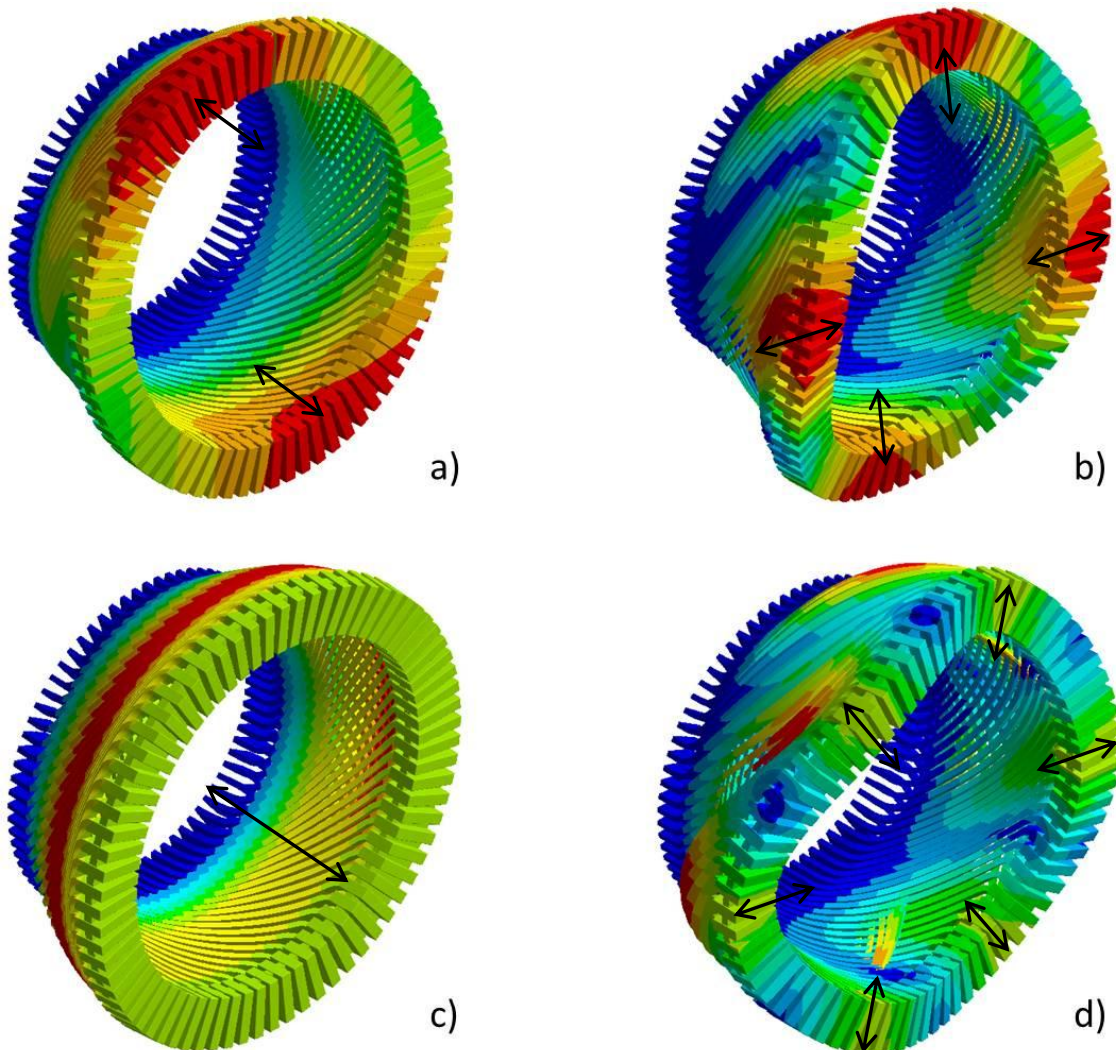


Abbildung 5-7 Gesamtverschiebung Analyse 2.1 a)Mode1 b)Mode3 c)Mode5 d)Mode6

Die Moden sind bei beiden Analysen deckungsgleich und umfassen Nickeigenmode (a), Ellipseigenmode (b), Torsionseigenmode (c) und Polygoneigenmode (d). Anhand der Anzahl der Schwingungsknoten können die auftretenden Moden identifiziert werden. Ein Schwingungsknoten ist in den Abbildungen an den wechselnden Farben in Blau erkennbar und zeigt Stellen ohne Verformung an. Ein durchgehender roter Ring in der Abbildung deutet auf einen Torsionseigenmode hin. Zwei Schwingungsknoten kennzeichnen einen Nickeigenmode, der sich auf einer Ebene ausbildet und um eine horizontale Symmetrieachse schwingt. Der Elliptische Mode oder Ellipseigenmode weist 4 Schwingungsknoten auf und ist in Abbildung 5-8 a) sehr deutlich zu erkennen. Mit 6 Schwingungsknoten ist der Polygonalmode oder Polygoneigenmode in Abbildung 5-8 d) ersichtlich und ist in dieser Arbeit der höchste Eigenmode, der gesucht wird.

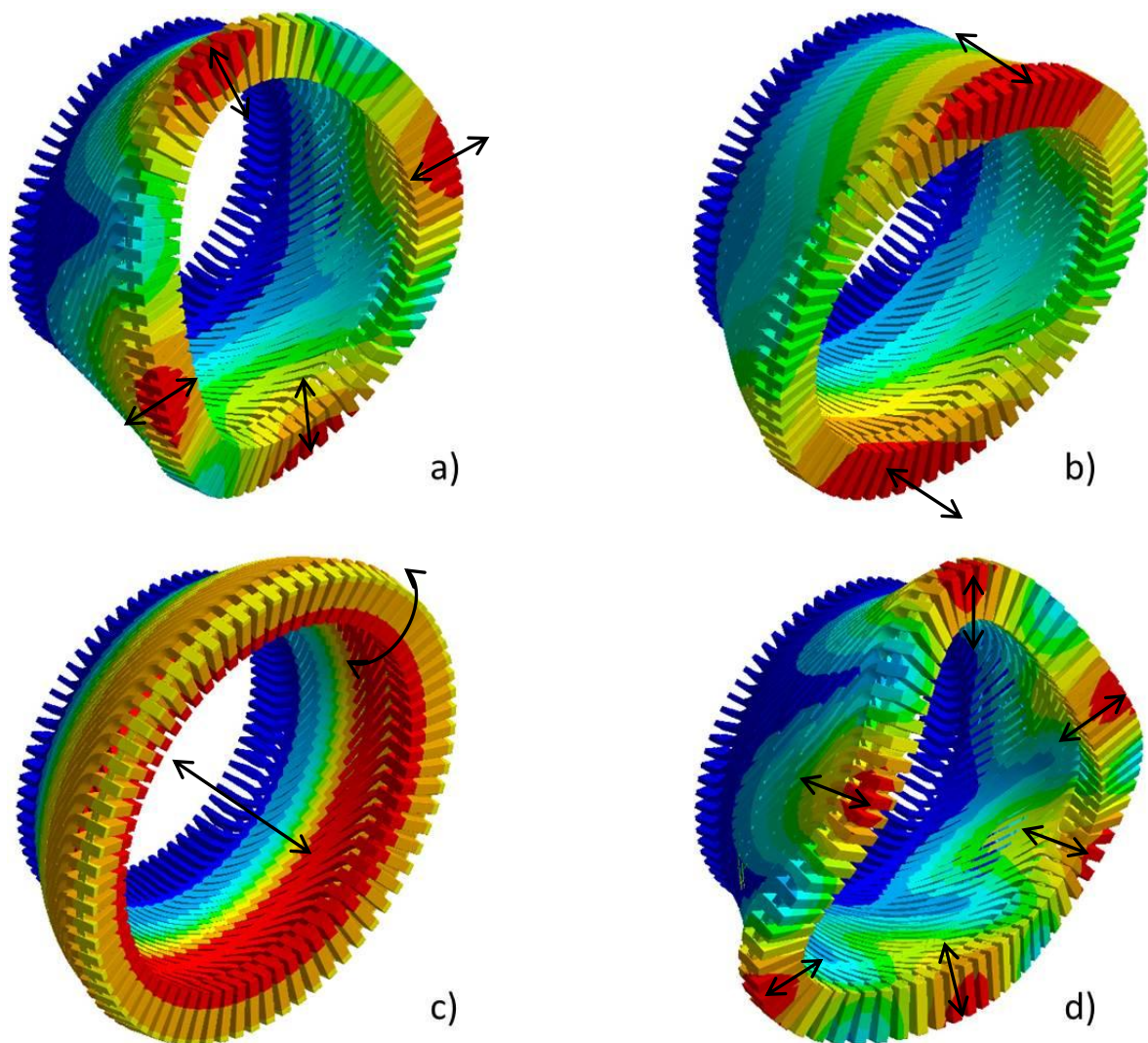


Abbildung 5-8 Gesamtverschiebung Analyse 2.2 a) Mode1 b) Mode3 c) Mode5 d) Mode6

5.3 Analyse 3

Aufbau

In der folgenden Analyse werden zusätzlich zum Aufbau der Analyse 2 ohne Distanzstücke noch die Stützringe verbaut. Diese Stützringe sollen die äußeren Stator- Stäbe in radialer Achsrichtung stabilisieren und in Form halten. Im realen Wickelkopf werden die Ringe mit den Stäben über harzgetränkte Filzeinlagen miteinander verklebt. Im Modell wurden die Kontaktbedingungen der Ringe mit den Stäben auf Verbund gesetzt und auf die Modellierung der Filzeinlagen verzichtet. Gestartet wird mit einer Berechnung mit dem größten Stützring und anschließend mit allen vier Stützringen. Der Aufbau in Abbildung 5-9 zeigt den Wickelkopf mit den Stützringen im Seitenschnitt.

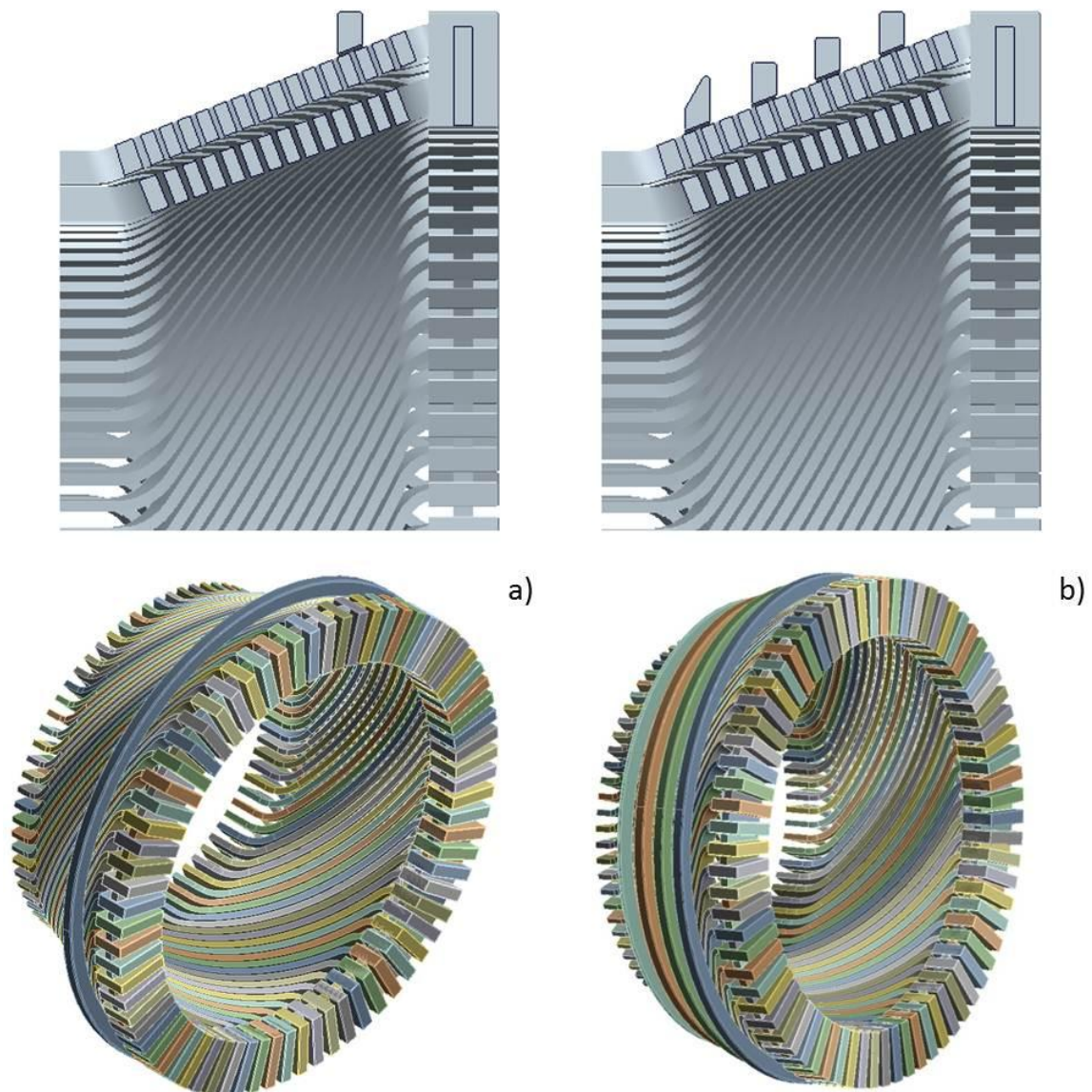


Abbildung 5-9 Aufbau Analyse 3 a) ein Stützring b) vier Stützringe

Ergebnisse

An den Eigenfrequenzen in Abbildung 5-10 erkennt man eine vorhersehbare Erhöhung der Steifigkeit mit vier Stützringen (orange Balken) im Vergleich zu den Eigenfrequenzen bei einem Stützring. Dies trifft auf die Moden 1 bis 6 zu, wobei auffallend ist, dass bei den ersten beiden Moden (Nicken) und dem Torsionseigenmode 5 die Frequenzen deutlich mehr ansteigen als bei den restlichen Moden. Das gesamte System wird natürlich durch die zusätzlichen Ringe steifer und ändert im Gleichungssystem die Steifigkeitsmatrix und die Massenmatrix. Diese veränderte Ausgangssituation kann ein Grund für die unterschiedlichen Frequenzverläufe sein.

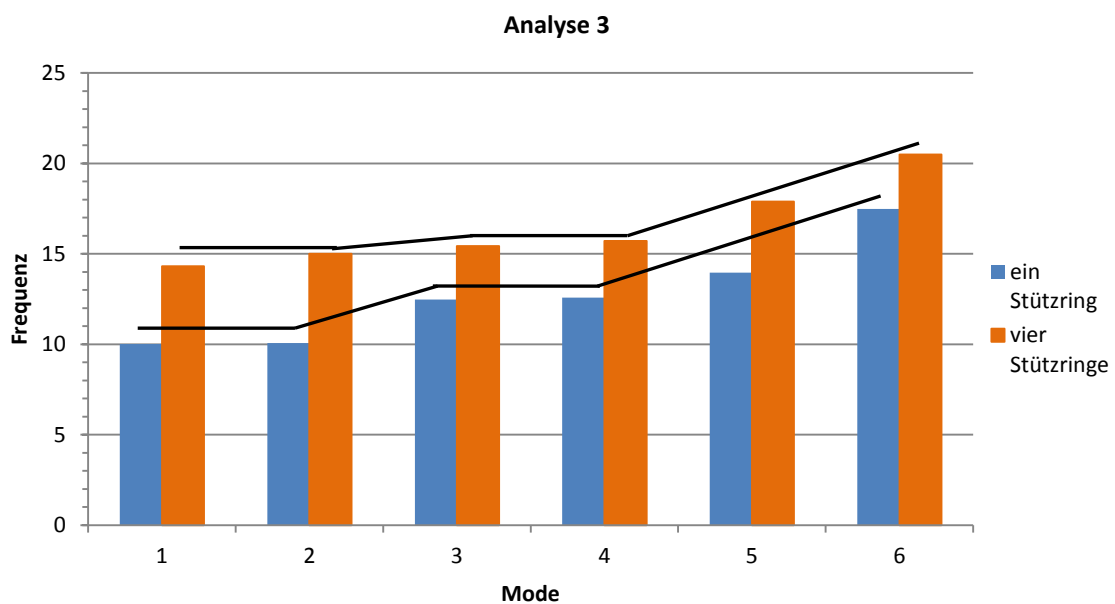


Abbildung 5-10 Eigenfrequenzen Analyse 3

In der Analyse 3.2 erkennt man einen leichten Anstieg der Eigenfrequenz in den ersten 4 Moden und einen steileren Anstieg zu Mode 5 und 6. Annähernd gleiche Moden 1 und 2 bzw. 3 und 4 lassen sich in der Analyse 3.1 identifizieren. Nahezu parallel zur Analyse 3.2 verläuft anschließend der Anstieg der Frequenz in den Moden 5 und 6. Aus der Tabelle 5-3 lässt sich wiederum die vertauschten Eigenformen in den ersten vier Moden erkennen. Dieses Phänomen tritt, wie schon in der Analyse 2, auch hier wieder auf.

	Analyse 3.1		Analyse 3.2	
	Frequenz in Hz	Eigenform	Frequenz in Hz	Eigenform
Mode 1	10,0152	Ellipseneigenmode	14,3068	Nickeigenmode
Mode 2	10,0684	Ellipseneigenmode	14,998	Nickeigenmode
Mode 3	12,4788	Nickeigenmode	15,4264	Ellipseneigenmode
Mode 4	12,5752	Nickeigenmode	15,7044	Ellipseneigenmode
Mode 5	13,9628	Torsionseigenmode	17,8936	Torsionseigenmode
Mode 6	17,484	Torsionseigenmode	20,4972	Polygoneigenmode
Mode 7	18,8972	Polygoneigenmode	---	---
Mode 8	18,904	Polygoneigenmode	---	---

Tabelle 5-3 Eigenfrequenzen und Eigenformen Analyse 3

Die Berechnung der Analyse 3.1 brachte in den ersten 6 Moden nicht alle gesuchten Eigenmoden und so musste der Suchbereich auf die ersten 8 Moden ausgeweitet werden. Der 7. bzw. 8. Mode brachte erst die gewünschten Polygonmoden wie in Abbildung 5-11 d) zu sehen. Die Analyse 3.2 benötigte keine Erweiterung des Modenbereichs, denn die gesuchten Moden wurden in den ersten 6 Moden identifiziert. Abbildung 5-11 und Abbildung 5-12 zeigen nun die interessanten Eigenmoden: Nickeigenmode (a), Ellipseneigenmode (b), Torsionseigenmode (c) und Polygoneigenmode (d).

Im Vergleich zur Analyse 2 sind die Schwingungsknoten in Analyse 3 nicht mehr so ausgeprägt. Durch den Stützring in Analyse 3.1 treten die Schwingungen nun nicht mehr gleichmäßig in den Ober- und Unterstäben auf, sondern entfalten sich eher in den nicht durch Bauteile gestützten Oberstäben. Wir erkennen in Abbildung 5-11 a) wieder zwei Schwingungsknoten, die charakteristisch für einen Nickeigenmode sind, allerdings sind die Verformungsfelder der Oberstäbe leicht verzerrt und nicht mehr deckungsgleich mit den Unterstäben. Diese Verzerrung der Verformung kann in Abbildung 5-11 b) ebenso beobachtet werden. Bei genauer Betrachtung sieht man eine Verzerrung im Uhrzeigersinn bei dem Nickeigenmode und dem Ellipseneigenmode (4 Knoten). Der Torsionsmode in Abbildung 5-11 c) weist keinen durchgängigen roten Ring auf, das heißt die Verschiebungsmaxima verteilen sich hier nicht gleichmäßig um den gesamten Umfang der Oberstäbe. In den Unterstäben treten hier überhaupt keine maximalen Spannungen auf. Abbildung 5-11 d) zeigt den verzerrten Polygoneigenmode, indem man die Schwingungsknoten im Kopfbereich zwar identifizieren kann, aber die Verschiebungsmaxima liegen klar in den Oberstäben.

Man erkennt an dieser Abbildung auch leicht, dass die Verschiebungen nicht den tatsächlichen realen Verlauf einer Schwingung widerspiegeln, sondern nur quantitative Verformung darstellt.

Es gibt Bereiche bei denen die Ober- und Unterstäbe miteinander kollidieren, ein im realen Versuch nicht auftretender Fall.

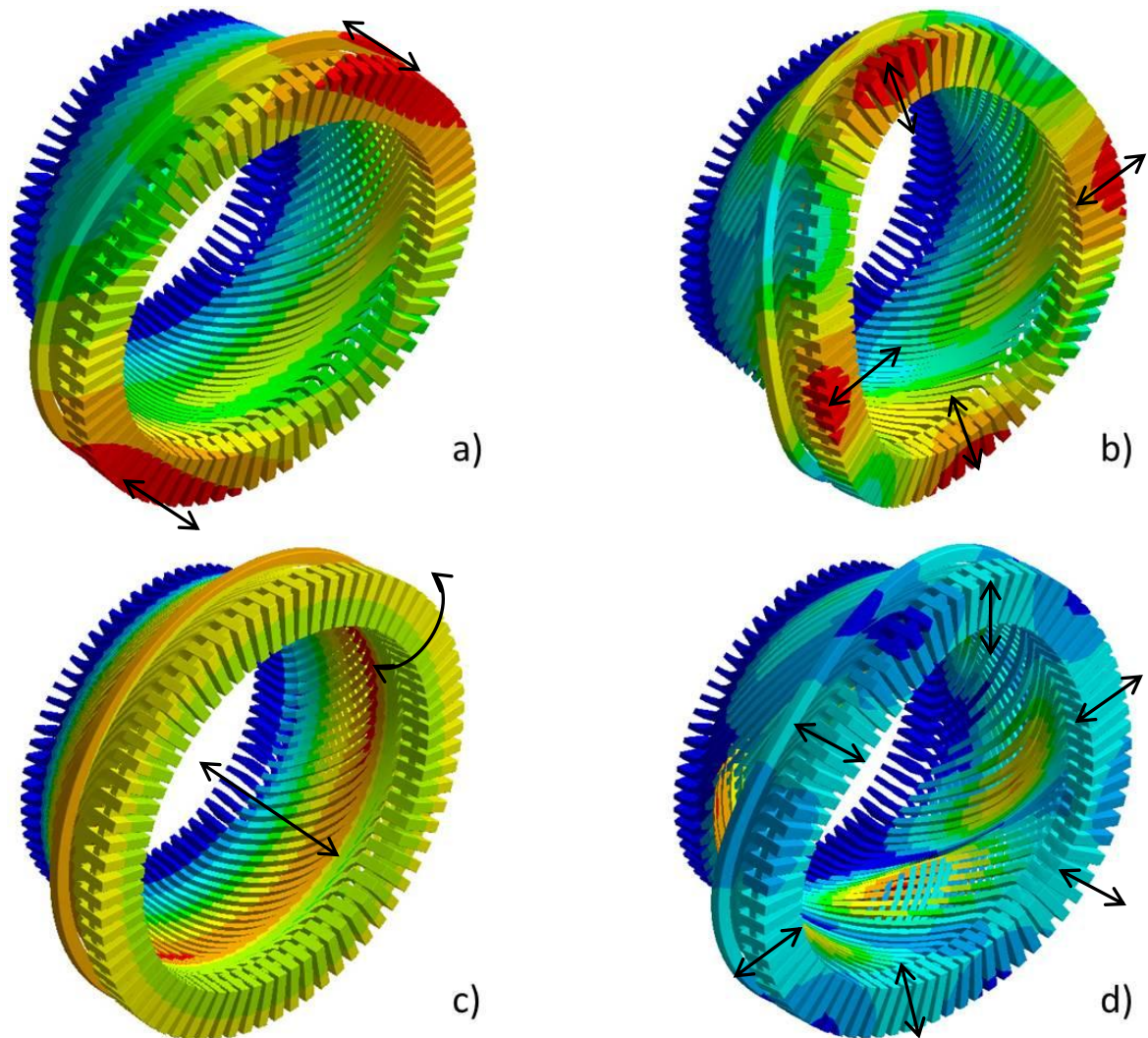


Abbildung 5-11 Gesamtverschiebung Analyse 3.1 a) Mode 2 b) Mode 3 c) Mode 5 d) Mode 8

Das Hinzufügen der drei Stützringe stabilisiert die Unterstäbe um ein weiteres Maß. Die Verschiebungen verteilen sich nun vermehrt in den Oberstäben und bilden dort ihre Verschiebungsmaxima. In Abbildung 5-12 a) ist der Nischeigenmode der Analyse 3.2 zu sehen, bei dem sich ein Schwingungsknoten auch in den Oberstäben gebildet hat und noch eine stärkere Verzerrung des Verformungsfeldes aufweist, als in Analyse 3.1. Der Elliptische Mode in Abbildung 5-12 b) zeigt ebenfalls eine starke Verzerrung der Verformung und Verschiebungsmaxima im Oberstabbereich. Die Verschiebung der Struktur wird im Torsionseigenmode und Polygoneigenmode sehr deutlich. Im Kopfbereich sind keine roten Verformungsbereiche zu erkennen, da diese sich in der Analyse auf die ungestützten Oberstäbe verteilen.

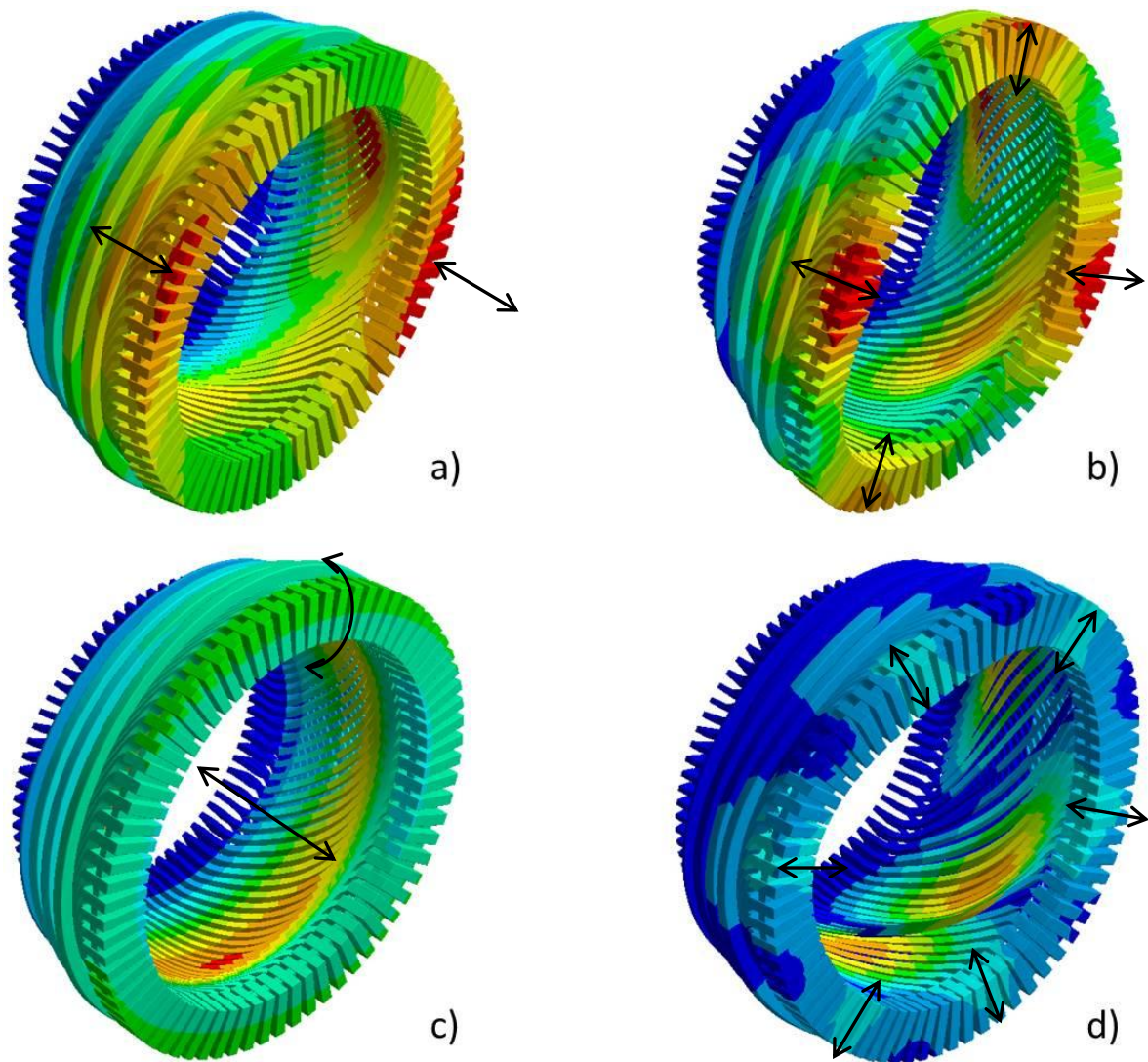


Abbildung 5-12 Gesamtverschiebung Analyse 3.2 a)Mode1 b)Mode3 c)Mode5 d)Mode6

Durch die Stützringe wird die Steifigkeit der gesamten Struktur erhöht und die Verformungen wandern in die „weicheren“ Stellen. In den nächsten Analysen werden die Oberstäbe durch verschiedene Bauteile gestützt.

5.4 Analyse 4

Aufbau

Der Luftführungsring wurde nun in der Analyse 4 integriert und stabilisiert nun die Oberstäbe radial. Im realen Wickelkopf wird dieser mit Hilfe von thermisch aushärtenden Bandagen an den Öffnungen im Luftführungsring und an den Oberstäben fixiert. Für die Modellierung, wie in Abbildung 5-13 zu sehen, wurde auf diese Bandagen verzichtet und die Verbindung über einen Flächenkontakt zwischen Oberstäben und Luftführungsring realisiert.

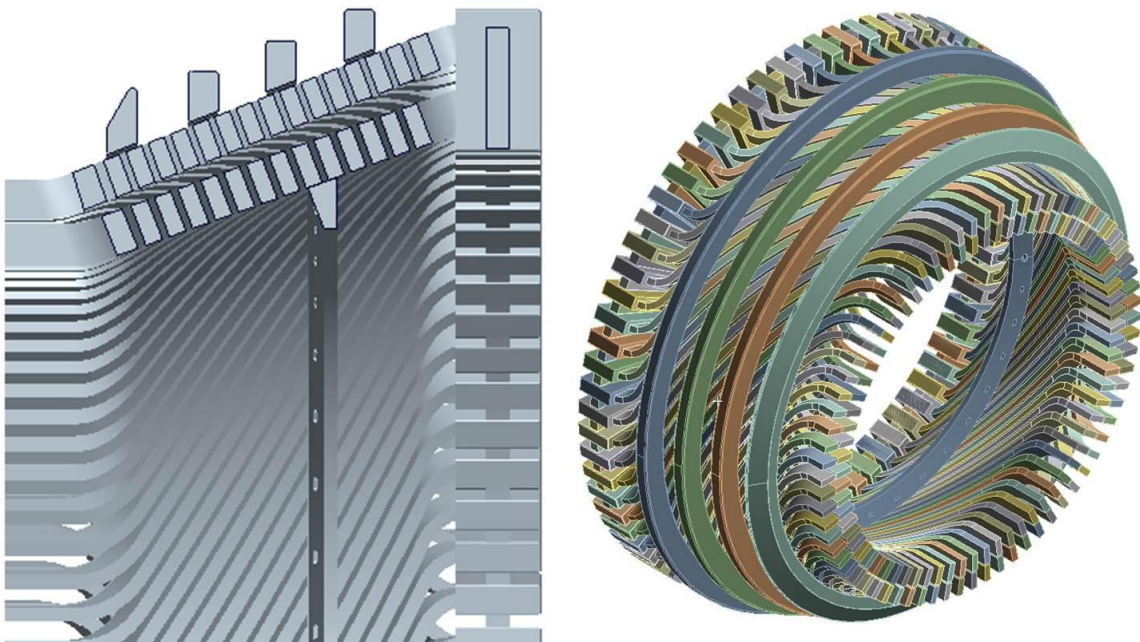


Abbildung 5-13 Aufbau und isometrische Ansicht Analyse 4

Ergebnisse

Zur Identifizierung aller relevanten Eigenformen musste in dieser Analyse wiederum der Berechnungsbereich erweitert werden. Die ersten 8 Eigenmoden, dargestellt in Abbildung 5-14, lieferten in weiterer Folge die gewünschten Eigenformen. Beim Vergleich der Analyse 3.2 und Analyse 4 erkennt man eine Steigerung der Frequenzen in den ersten 2 Moden (Nickeigenmoden) von 15 Prozent. Die Stabilisierung der Oberstäbe durch den Einbau des Luftführungsringes steigert die Eigenfrequenz des Ellipseigenmode und des Torsionseigenmode um 20 Prozent und die des Polygoneigenmode um knapp 50 Prozent gegenüber der Analyse mit vier Stützringen.

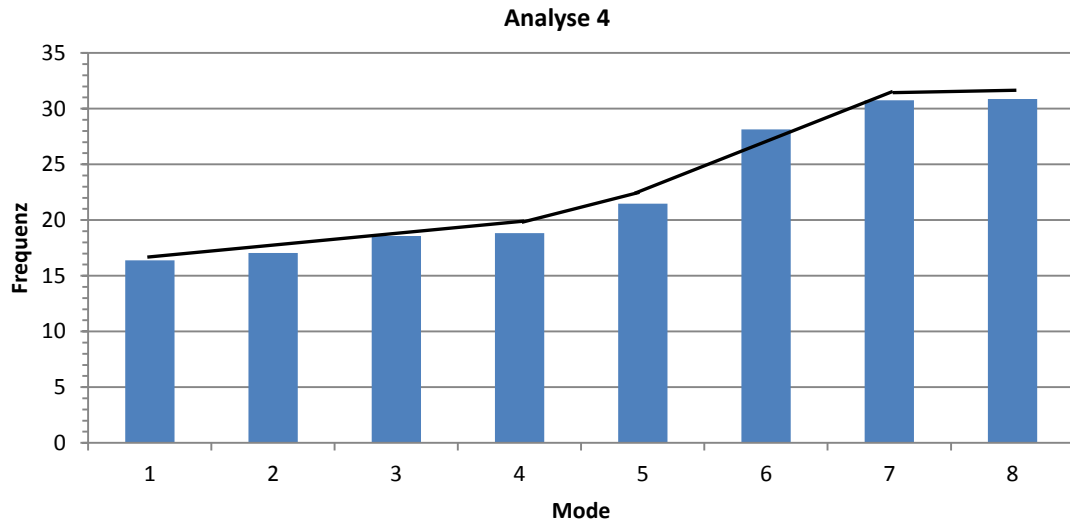


Abbildung 5-14 Eigenfrequenzen Analyse 4

Bei den ersten beiden Nickeigenmoden sieht man einen leichten Anstieg der Eigenfrequenz, auf den die Ellipseneigenmoden mit annähernd gleichen Eigenfrequenzen folgen. Ein steilerer Anstieg ist erst wieder zum Mode 5 bis 7 zu erkennen, denn die beiden Polygoneigenmoden haben wiederum sehr ähnliche Eigenfrequenzen.

Analyse 4		
	Frequenz in Hz	Eigenformen
Mode 1	16,3832	Nickeigenmode
Mode 2	17,0464	Nickeigenmode
Mode 3	18,5592	Ellipseneigenmode
Mode 4	18,8348	Ellipseneigenmode
Mode 5	21,4844	Torsionseigenmode
Mode 6	28,1464	Torsionseigenmode
Mode 7	30,7424	Polygoneigenmode
Mode 8	30,8668	Polygoneigenmode

Tabelle 5-4 Eigenfrequenzen und Eigenformen Analyse 4

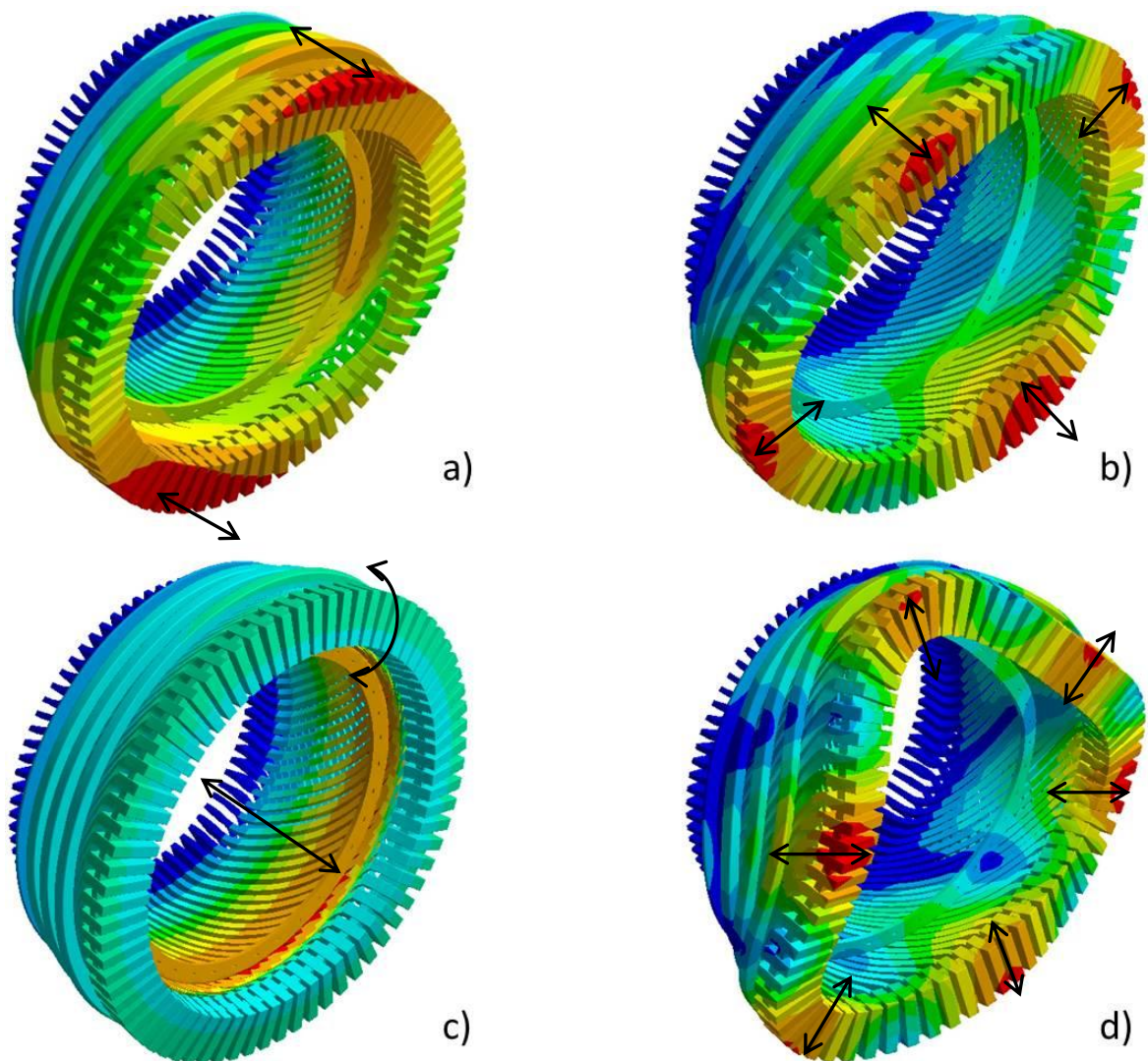


Abbildung 5-15 Gesamtverschiebung Analyse 4 a)Mode2 b)Mode3 c)Mode5 d)Mode7

Relevante Eigenmoden werden in Abbildung 5-15 in folgender Reihenfolge dargestellt: Nischeigenmode (a), Ellipseigenmode (b), Torsionseigenmode (c) und Polygoneigenmode (d).

Die Wanderung des Verformungsbereichs setzt sich auch in dieser Analyse fort. Der positive Einfluss des Luftführungsring ist aber im Vergleich zur Analyse 3 zu erkennen. In Abbildung 5-15 a) sind die zwei Schwingungsknoten im Kopfbereich deutlich sichtbar und kennzeichnen den Nischeigenmode. Trotz der erhöhten Verformung im Luftführungsring treten nun keine Verformungsmaxima in den Oberstäbe auf. Der Elliptische Eigenmode in Abbildung 5-15 b) weist vier ausgeprägte Schwingungsknoten auf und nur geringe Verzerrungen der Verformungsbereiche im Bereich der Oberstäbe. Die stärkere Verformung der Oberstäbe im Vergleich zu den Unterstäben ist am besten im Torsionseigenmode in Abbildung 5-15 c) festzustellen. Hier verformen sich die Oberstäbe weit mehr als die Unterstäbe und lassen die Verformungsmaxima

nur in kleinen Bereichen in der Nähe des Luftführungsringes auftreten. Die Schwingungsknoten des Polygoneigenmode, Abbildung 5-15 d), wandern nun wieder aus den Oberstäben in den Kopfbereich und sind dort als Verformungsmaxima in Rot identifizierbar.

Zusammengefasst verringert der Luftführungsring das Wandern der Schwingungsmaxima in die Oberstäbe, das durch die erhöhte Steifigkeit der Stützringe an den Unterstäben hervorgerufen wird.

5.5 Analyse 5

Aufbau

Der Abstand zwischen den Ober- und Unterstäben wird durch vier Distanzringe gewährleistet und verhindert den direkten Kontakt der Stäbe miteinander. Der Einbau in das Modell wird in der Analyse 5 durchgeführt und ist im Schnittbild in Abbildung 5-16 a) zu erkennen. Im implementierten Modell sind die Distanzringe nicht wie im realen Hydrogenerator mit Distanzstückbeilagen und einem Harzgemisch mit den Stäben verklebt, sondern nur über Flächen- oder Kantenkontakte verbunden. Diese Kontaktbedingungen sind in Kapitel 4.5 näher beschrieben worden.

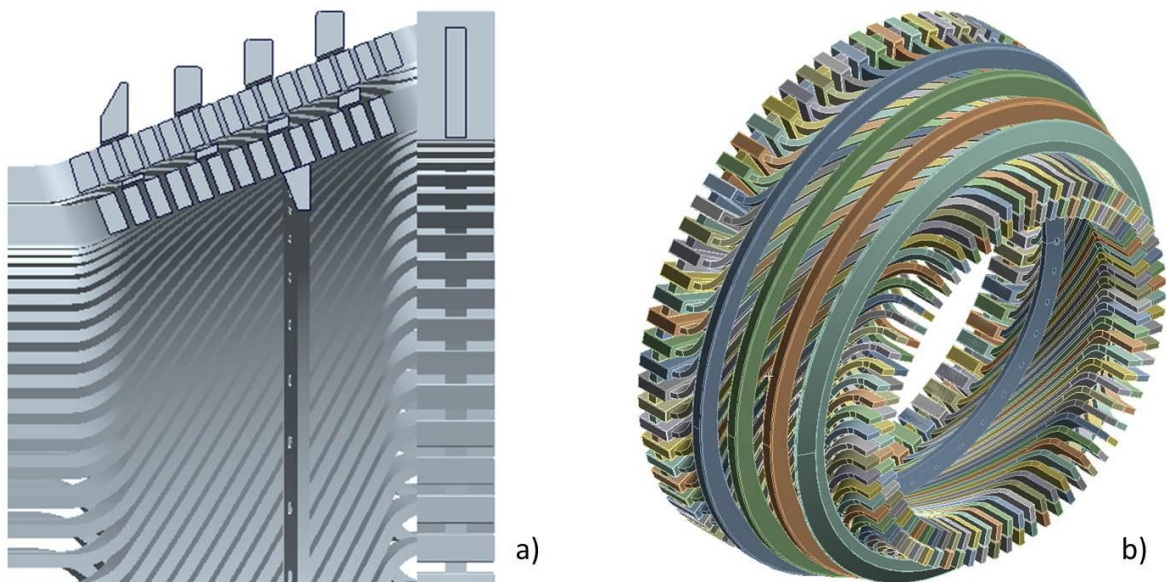


Abbildung 5-16 Analyse 5 a) Schnittbild b) isometrische Ansicht des implementierten Modells

Zusammengefasst werden in dieser Analyse nun drei Berechnungen mit annähernd demselben Modell. Der FE-Modell Aufbau in Abbildung 5-16 wird so wie gezeigt in der Analyse 5.1 berechnet, hinzukommen werden die Distanzstücke in Analyse 5.2 und in Analyse 5.3 wird die fixe

Einspannungsbedingung durch eine elastische Einspannung auf den gleichen Flächen, wie die fixe Einspannung definiert wurde, ersetzt.

Ergebnisse

Im Vergleich zur Analyse 2 haben die Distanzstücke nicht mehr allzu viel Einfluss auf die Frequenzen, da sich die Gesamtmasse und die Steifigkeit nur mehr geringfügig erhöht. Der gleichmäßig parallele Verlauf der Frequenzen, bis auf einen Ausreißer bei Mode 5, ist in Abbildung 5-17 gut ablesbar. Die Analyse 5.3 liegt beim ersten Mode unter den Ergebnissen der anderen beiden Analysen und danach extrem weit über den Werten.

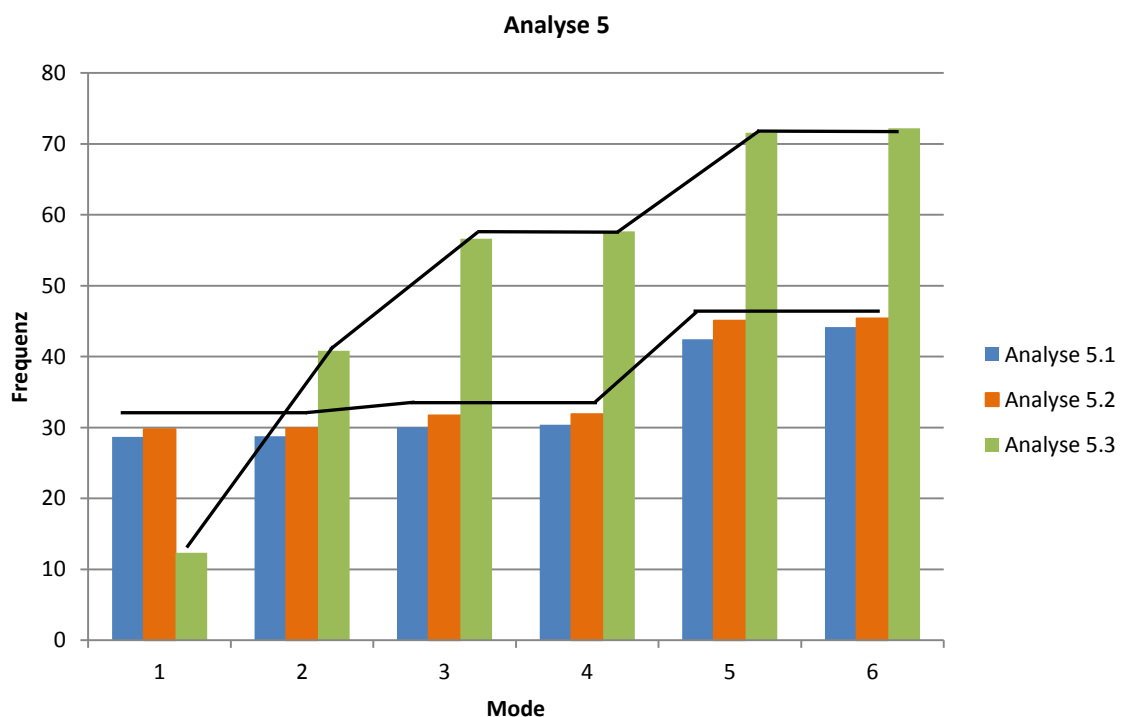


Abbildung 5-17 Eigenfrequenzen Analyse 5

Mit dem Einbau der Distanzstücke steigen die Frequenzen zwischen Analyse 5.1 und 5. um 3 bis 6 Prozent gegenüber dem Modell ohne Distanzstücke. Die größte Abweichung mit 6 Prozent tritt im Torsionseigenmode auf, was natürlich auf die Distanzstücken zurück zu führen ist. Diese erhöhen die Umfangssteifigkeit der Stäbe und hindern sie vor allem im Torsionsmode an der Bewegung in Umfangsrichtung.

	Analyse 5.1		Analyse 5.2		Analyse 5.3	
	Frequenz in Hz	Eigenform	Frequenz in Hz	Eigenform	Frequenz in Hz	Eigenform
Mode 1	28,70	Ellipseneigenmode	29,78	Ellipseneigenmode	12,34	Torsionseigenmode
Mode 2	28,76	Ellipseneigenmode	29,88	Ellipseneigenmode	40,81	Ellipseneigenmode
Mode 3	30,03	Nickeigenmode	31,70	Nickeigenmode	56,64	Ellipseneigenmode
Mode 4	30,40	Nickeigenmode	31,90	Nickeigenmode	57,66	Ellipseneigenmode
Mode 5	42,45	Torsionseigenmode	45,06	Torsionseigenmode	71,57	Nickeigenmode
Mode 6	44,18	Polygoneigenmode	45,40	Polygoneigenmode	72,20	Nickeigenmode

Tabelle 5-5 Eigenfrequenzen und Eigenformen Analyse 5

Wie auch in Tabelle 5-5 zu entnehmen sind in diesen Analysen jeweils zwei aufeinanderfolgende Eigenfrequenzen annähernd identisch. In den ersten vier Moden liegen die jeweils gleichen Eigenformen mit ihrer zugehörigen Eigenfrequenz sehr knapp zusammen. Torsionseigenmode und Polygoneigenmoden wurden ebenfalls mit sehr geringem Frequenzabstand identifiziert. In diesen Vergleich fließt die Analyse 5.3 nicht ein, da die Werte extrem unterschiedlich zu den beiden anderen Analysen sind.

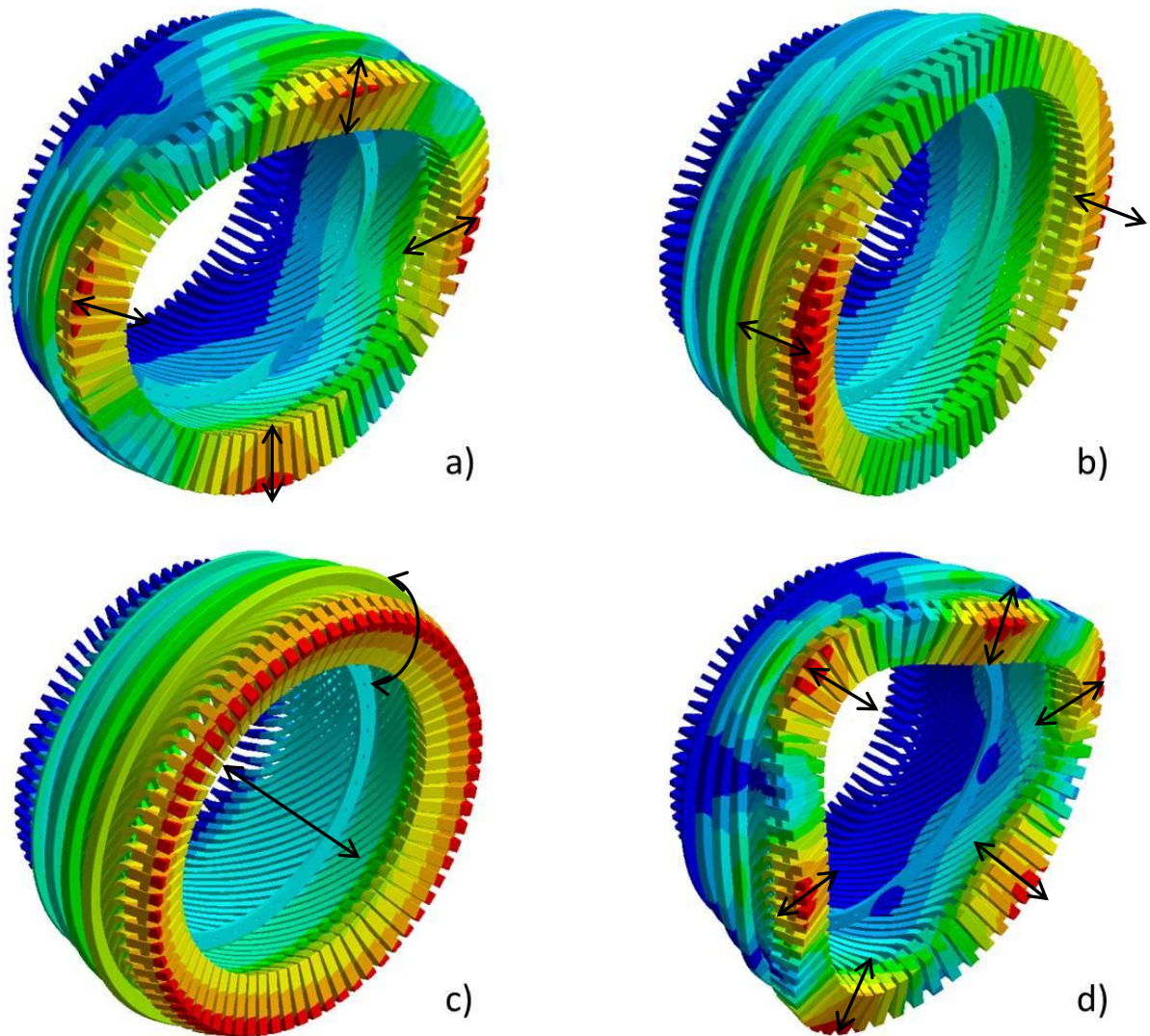


Abbildung 5-18 Gesamtverschiebung Analyse 5.1 a) Mode1 b) Mode3 c) Mode5 d) Mode6

Abbildung 5-18 a) zeigt den elliptischen Eigenmode, der schon im ersten Mode identifiziert werden konnte. Die gleichmäßige Verteilung der Verformungsbereiche über die gesamte Struktur resultiert nun aus dem Einbau der Distanzringe zwischen den Ober- und Unterstäben. Die Bewegungen der Stäbe werden im Prinzip auch im Nickeigenmode, Abbildung 5-18 b), von den Distanzringen synchronisiert. Der Schwingungsring in Rot wandert im Torsionseigenmode, Abbildung 5-18 c), direkt in den Kopfbereich der Struktur. Die nun vorherrschende Steifigkeit des Aufbaus der Stäbe zwingt die Verformungen in den ungestützten Kopfbereich zu wandern. Mit den großen dunkelblauen Bereichen in Abbildung 5-18 d), die Bereiche ohne Verformung darstellen, kann man diese Tatsache unterstreichen. Im Polygoneigenmode schwingen nur mehr die vordersten Bereiche des Wickelpfades.

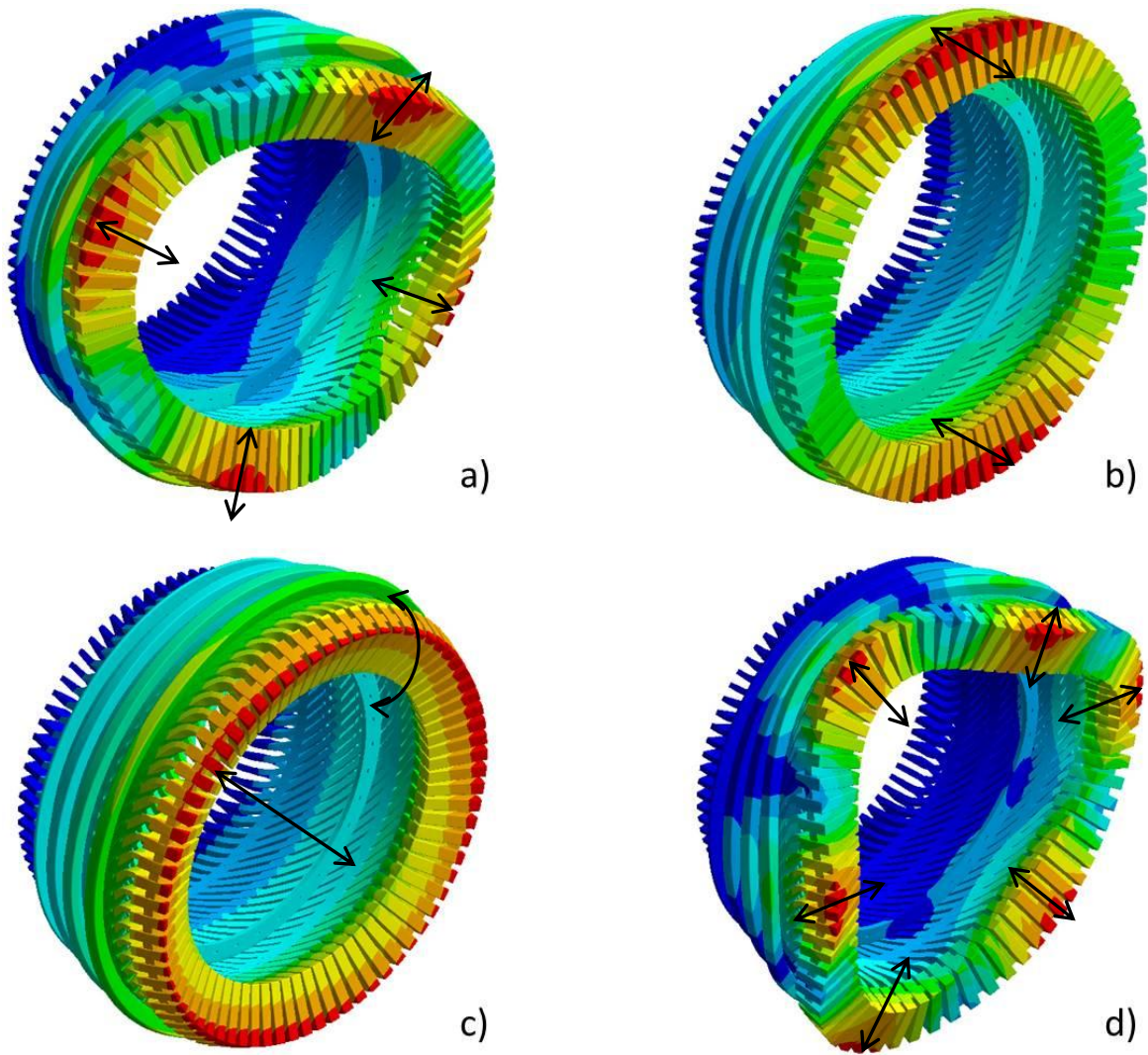


Abbildung 5-19 Gesamtverschiebung Analyse 5.2 a) Mode 1 b) Mode 3 c) Mode 5 d) Mode 6

An den Eigenmoden der Analyse 5.2 in Abbildung 5-19 kann man nur geringfügige Änderungen im Vergleich zur Analyse ohne Distanzstücke erkennen. Stärker ausgeprägte Schwingungsknoten im elliptischen Eigenmode, Abbildung 5-19, deuten auf eine zusätzliche Steifigkeit in der Struktur des Stabaufbaus hin. Die annähernd gleichmäßige Verteilung der Verformungsmaxima in allen Moden kann wieder festgestellt werden.

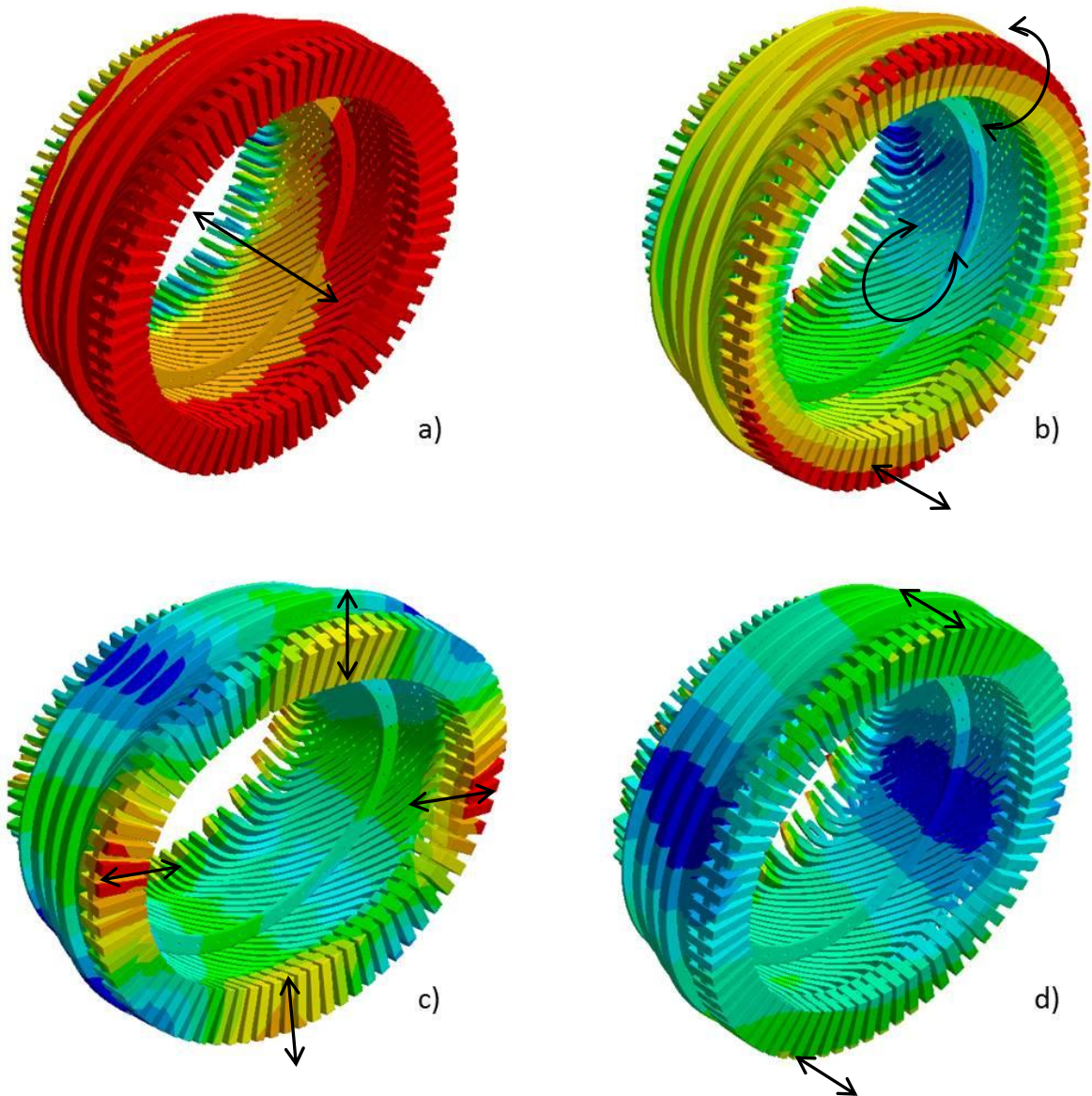


Abbildung 5-20 Gesamtverschiebung Analyse 5.3 a)Mode 1 b)Mode 2 c)Mode 4 d)Mode 5

Die Gesamtverschiebungen der Analyse 5.3 in Abbildung 5-20 zeigt die teilweise komplett verschiedenen Eigenformen die durch die elastische Einspannung hervorgerufen werden. Wie schon in der Tabelle 5-5 ersichtlich ist, konnte der Torsionsmode bereits in der ersten Eigenfrequenz identifiziert werden und liegt somit weit unter den Torsionseigenmoden der beiden anderen Analysen. Der Ellipseneigenmode konnte in Mode 4 und der Nickeigenmode erst in Mode 5 bestimmt werden, beide Eigenfrequenzen liegen wieder weit über den Ergebnissen der Berechnungen mit fixer Einspannung.

5.6 Analyse 6

Aufbau

In Analyse 6 kommen nun die zwölf Konsolen auf die Stützringe zum FE-Modell hinzu. Für die Lagerung wurden die Stäbe wie bereits beschrieben auf Höhe des Eintritts in die Stator- Nut gekürzt und die entstandene Fläche als Bezug für eine fixe Einspannung gewählt. Die Konsole werden wie in Abbildung 5-20 zu sehen, ebenfalls mit einer fixen Einspannung an den hinteren Flächen der Konsolen gelagert. Diese Lagerung vereinfacht den komplexen Aufbau der Konsolenhalterung erheblich und trägt zur Bauteilreduktion und zur Senkung der Berechnungsdauer bei.

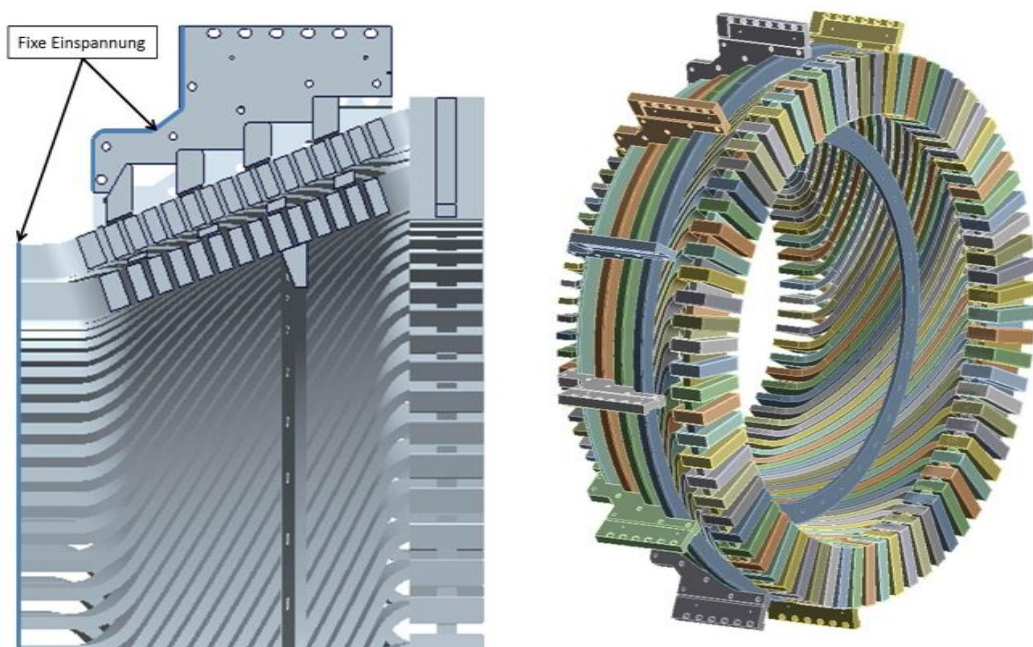


Abbildung 5-21 Aufbau und isometrische Ansicht Analyse 6

Ergebnisse

An den Eigenfrequenzen der Analyse 6 in Abbildung 5-21 kann man eine weitere Steigerung der Steifigkeit des Systems im Vergleich zu den voran gegangenen Analysen erkennen.

Um einen guten Vergleich für die Analyse 6 zu bekommen, wird die Analyse 5.1 betrachtet. Hierbei wurden die Distanzstücke noch nicht in das FE-Modell implementiert und kann so mit dem jetzigen FE-Modell verglichen werden.

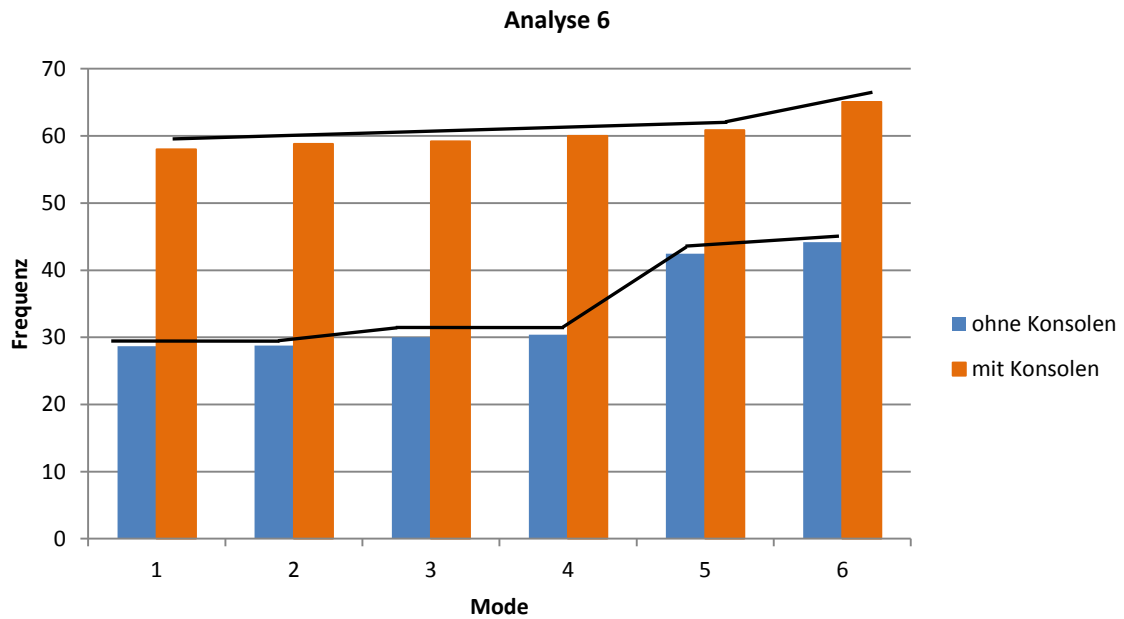


Abbildung 5-22 Eigenfrequenzen Analyse 6

Wie aus der vorherigen Analyse 5.1 bekannt liegen jeweils zwei Moden mit ihren Eigenfrequenzen nahe beisammen. Der zusätzliche Einbau der Konsolen bringt in der Frequenzkurve einen leichten Anstieg in den ersten fünf Moden, um dann bis zum Mode 6 steiler anzusteigen. Im Vergleich kann man hier sehr wenige Übereinstimmungen im Verlauf zwischen den beiden Analysen erkennen.

Bei der Auswertung der beiden elliptischen Eigenmoden können wir die größte Eigenfrequenzsteigerung von 104,43% erkennen. Ebenfalls eine sehr hohe Steigerung der Eigenfrequenz von 97,05% kann man bei dem Nickeigenmode feststellen. Ein wenig geringer fällt die Erhöhung bei dem Torsionseigenmode und dem Polygoneigenmode mit 43,39% bzw. 47,27% aus.

Analyse 6		
	Frequenz in Hz	Eigenformen
Mode 1	58,004	Nickeigenmode
Mode 2	58,792	Ellipseneigenmode
Mode 3	59,176	Nickeigenmode
Mode 4	60,016	Ellipseneigenmode
Mode 5	60,868	Torsionseigenmode
Mode 6	65,056	Polygoneigenmode

Tabelle 5-6 Eigenfrequenzen und Eigenformen Analyse 6

In der Tabelle 5-6 der Eigenfrequenzen und Eigenformen sieht man, dass in den ersten vier Moden der Nickeigenmode und der Ellipseneigenmode sich abwechseln. Der Torsionseigenmode und der Polygoneigenmode können wieder in höheren Eigenfrequenzen identifiziert werden.

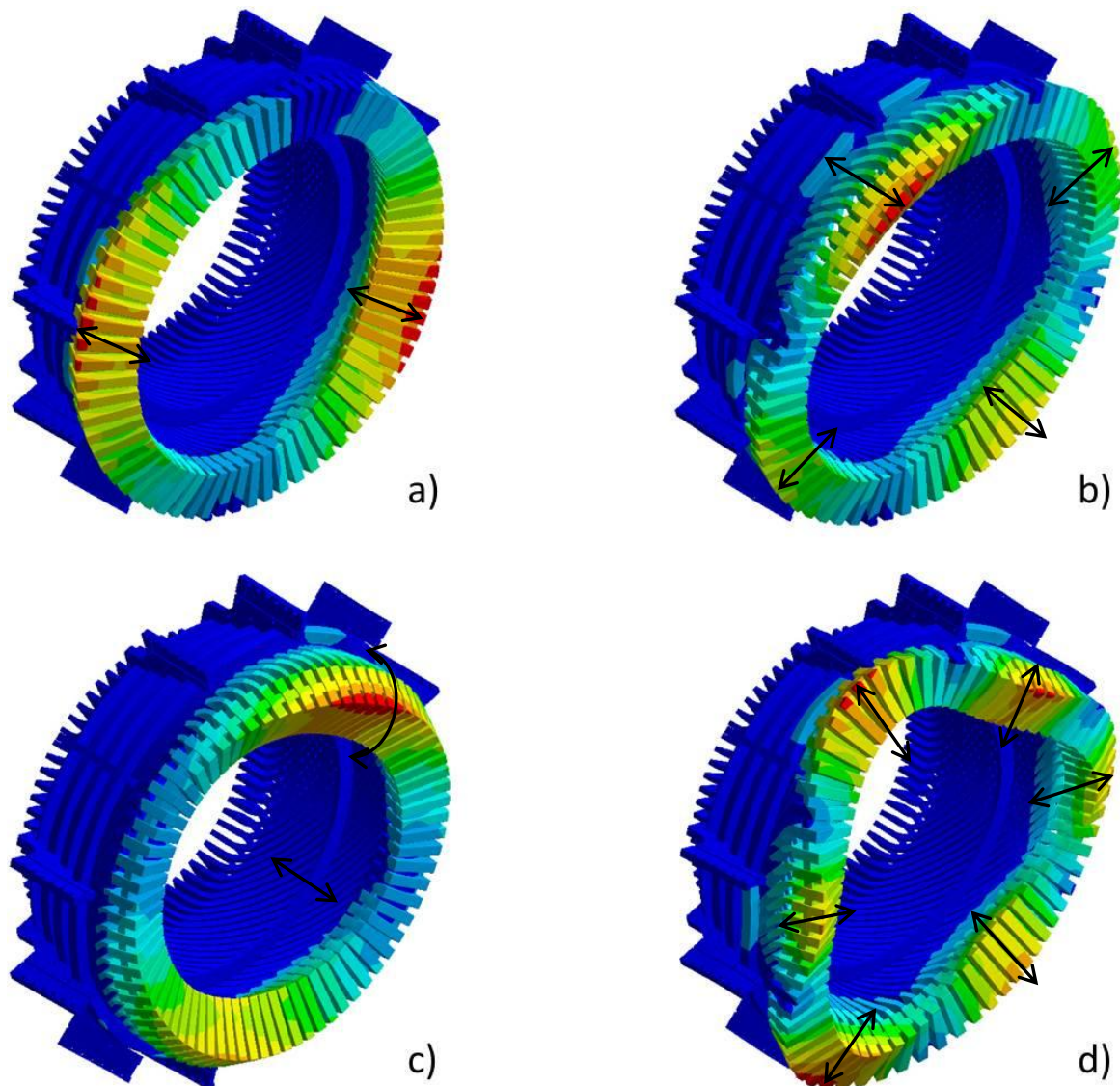


Abbildung 5-23 Gesamtverschiebung Analyse 6 a)Mode1 b)Mode4 c)Mode5 d)Mode6

Die feste Einspannung der Struktur des gesamten Wickelkopfes hindert nicht daran die relevanten Eigenmoden in folgender Reihenfolge auszubilden: Nickeigenmode (a), Ellipseneigenmode (b), Torsionseigenmode (c) und Polygoneigenmode (d) dargestellt in Abbildung 5-22.

Der Ellipseneigenmode ist für einen zweipoligen Generator von großer Bedeutung, da sich durch die Drehung der Pole im Stator Feld auch eine ellipsenartige Verformung, durch Anziehen und Abstoßen, ausbilden kann und somit ist es notwendig diese Frequenz so gut wie möglich zu meiden und mit einem Sicherheitsabstand zu gewährleisten. Man kann im Ellipseneigenmode in

Abbildung 5-23 b) feststellen, dass die Verformungen sich fast ausschließlich im Kopfbereich der Struktur ausbilden. Es können auch keine großen Bereiche von Verformungsmaxima identifiziert werden. Dieses Phänomen ist in Abbildung 5-23 c) im Torsionseigenmode auch wieder zu erkennen. Hier tritt auch eine ungleichmäßige Verteilung der Verschiebungsmaxima auf, denn an der oberen Kante des Wickelkopfes ist die Verschiebung größer(rot) als an der unteren Kante(orange). Der Polygoneigenmode der in Mode 6 (Abbildung 5-23 d)) identifiziert werden kann weist auch nur Verformungsbereiche im Kopfbereich der Struktur auf.

Zusammenfassend kann man sagen, dass durch die Implementierung der unterstützenden Bauteile die Verformungsbereiche der Struktur in den weicheren Kopfbereich wandern und dort die spezifischen Eigenformen ausbilden.

6 Evaluierung mit ANSYS Classic

Zum Vergleich der Ergebnisse mit ANSYS Classic wurden die Analyse 5.2 und Analyse 5.3 ausgewählt. Mit diesem Vergleich kann der Bezug zum parametrisierten Modell hergestellt werden, um Informationen über die Qualität der verschiedenen Methoden zu erhalten. Die experimentelle Modalanalyse wurde im Zuge der Dissertation von Bernd Schlegl bei Andritz Hydro durchgeführt. Ergebnisse sind in der Abbildung 6-1 in der Zeile Versuch eingetragen. Die für den Vergleich wichtigen zugehörigen Eigenvektoren bzw. Eigenformen lieferte das Messprogramm Pulse. [2]

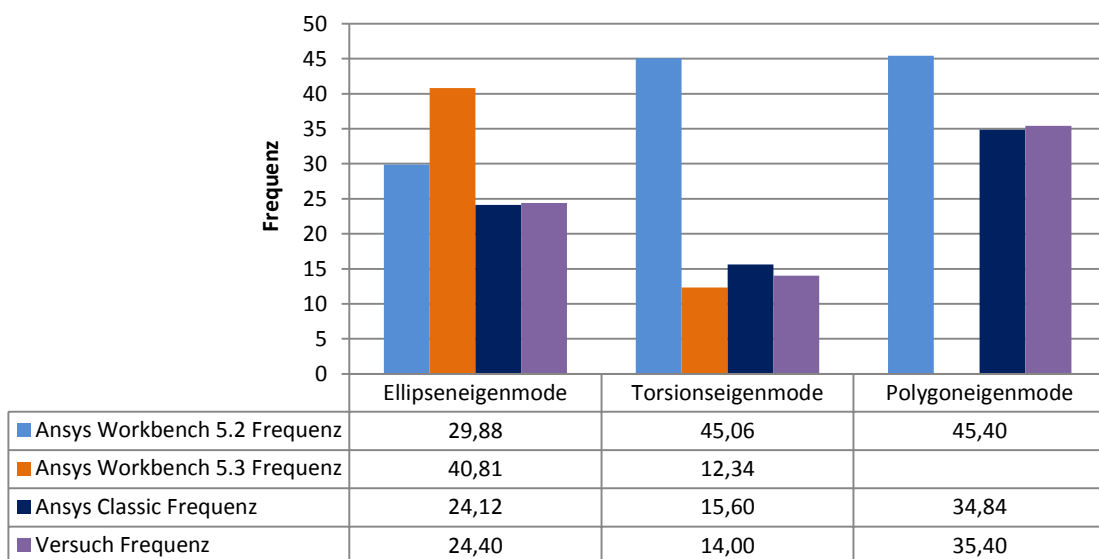


Abbildung 6-1 Vergleichsdiagramm zwischen ANSYS Workbench, ANSYS Classic und Versuch

Aus den berechneten Eigenfrequenzen der Analyse 5.2, Analyse 5.3 und den zur Verfügung gestellten Eigenfrequenzen von Herrn Schlegl [2] des Ellipsen-, Torsions- und Polygoneigenmode wurde das Balkendiagramm in Abbildung 6-1 erstellt. Leider konnte bei der Berechnung der Analyse 5.3 kein Polygoneigenmode identifiziert werden und kann deshalb auch nicht verglichen werden. Es ist klar ersichtlich, dass die im Zuge dieser Diplomarbeit berechneten Eigenfrequenzen der Analyse 5.2 der einzelnen Moden (hellblau- ANSYS Workbench 5.2) um ein vielfaches höher sind, als die Eigenfrequenzen der experimentellen Modalanalyse (dunkelblau- Versuch). Einzig der Torsionseigenmode der Analyse 5.3 liegt relativ nahe an den Ergebnissen des Versuchs.

Geht man in diesem Vergleich von den Eigenfrequenzen des Versuchs aus, so bedeuten positive Abweichungen in Prozent, dass die gemessene Eigenfrequenz niedriger ist, als die berechneten Eigenfrequenzen. Diese Tatsache deutet darauf hin, dass die Systemsteifigkeit in diesem Fall zu

hart modelliert wurde oder die Systemmasse zu niedrig ist. Da sehr darauf geachtet wurde, dass die Bauteilgeometrien und die Werkstoffeigenschaften eingehalten werden, kann man davon ausgehen, dass die Systemsteifigkeit zu hart modelliert wurde. Die feste Einspannung der Stäbe beim Austritt aus dem Nutendbereich ist maßgeblich dafür verantwortlich. Die Einspannsteifigkeit liegt in diesem Fall sehr viel höher als beim realen Wickelkopf, bei dem die Stäbe durch spezielle Einlagen in der Stator- Nut gelagert werden. Die positive Abweichung des Ellipseneigenmode zwischen dem Versuch und der FE- Berechnung der Analyse 5.2 liegt bei 22,45% und weist auf eine nicht allzu hohe Qualität des FE- Modells hin, die Analyse 5.3 liegt sogar 67,24% drüber. Der Torsionsmode liegt in Analyse 5.2 mit einer positiven Abweichung von 221,89% sehr weit über der Definition eines guten FE-Modells, wobei Analyse 5.3 hingegen mit -11,83% sehr gut im Vergleich liegt. Hier sei noch angemerkt, dass in der Berechnung mit ANSYS Classic von Bernd Schlegl die Anbindung des Wickelkopfes an das Stator- Gehäuse durch Federelemente modelliert wurde. Diese Federelemente wurden bei einer reinen Torsionsschwingung besonders in tangentialer Richtung beansprucht. Im Zuge einer Parameterstudie, in der Dissertation von Bernd Schlegl, wurde der dominierende Einfluss der tangentialen Federsteifigkeit der Federelemente im Nutendbereich auf die Lage der Torsionseigenfrequenz des Wickelkopfes bestätigt. [2] Die stark überhöhte Einspannsteifigkeit kann somit mit der fixen Einspannung der Stator- Stäbe begründet werden. Bei der elastischen Einspannung der Analyse 5.3 tritt dieser Fehler nicht auf, denn hier wurde unter Umständen die Basissteifigkeit zu niedrig angesetzt. Mit der positiven Abweichung von 28,25% des Polygonmodes der Analyse 5.2 hat auch hier die überhöhte Einspannsteifigkeit im Nutendbereich ihre Auswirkungen auf die Eigenfrequenz.

Hier muss man leider zur Kenntnis nehmen, dass die Standardberechnung zu hohe Eigenfrequenzen liefert und durch den hohen Vernetzungsaufwand auch sehr zeitintensiv ist, im Vergleich zum parametrisierten Berechnungstool. Die relativ genaue Übereinstimmung der Torsionseigenfrequenz der Analyse 5.3 mit dem Versuch sollte aber nicht über das ungenauen Ergebnis des Ellipseneigenmodes hinwegtäuschen.

Im Vergleich dazu sind die Abweichungen der FE-Berechnung mit ANSYS Classic und der experimentellen Modalanalyse relativ gering. Bei den negativen Abweichungen im Ellipseneigenmode und im Polygoneigenmode von -1,15% bzw. -1,58% kann man von einer sehr hohen Qualität des FE-Modells sprechen. Der Torsionseigenmode mit einer positiven Abweichung von 11,4% weist ebenfalls eine leicht überhöhte Einspannsteifigkeit im Nutendbereich auf. [2]

7 Ausblick

Die Schwierigkeiten bei der Modalanalyse eines Wickelkopfes wurden hier klar aufgezeigt. Die Modellierungsannahmen, die in dieser Arbeit getroffen wurden, stellen zwar eine sehr gute Näherung zum Original dar, dennoch wären die originalgetreue Berechnung eines Wickelkopfes eine zeitintensive und speicherintensive Aufgabe mit den Einschränkungen des Programmes ANSYS Workbench.

Die Einschränkungen, wie die Möglichkeiten orthotrope Werkstoffeigenschaften in eine 3D Modell Baugruppe einzuführen, verändern die Ergebnisse im Vergleich zum originalen Wickelkopf erheblich. Es ist leider auch nicht möglich die Einspannsteifigkeiten bei der Einbettung der Stator-Stäbe im Nutendbereich in die Berechnungen zu integrieren, was dazu führt, dass der Torsionseigenmode erst in sehr hohen Moden identifiziert werden kann. Trotz der erhöhten Benutzerfreundlichkeit gehen leider gegenüber dem ANSYS Classic einige wertvolle Features verloren.

Die Ergebnisse der Modalanalysen sollen als Basis bzw. als obere Schranke für die Evaluierung mit dem parametrisierten Modell herangezogen werden, damit die Berechnung des Schwingungsverhaltens im Wickelkopf schon in der Entwicklungsphase untersucht werden kann.

Wenn man das Vertrauen auf gute Übereinstimmung in das FE-Modell hat, kann damit das parametrisierte Modell überprüft werden, auch ohne Messungen. Möglich wäre es auch das FE-Modell soweit zu verfeinern, dass es als Basis dienen kann, allerdings sind dazu einige Messungen nötig. Mit diesem parametrisierten Modell können dann schnell Parameterstudien durchgeführt werden. In diesem Zusammenhang sei erwähnt, dass die notwendigen Werkstoffparameter für ein parametrisiertes Modell auch durch eine Vielzahl von Versuchen statistisch abgesichert werden müssen(z.B. HGW-Block).

Für ANSYS Workbench wäre in der Zukunft der Einbau orthotroper Materialeigenschaften oder Feder-Dämpfer-Elemente als Wahl für die Einspannung sicherlich ein möglicher Schritt zur Verbesserung. In Zukunft nach genügend Evaluierungen soll nur mehr oder hauptsächlich das parametrisierte Modell in der Entwurfsphase zum Einsatz kommen.

8 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1 Schema eines Laufwasserkraftwerks [3]	13
Abbildung 1-2 Prinzipieller Aufbau eines Pumpspeicherkraftwerkes [3]	15
Abbildung 1-3 Aufbau eines österreichischen Pumpspeicherkraftwerkes [3].....	16
Abbildung 1-4 Zur Erläuterung des Induktionsgesetzes [5]	17
Abbildung 1-5 Lorentzkraft [6]	18
Abbildung 1-6 Einteilung der Hydrogeneratoren [3]	19
Abbildung 1-7 Prinzipieller Aufbau einer Synchronmaschine [7]	20
Abbildung 1-8 Schematischer Querschnitt von Vollpol- (a) und Schenkelpol- Synchronmaschine (b) [7]	21
Abbildung 1-9 Durchflutungsverläufe für Vollpol- und Schenkelpol- Synchronmaschine [7]	22
Abbildung 1-10 Statornut Detailansicht.....	23
Abbildung 1-11 Aufbau des Stators mit den Statorwicklungen im Modell.....	24
Abbildung 4-1 Grundaufbau Modell	33
Abbildung 4-2 Schnitt Kopfbereich	35
Abbildung 4-3 Stator- Stab Aufbau [9]	36
Abbildung 4-4 Spannungen am infinitesimalen Volumenelement	37
Abbildung 4-5 a) Modellierte Distanzstücke und b) Original	38
Abbildung 4-6 Modell des Distanzstückes	39
Abbildung 4-7 Probe des Ersatzblocks	40
Abbildung 4-8 Druckversuch Ersatzblock.....	40
Abbildung 4-9 Spannungs- Dehnungsdiagramm Probe A1	42
Abbildung 4-10 Spannungs- Dehnungsdiagramm Probe A2	43
Abbildung 4-11 Spannungs- Dehnungsdiagramm Probe A3	43
Abbildung 4-12 Spannungs- Dehnungsdiagramm Probe A4	44
Abbildung 4-13 HGW Detailansicht.....	45
Abbildung 4-14 Stator- Stab in ANSYS.....	46

Abbildung 4-15 Netzkonvergenz Stator- Stab Mode 1	47
Abbildung 4-16 Mode 1 Analyse 5	48
Abbildung 4-17 Elementtyp Solid 185 [8]	50
Abbildung 4-18 Elementtyp Solid186 [8]	51
Abbildung 4-19 Elementtyp Solid 187 [8]	51
Abbildung 4-20 Netzstruktur Analyse 6	52
Abbildung 4-21 Vernetzter Statorstab	53
Abbildung 4-22 Netzdetails Luftführungsring	54
Abbildung 4-23 Netzdetails Distanzstück.....	55
Abbildung 4-24 Netzstruktur der Analyse 1	56
Abbildung 4-25 Kontaktbereich Ring mit Stator- Stab	60
Abbildung 4-26 Stator- Nut mit Stäben [10]	61
Abbildung 4-27 Lagerung des Modells bzw. der Konsolen	62
Abbildung 4-28 Randbedingungen der Analyse 1	63
Abbildung 5-1 Analyse 1 Aufbau a) mit original Bauteilen b) mit Ersatzblock.....	64
Abbildung 5-2 Eigenfrequenzen Analyse 1	65
Abbildung 5-3 Gesamtverschiebung Analyse 1.1 a)Mode1 b)Mode2 c)Mode4 d)Mode8	67
Abbildung 5-4 Gesamtverschiebung Analyse 1.2 a)Mode1 b)Mode2 c)Mode4 d)Mode5	67
Abbildung 5-5 Schnitt durch Baugruppe und isometrische Ansicht der Analyse 2.....	68
Abbildung 5-6 Eigenfrequenzen Analyse 2	69
Abbildung 5-7 Gesamtverschiebung Analyse 2.1 a)Mode1 b)Mode3 c)Mode5 d)Mode6	70
Abbildung 5-8 Gesamtverschiebung Analyse 2.2 a)Mode1 b)Mode3 c)Mode5 d)Mode6	71
Abbildung 5-9 Aufbau Analyse 3 a) ein Stützring b) vier Stützringe	72
Abbildung 5-10 Eigenfrequenzen Analyse 3	73
Abbildung 5-11 Gesamtverschiebung Analyse 3.1 a)Mode2 b)Mode3 c)Mode5 d)Mode8	75
Abbildung 5-12 Gesamtverschiebung Analyse 3.2 a)Mode1 b)Mode3 c)Mode5 d)Mode6	76
Abbildung 5-13 Aufbau und isometrische Ansicht Analyse 4	77

Abbildung 5-14 Eigenfrequenzen Analyse 4	78
Abbildung 5-15 Gesamtverschiebung Analyse 4 a)Mode2 b)Mode3 c)Mode5 d)Mode7	79
Abbildung 5-16 Analyse 5 a) Schnittbild b) isometrische Ansicht des implementierten Modells...	80
Abbildung 5-17 Eigenfrequenzen Analyse 5	81
Abbildung 5-18 Gesamtverschiebung Analyse 5.1 a)Mode1 b)Mode3 c)Mode5 d)Mode6	83
Abbildung 5-19 Gesamtverschiebung Analyse 5.2 a)Mode1 b)Mode3 c)Mode5 d)Mode6	84
Abbildung 5-20 Gesamtverschiebung Analyse 5.3 a)Mode 1 b)Mode 2 c)Mode 4 d)Mode 5	85
Abbildung 5-21 Aufbau und isometrische Ansicht Analyse 6	86
Abbildung 5-22 Eigenfrequenzen Analyse 6	87
Abbildung 5-23 Gesamtverschiebung Analyse 6 a)Mode1 b)Mode4 c)Mode5 d)Mode6	88
Abbildung 6-1 Vergleichsdiagramm zwischen ANSYS Workbench, ANSYS Classic und Versuch	90

9 Literaturverzeichnis

- [1] Statistik Austria, „Statistik Austria: "Gesamtenergiebilanzen 1970-2009",“ 2011.
- [2] B. Schlegl, „Untersuchung von Wickelkopfschwingungen in Großgeneratoren,“ Graz, 2012, Dissertation.
- [3] B. Schlegl, Konzeptstudie eines neuen Rotordesigns bei Hydrogeneratoren, Graz, 2010, Diplomarbeit.
- [4] Wiedemann und Kellenberger, Konstruktion elektrischer Maschinen, 1967.
- [5] K.-H. Grote und J. Feldhusen, Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau, Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 2007.
- [6] W. Demtröder, Experimentalphysik 2 - Elektrizität und Optik, Berlin Heidelberg New York: Springer, 2006.
- [7] M. Rentmeister, Elektrische Maschinen, 1995, Vorlesungsskriptum.
- [8] SAS IP, Ansys Help Release 13.0, 2010.
- [9] B. Schlegl, F. Schönleitner, A. Marn, F. Neumayer und F. Heitmeir, „Analytical determination of the orthotropic material behavior of stator bars in the range of the end windings and determination of the material characteristics of the orthotropic composite space brackets via experimental modal analysis and FE-calculation,“ Marseille: International Conference on Electrical Machines, 2012.
- [10] B. Schlegl, C. Scheinecker, A. Marn, F. Neumayer, M. Himmelreich und F. Heitmeir, „Development of a full parameterized FE-modeling tool for efficient vibration investigations on end windings of Turbo- and Hydro- Generators,“ Marseille: International Conference on Electrical Machines, 2012.