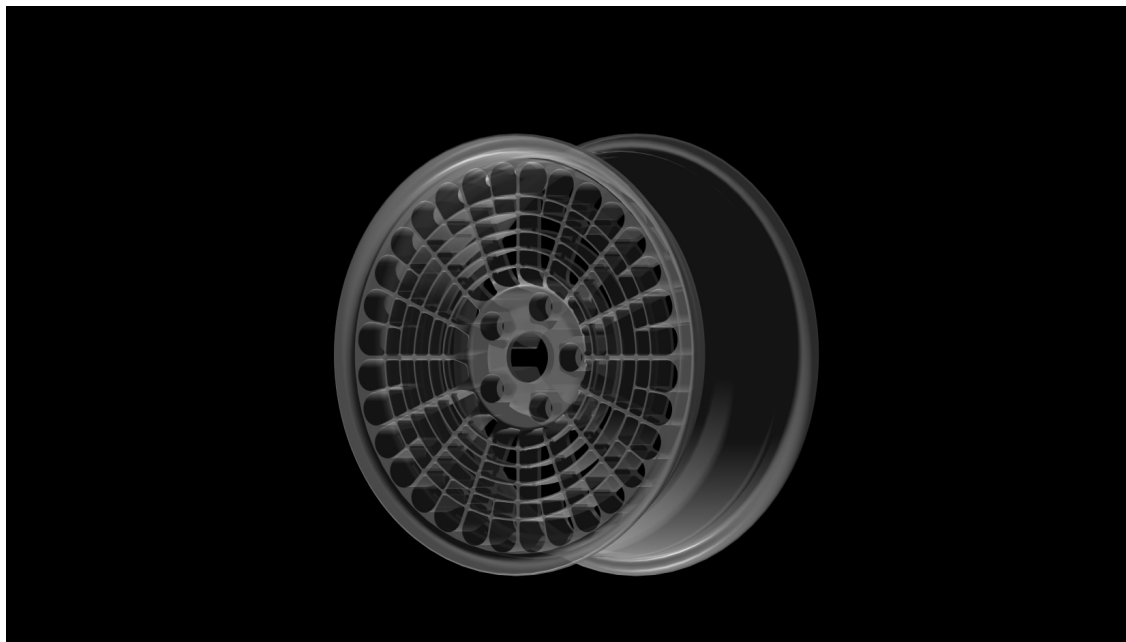


# Entwicklung einer technischen Leichtbaustruktur nach bionischen Prinzipien



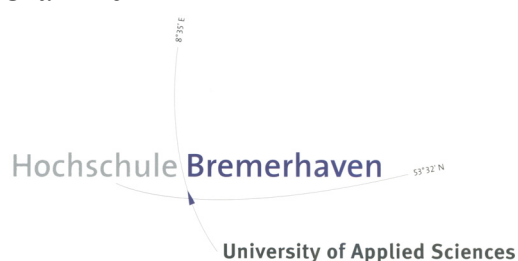
## Diplomarbeit

vorgelegt von:

**Ulf Ingmar Franz Wilhelm Lüdemann**

Bremerhaven, Januar 2005

Betreuer: Dr. Christian Hamm  
Prof. Dr. Olaf Eick



Für meine Eltern

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Arbeit  
**„Entwicklung einer technischen Leichtbaustruktur nach bionischen Prinzipien“**  
selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe.

---

Ulf Ingmar Franz Wilhelm Lüdemann

Bremerhaven, den 24. Jan. 2005

# Inhaltsverzeichnis

<b>Zusammenfassung</b> .....	<b>3</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>4</b>
<b>2 Grundlagen</b> .....	<b>7</b>
2.1 Bionik.....	7
2.1.1 Teilgebiete der Bionik.....	9
2.2 Das PKW-Rad – Anforderungsprofil und Tests.....	11
2.2.1 Bezeichnungen für PKW-Räder und deren Bestandteile.....	12
2.2.2 Beanspruchungen von Rädern.....	12
2.2.3 Radtests.....	13
2.2.3.1 ZWARP.....	13
2.2.3.2 BUP.....	14
2.2.3.3 Impact Test.....	15
2.2.3.4 Schwellentest.....	15
2.3 Diatomeen (Kieselalgen) als Vorbilder für technische Leichtbaustrukturen.....	16
2.4 FEM.....	18
2.4.1 Ablauf einer FEM Berechnung.....	18
2.4.2 FEM Software.....	19
2.5 CAO.....	20
2.5.1 Strukturoptimierung.....	21
2.5.2 Topologieoptimierung.....	22
2.5.3 Gestaltoptimierung.....	23
2.5.4 Sickenoptimierung.....	24
2.6 SMC.....	25
<b>3 Stand der Technik</b> .....	<b>28</b>
3.1 Herstellung von PKW-Rädern aus SMC.....	28
3.2 Optimierung bei PKW-Rädern.....	29
3.3 Bionikansatz bei PKW-Rädern.....	31
<b>4 Arbeitshypothese und methodischer Ansatz</b> .....	<b>32</b>
<b>5 Durchführung</b> .....	<b>33</b>
5.1 Modellierung der ersten 3D-CAD Modelle.....	33
5.2 Modellierung eines PKW-Rades nach biologischem Vorbild und für die Topologieoptimierung.....	34
5.3 Definitionen der Randbedingungen und des Materialmodells für die Berechnungen.....	34
5.4 Durchführung einer Topologieoptimierung des Bauraummodells.....	36
5.5 Berechnungen der Modelle.....	37
<b>6 Ergebnisse</b> .....	<b>40</b>
6.1 3D-Modelle.....	40
6.1.1 Lenzkesfelge.....	40
6.1.2 Schmidtfelge.....	41
6.1.3 Bionikfelge mit 16 Speichen.....	42
6.1.4 Bionikfelge mit 15 Speichen.....	44
6.2 Topologieoptimierung.....	47

6.3 Spannungsverteilungen .....	49
6.3.1 Ansichten der Spannungsverteilungen im Bereich 0-200N/mm <sup>2</sup> .....	50
6.3.2 Detailansichten der Spannungsverteilungen im Bereich 0-200N/mm <sup>2</sup> .....	52
6.3.3 Ansichten der Spannungsverteilungen im Bereich 0-60N/mm <sup>2</sup> .....	54
6.3.4 Ansichten der Spannungsverteilungen im Bereich 0-30N/mm <sup>2</sup> .....	56
6.4 Zusammenfassung der Ergebnisse .....	58
<b>7 Diskussion .....</b>	<b>59</b>
7.1 Verwendete Geometrien .....	59
7.2 Auswahl des Materials .....	60
7.3 Auswahl der Randbedingungen .....	60
7.4 Topologieoptimierung.....	60
7.5 Vergleich Bionikfelge/Schmidtfelge.....	61
7.6 Abschließende Gesamtbetrachtung.....	62
7.7 Perspektiven .....	62
<b>8 Danksagung .....</b>	<b>64</b>
<b>9 Literatur- und Quellenverzeichnis .....</b>	<b>66</b>
9.1 Literaturverzeichnis .....	66
9.2 Quellenverzeichnis .....	66
9.3 Sonstige Quellen .....	67
<b>Anhang</b>	

## Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde erstmals eine biogene Leichtbaustruktur direkt auf ein technisches Bauteil übertragen und mit Hilfe von FE-Berechnungen analysiert. Der Leichtbau nimmt in der Technik einen immer höheren Stellenwert ein. Es geht nicht nur darum, Gewicht und somit auch Material an Bauteilen zu sparen, sondern auch um die gleichzeitige Aufrechterhaltung bzw. Erhöhung der Stabilität. Bei PKW-Rädern geht es aber auch um die Ästhetik. Mit Hilfe der Bionik, welche die Natur als Vorbild für technische Realisierungen nimmt, und rechnergestützten Optimierungsverfahren, welche teilweise ebenfalls von der Natur abstrahiert wurden, sollte in dieser Arbeit die Eignung eines biogenen Vorbilds für das optimale Design eines neuartigen PKW-Rades überprüft werden. Die Firma BTE HybridTech bot durch ihre bisherige Entwicklungsarbeit an Felgen aus glasfaserverstärktem Kunststoff eine interessante und anspruchsvolle Problemstellung für diesen Ansatz und war Auftraggeber für die vorliegende Arbeit. Als Vorbild wurde eine bestimmte Kieselalgenart (Diatomee) gewählt, die nicht nur ästhetisch aussieht, sondern auch geeignete Strukturen im Hinblick auf den für die PKW-Räder verwendeten anisotropen Werkstoff bietet. Für die Überprüfung der Hypothese wurden 3D-Modelle aus Konstruktionszeichnungen und rasterelektronischen Aufnahmen erstellt. Die Modelle wurden mit einheitlichen Randbedingungen versehen und einer Topologieoptimierung und FE-Berechnungen unterzogen. Es zeigte sich bei der Topologieoptimierung eines Bauraummodells, dass Material um den Bereich der Bohrung für die Radbolzen weggenommen worden ist. Dementsprechend erfolgte eine Optimierung von Hand an den Speichen der Bionikfelge, welche auf der Grundlage der biogenen Struktur entworfen worden ist.

Die Ergebnisse der FE-Berechnungen konnten durch einen direkten Vergleich zweier Räder zeigen, dass sich die auftretenden von Mises-Vergleichsspannungen in der Bionikfelge günstiger verteilen, als in der ebenfalls nach Leichtbaukriterien entwickelten Schmidtfelge – dem Vergleichsmodell. Die Verteilung der Spannungen ist für den Werkstoff insofern günstiger, als dass diese sich auf Bereiche beziehen, die durch den Werkstoff bedingt mehr beansprucht werden können.

Die Arbeit bildet damit die Basis für weiterführende Untersuchungen.

# 1 Einleitung

Nicht nur im Fahrzeugbau nimmt der Leichtbau einen immer größer werdenden Stellenwert ein. Entwirft man Strukturen, die unter verschiedenen mechanischen Belastungen stehen, müssen diese so ausgelegt werden, dass bei definierter Gewichtsvorgabe die mechanische Festigkeit, welche aus Materialeigenschaften und Bauteilgestalt resultiert, ein Optimum erreicht. Dies wird durch ein komplexes Zusammenwirken verschiedener Einflüsse auf Bauteile erreicht, wodurch Konzeption und technische Realisierung optimierter Leichtbaustrukturen zu einer Herausforderung für die Strukturentwicklung werden.

Seit dem letzten Quartal des 20. Jahrhunderts versucht man immer öfter, die Natur als Vorbild für technische Produkte einzusetzen. Die Vernetzung von Biologie und Technik ließ die Bionik und ihre Teilgebiete entstehen. Man fand heraus, dass die Natur aufgrund der Evolution über Jahrtausende interessante Ansätze und auch prinzipiell umsetzbare Lösungen für eine große Anzahl von technischen Problemen entwickelt hat. Auffällig ist hierbei, dass natürliche Strukturen immer aus einer Art Verbundwerkstoffen mit anisotropen Materialverhalten bestehen. (VINCENT 1992)

Anfang der Neunziger zog Dr. Claus Mattheck den Baum als Vorbild für Spannungs- und Strukturoptimierungen heran. Der Baum lagert am Stamm dort, wo höhere Spannungen auftreten, mehr Material an und umgekehrt (MATTHECK 1993). Er führt somit einen gezielten Spannungsabbau in seinem Stamm durch, um Schäden durch Umwelteinflüsse, wie z. B. Sturm, zu minimieren. Zu diesem Zeitpunkt wurden bereits die Finite-Elemente-Methode (FEM) und die rechnergestützte, numerische Simulation von Werkstoff- und Bauteilverhalten eingesetzt. Aufgrund der stetig anwachsenden Rechnerleistung ist es aber erst seit jüngster Zeit möglich, komplexe physikalische Probleme am Rechner zu simulieren. Dr. Mattheck gelang es als Erstem mit der Natur als Vorbild, Berechnungs- und Simulationsgrundlagen für die Computer-Aided-Optimization (CAO) zu liefern. Bauteile, die mechanischen Belastungen ausgesetzt sind, werden in ihrer Topologie und Gestalt soweit verändert, dass sie z. B. bei gleichzeitiger Gewichtsminimierung eine optimale Form annehmen, um entscheidende Parameter, wie z. B. im Bauteil auftretende Spannungen und Verformungen, zu minimieren. Auf diese Weise wird nicht nur die Lebensdauer eines Bauteils verlängert. Das Bauteil wird auch leichter und somit werden Material und Produktionskosten gesenkt.

Im Automobilbereich wird die CAO bereits sehr erfolgreich angewendet. In dieser Branche kommt es häufig darauf an, Bauteile zu entwickeln, die auf der einen Seite eine hohe Steifigkeit besitzen, auf der anderen Seite aber sehr leicht sein müssen, um Gewicht an einem KFZ zu sparen, und somit den Kraftstoffverbrauch zu minimieren. Voraussetzung ist natürlich, dass die geforderten Sicherheitsstandards eingehalten werden. Deshalb müssen umfangreiche Tests und/oder Simulationen an sicherheitstechnischen Bauteilen durchgeführt werden, um das Risiko einer Gefährdung so weit wie möglich zu minimieren. Aber nicht nur im Automobilbereich finden sich Anwendungsmöglichkeiten für die CAO. Sie wird bereits im Maschinenbau und in der Luft- und Raumfahrttechnik angewendet. Außerdem kann CAO auch überall dort angewendet werden, wo schon die FEM Anwendung findet bzw. finden kann. Dies ist auch in der Medizintechnik der Fall (s. a. Abb. 14, Kapitel 2.5.3).

Das Ziel dieser Arbeit ist es, am Beispiel eine Straßenfahrzeugrades, umgangssprachlich als „Felge“ bezeichnet, mit Hilfe der Bionik und anderen Hilfsmitteln eine geeignete Struktur zu finden, die den Anforderungen der Industrie, aber auch denen des Kunden entspricht.

Dabei sollen die vorhandenen Strukturen eines Rades/einer Felge und evolutionäre Strukturen aus der Biologie, die als leichtbautechnische Strukturen zu bewerten sind, als Ausgangsmodelle analysiert, die jeweiligen Ergebnisse miteinander verglichen werden, und zur weiteren Optimierung vorbereitet werden.

Die Entstehung des Themas dieser Arbeit ist sowohl auf die Tätigkeiten des Autors während des im Alfred-Wegener-Institut für Polar- und Meeresforschung (AWI) absolvierten Praxissemesters als auch auf die Wahl der Wahlpflichtfächer während des Studiums zurückzuführen. Im Praxissemester ist erstmals eine Auseinandersetzung mit dem Thema FEM entstanden, was wiederum zu der Wahl der entsprechenden Wahlpflichtfächer geführt hat. Da das Praxissemester auch eine Biologiekomponente enthielt, bot sich eine Weiterführung des erlernten Wissens im Bereich Bionik an.

Diese Arbeit untersucht an einem Beispiel in erster Linie die Übertragbarkeit von biologischen Strukturen in die Technik. Da es sich hier um Felgen handelt, und Design und Ästhetik bei diesen eine der optimalen Struktur übergeordnete Rolle spielen, sollen die Ergebnisse lediglich einen Ansatz für die technische Realisierung bieten, und müssen dann den technischen und geschmacklichen Gegebenheiten noch angepasst werden. Die gewonnenen Erkenntnisse können aber ohne große Veränderungen im Design realisiert



werden, da die vorzunehmenden Änderungen für eine Realisierung im Auge des Betrachters kaum wahrnehmbar sind. So fallen z. B. kleine Änderungen von Abrundungen in einem Bauteil bei der Gestaltoptimierung optisch nicht besonders auf, haben jedoch einen großen Einfluss auf die Spannungen und die Lebensdauer eines Bauteils.

Dennoch soll diese Arbeit einen konsequenten Vergleich und auch einen einmaligen Ansatz für die Bionik und „die Suche nach der optimalen Struktur“ darstellen. Mit Sicherheit bietet uns die Natur in sich optimierte, viel versprechende Vorbilder für die Technik. Und auch in der Ästhetik relevante Merkmale, wie z. B. Symmetrie oder Antisymmetrie und Fraktale, spielen in der Natur eine entscheidende Rolle.

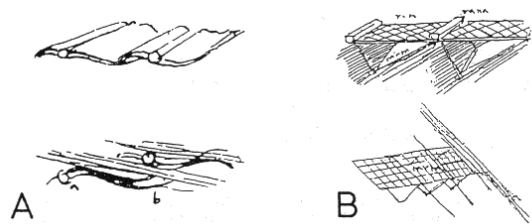
## 2 Grundlagen

### 2.1 Bionik

Die Online-Enzyklopädie WIKIPEDIA beschreibt die Bionik folgendermaßen:

„Bionik wurde als Begriff vom amerikanischen Luftwaffenmajor Jack E. Steele 1958 geprägt. Als Zusammensetzung aus ‚Biologie‘ und ‚Technik‘ wird damit zum Ausdruck gebracht, wie für technische Anwendungen Prinzipien verwendet werden können, die aus der Biologie abgeleitet wurden. Die Bionik ist deswegen ein sehr interdisziplinärer Bereich, in dem z.B. Biologen, Ingenieure, Techniker und Designer zusammen arbeiten. [...] Im englischen Sprachraum beschränkt sich die Bedeutung von ‚*bionics*‘ zumeist auf die Konstruktion von künstlichen Körperteilen oder allgemeiner einer Kombination von Biologie und Elektronik. Das, was im deutschsprachigen Raum unter dem Begriff Bionik verstanden wird, ist häufig synonym zum Begriff ‚*biomimetics*‘ (Biomimethik) im Englischen.“

Die Bionik ist also eine sehr junge Disziplin, obwohl bereits Leonardo da Vinci aus der Beobachtung des Flügelschlags bei Vögeln Flügel zu bauen versuchte, die in ihrer Anordnung den Flügelfedern der Vögel entsprachen. Wie beim Vogel öffneten sich



**Abbildung 1:** Prinzip der Flügel von da Vinci. **A** Flügelschlag nach unten, **B** Flügelschlag nach oben [1]

seine aus Weidenruten und imprägnierten

Leinen konstruierten Flügel, die mit Luft durchströmt werden (Abb. 1B), wenn der Flügelschlag aufwärts vollzogen wird, und schlossen sich und verursachten so den Auftrieb, wenn der Flügelschlag nach unten geht (Abb. 1A). Durch diese und ähnliche Versuche wurde schnell klar, dass die Natur nicht immer einfach nur kopiert werden kann. Sie soll eher als Vorbild fungieren, als Ideenpool, der eine Menge Anreize und Ansätze für die Lösung technischer Probleme liefern kann.

NACHTIGALL (unbekannt) definiert die Bionik folgendermaßen:

„Lernen von der Natur als Anregung für eigenständiges technologisches Gestalten“

WIKIPEDIA unterscheidet ferner zwischen zwei Vorgehensweisen in der Bionik:

- In der Analogie-Bionik werden biologische Strukturen und ihre Organisation direkt als Vorlage benutzt.
- In der Abstraktions-Bionik werden die Ideenvorlagen aus der Natur losgelöst vom biologischen Vorbild betrachtet (abstrahiert). Diese macht man sich dann als Inspiration für technische Problemlösungen zu Nutze.

Vorgehensweise im Bereich Analogie-Bionik:

1. Problem definieren
2. in der Natur Analogien suchen
3. Vorbilder aus der Natur analysieren
4. mit Erkenntnissen aus der Natur Ideen für das zu lösende Problem suchen



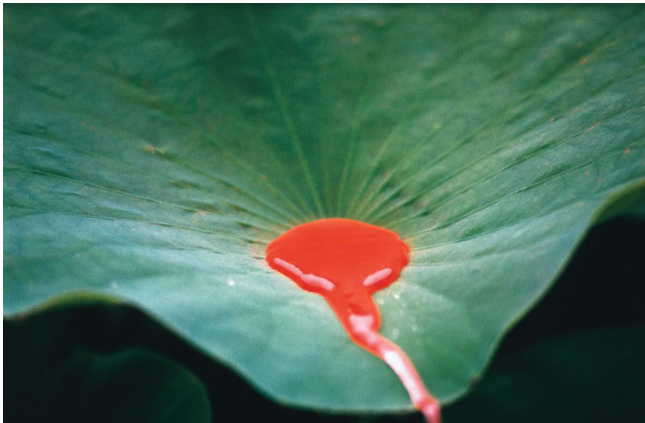
Beispiel: Winglets an Flugzeugflügeln (Abb. 2). Hoher Treibstoffverbrauch durch große Wirbel an den Flügelspitzen von Flugzeugen. Untersuchung von Flügeln gleitender Vögel als Flugzeug-Analogie.

**Abbildung 2:** Winglet an der Spitze eines Flugzeugflügels [2]

Vorgehensweise im Bereich Abstraktions-Bionik:

1. biologische Grundlagenforschung: Biomechanik und Funktionsmorphologie von biologischen Systemen
2. erkennen und beschreiben eines zu Grunde liegenden Prinzips
3. Abstraktion dieses Prinzips (Loslösung vom biologischen Vorbild und Übersetzung in nicht-fachspezifische Sprache)
4. mögliche technische Anwendungen suchen

5. in Kooperation mit Ingenieuren, Technikern, Designern, etc. eine technische Anwendung entwickeln



**Abbildung 3:** Rückstandsfreies Abperlen einer hydrophoben Flüssigkeit am Lotuspflanzenblatt, welche zum Markieren von Geldscheinen verwendet wird [3]

Beispiel: Unbenetzbarkeit bestimmter biologischer Oberflächen. Die Beobachtung und nähere Untersuchung der Tatsache, dass von einem Blatt der Lotuspflanze praktisch alle wasserlöslichen und hydrophoben Substanzen abperlen (Lotuseffekt, Abb. 3), ergibt schließlich ein Patent für eine extrem schlecht benetzbare und damit schmutzabweisende Oberfläche (bzw. eine neue künstliche Oberfläche: z.B. als Fassadenfarbe)

### 2.1.1 Teilgebiete der Bionik

Schnell entwickelten sich Teilgebiete der Bionik, nachdem das Arbeitsgebiet der Bionik bekannt wurde und ein erhebliches Zukunftspotential mit sich brachte. Die Bionik ist nach NACHTIGALL (1991) in 12 Teilgebiete unterteilt:

- Anthropobionik: Befasst sich mit Mensch-Maschinen-Interaktion, z. B. die Gestaltung eines Cockpits ausgerichtet auf motorische und sensorische Gewohnheiten des Menschen für eine optimale Interaktion
- Baubionik: Vorbild z. B. Wabenstruktur, Ausrichtung nach der Sonne, Verwendung von recycelbaren Materialien
- Bewegungsbionik: Bewegungsabläufe in der Natur, z. B. Strömungsverhalten von Fischen, Bewegung von Spinnen und anderen Lebewesen
- Evolutionsbionik: Versuch-Irrtum Prinzip, z. B. was schlecht(er) ist, wird eliminiert oder verbessert/optimiert
- Gerätebionik: Gesamtsystemkonstruktion, z. B. Fischflosse als Pumpmechanismus für Antriebe (Schiff, Pumpe)

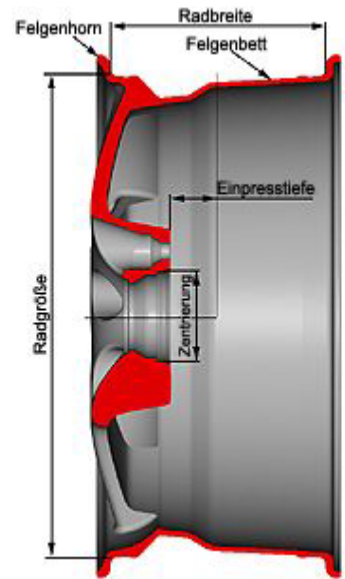
- Klimabionik: Klima in Gebäuden und Strömungen von Luft, z. B. selbstständige Belüftung eines Hauses durch Kaminwirkung
- Konstruktionsbionik: Klettverschluss
- Neurobionik: Neuronale Netze, z. B. das Lernen eines Systems durch Interaktion einzelner Neuronen
- Sensorbionik: Sensoren aus der Natur nutzen, z. B. die Fledermaus orientiert sich durch Ultraschallortung (Reflexion des Schalls)
- Strukturbionik: biologische Strukturen werden analysiert und verglichen, um einen Bautechnischen Zweck zu ermitteln, z.B. Diatomeenschalen
- Verfahrensbionik: Analyse von Verfahren in der Natur, z.B. Photosynthese

Es gibt noch einige andere Teilgebiete, die in Zukunft eine immer größer werdende Rolle spielen werden. Die „Bionische Prothetik“ sei an dieser Stelle noch zu erwähnen, da diese für die Medizintechnik eine wesentliche Rolle spielen wird. In Zukunft werden Prothesen nicht nur mechanische Gliedmaßen ersetzen, sondern aktiv in das menschliche Nervensystem implementiert werden, um z. B. Hör- und Sehorgane zu ersetzen.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit dem Teilgebiet der Strukturbionik nach der Methode der Abstraktions-Bionik. Im Folgenden werden das bionisch zu entwickelnde Produkt sowie die als technisches Vorbild untersuchten Organismen vorgestellt. Zudem werden die Grundlagen der für die Realisierung angewendeten Methoden aufgezeigt und behandelt.

## 2.2 Das PKW-Rad – Anforderungsprofil und Tests

Der Begriff „Rad“ entspricht nicht dem Begriff „Felge“ beim Automobil. Der Laie bezeichnet in der Umgangssprache als Felge das Rad, also das Aluminium- bzw. Stahlbauteil, auf welches der Reifen aufgezogen wird. Das Rad besteht in der Fachsprache aus Felge und Radscheibe, auch Radschüssel genannt. Die Radscheibe besteht aus Nabe und Speichen; die Felge setzt sich aus Felgenhörnern, -schultern, -bett, dem Tiefbett und Hump zusammen. PKW-Räder werden heute meist aus Stahl oder Aluminium, seltener aus Magnesium gefertigt. Es gibt noch Räder mit Chrombeschichtung, welche in erster Linie der Optik dient. Räder aus Magnesium werden meistens im Rennsport verwendet, wie z. B. in der Formel 1. Stahlräder sind in der Regel verschweißt (Felge und Radscheibe) und als



**Abbildung 4:** Radquerschnitt mit Bezeichnungen [4]

„einteilig“ bezeichnet. Sind sie vernietet oder verschraubt werden sie als „meherteilig“ bezeichnet. Diese Bezeichnung wird jedoch praktisch nur bei LKW-Rädern verwendet. Aluminiumräder hingegen werden aus einem Stück geschmiedet oder gegossen. Jedoch können auch diese verschraubt oder vernietet sein. Solche Räder befinden sich dann im höheren Preissegment.

Räder sind nicht nur sicherheitstechnische Bauteile, sondern sie spielen auch eine wichtige Rolle für die Optik an einem Fahrzeug. Deshalb sind auch nur Felgen nach DIN 7817-ff genormt (mündliche Mitteilung SCHMIDT). Alles andere am Rad bleibt dem Konstrukteur bzw. dem Hersteller überlassen. So variieren z. B. die Anzahl der Radmutter, sowie das Design der Speichen und der Zentrierung sehr stark. Heutzutage werden bevorzugt fünf Radmutter bei Rädern verwendet. Häufig sieht man auch Vierloch-, seltener dagegen Sechslloch- und Zentralmutterräder.

## 2.2.1 Bezeichnungen für PKW-Räder und deren Bestandteile

Radbezeichnungen sehen folgendermaßen aus:

Beispiel: 5,5Jx15 ET 34 H2 (S)

5,5 Maulweite (Radbreite) in Zoll

J Felgenhornform

x Tiefbettfelge

15 Felgendurchmesser (Radgröße) in Zoll

ET 34 Einpresstiefe 34mm

H2 Humpform und -anzahl, Erhebung auf Innen- und Außenschulter (verhindert bei scharfer Kurvenfahrt ein Abrutschen des Reifens in das Tiefbett)

S Hinweis auf ein symmetrisches Tiefbett

## 2.2.2 Beanspruchungen von Rädern

Räder unterliegen komplexen Lastfällen, wie Geradeausfahrt, Kurvenfahrt, Bremsen und Beschleunigen, die jeweils unterschiedlich miteinander gekoppelt auf das Rad wirken. Eine weitere Beanspruchung, die auf das Rad wirkt, ist die Temperatur. Da die Bremsscheibe nicht weit vom Rad entfernt liegt, können leicht Temperaturen bis 200° Celsius auf das Rad wirken. Das Rad muss außerdem für eine hinreichende Belüftung der Bremsscheibe sorgen. Durch zunehmend höhere Geschwindigkeiten von Fahrzeugen leistet ein Reifen auch immer mehr Walkarbeit, hervorgerufen durch die schnelle Rotation des Rades, was eine Temperaturerhöhung in der Felge zur Folge hat. Räder unterliegen auch korrosiven Beanspruchungen. Metallräder sind immer lackiert, um das Metall vor Witterungseinflüssen, wie Feuchtigkeit und chemischen Verbindungen (Streusalz), zu schützen und eine Oxidation von Alufelgen zu vermeiden.

Eine Gewichtsminimierung des Rads ist insbesondere nicht nur für die Sicherheit sehr entscheidend, daraus resultierende Vorteile liegen auf der Hand: Durch weniger Gewicht des Rades wird der Benzinverbrauch eines Fahrzeuges gesenkt. Verringert man außerdem die ungefederte Masse, hat dies eine bessere Bodenhaftung und ein leichteres Fahrwerk zur Folge. Zudem nehmen die Verzögerungen beim Bremsen bzw. Beschleunigen ab. Die Kräfte werden schneller und direkter auf den Reifen übertragen. Somit kommt das Fahrzeug

schneller zum Stehen bzw. in Fahrt und weist dadurch ein direkteres und besseres Fahrverhalten auf. Aus dem Sicherheitsaspekt der Gewichtsminimierung ergibt sich allerdings ein Dilemma, wenn man sich die Frage stellt: Wie viel Gewicht darf man wegnehmen? Reduziert man das Gewicht eines Bauteils, wird unweigerlich dessen Stabilität beeinflusst, was somit auch Auswirkungen auf die Sicherheit hat. Eine CAO, in diesem Fall eine Topologieoptimierung, kann jedoch u. U. so durchgeführt werden, dass die Stabilität bei gleichzeitiger Gewichtsminimierung unverändert bleibt oder sogar noch erhöht wird.

### **2.2.3 Radtests**

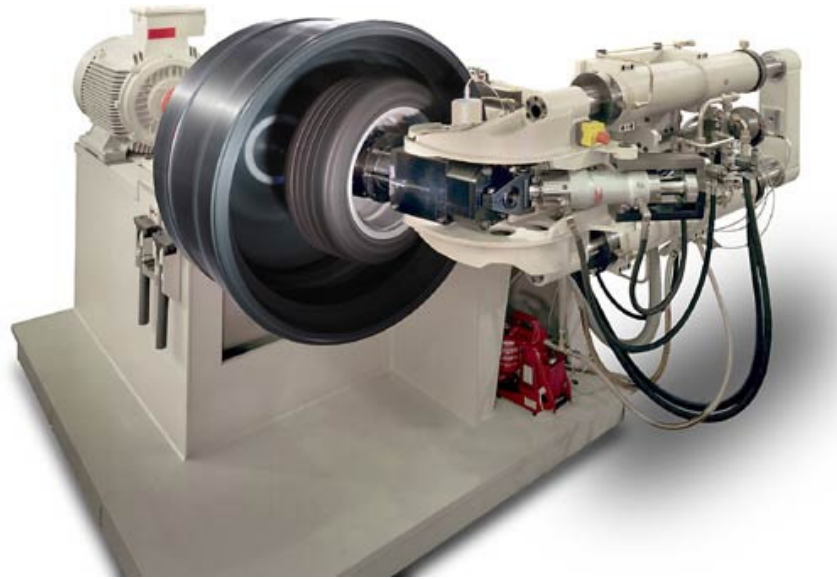
Bevor Räder für den Straßenverkehr zugelassen werden können, müssen sie verschiedene Tests bestehen. Die Tests sind in der StVZO, Bau- und Betriebsvorschriften §30 unter Abschnitt 42 „Richtlinien für die Prüfung von Sonderrädern für PKW und Krad“ zu finden. Einige der Tests seien hier zum Verständnis aufgezeigt, wie der ZWARP (Zweiachsen-Rad/Nabenprüfstand), die BUP (Biege-Umlauf-Prüfung) der Impact-Test (Auftreffen auf eine Bordsteinkante) und die Abrollprüfung (Simulation von Geradeausfahrt unter verschiedenen Lasten). Darüber hinaus sind in den Richtlinien noch andere Tests aufgeführt, wie der Salzsprühnebeltest (Prüfung auf Korrosion) und der Radbolzentest. In den Richtlinien der 16. Ergänzungsauslieferung von 1993 ist der ZWARP noch nicht enthalten. Die Abrollprüfung kann heute zugunsten des ZWARP-Tests entfallen (schriftliche Mitteilung von SCHMIDT). Ebenfalls nicht enthalten ist der Schwellentest. Dieser ist für die Zulassung im Straßenverkehr auch nicht erforderlich. Er wird lediglich freiwillig von Felgenreparaturbetriebern zur visuellen Schadensakkumulation durchgeführt.

#### **2.2.3.1 ZWARP**

Der ZWARP (Abb. 5) wurde Anfang der Neunziger von Prof. Grubisic und Dr. Fischer für das Fraunhofer Institut für Betriebsfestigkeit (LBF) in Darmstadt entwickelt. Er ermöglicht die Simulation von 300.000 – 1.000.000 km Fahrtstrecke für Räder. Dabei werden auf der Grundlage von experimentellen Daten bzw. einem Lastfallkollektiv die auftretenden Belastungen beim Fahren simuliert. Ein Versuch dauert bis zu einer Woche. Das Rad wird dabei mit einem Reifen versehen und auf die Innenfläche einer rotierenden Trommel appliziert, auf der das Rad abrollt. Über einen verstellbaren Hebelarm wird das Rad mit



Axial- und Vertikalkräften beaufschlagt, die ein zusammengefasstes Kollektiv der auftretenden Lasten auf der Basis von Messungen darstellen.



**Abbildung 5:** Aufbau eines ZWARP [5]

### 2.2.3.2 BUP

Bei der Biegeumlaufprüfung wird das Rad über das gesamte innere Felgenhorn auf einem Maschinentisch fixiert (Abb. 6). In dem Maschinentisch befindet sich ein Biegebalken mit einer rotierenden Masse mit Unwucht (Abb. 7). Durch diesen Balken, dessen Länge ungefähr der halben Spurbreite eines Fahrzeugs entspricht, wird das Rad an seiner Zentrierung mit einer umlaufenden



**Abbildung 6:** Fixiertes PKW-Rad auf dem BUP-Maschinentisch

Querkraft beaufschlagt, deren Größe von der Länge des Hebelarms abhängt. Die Länge des Hebelarms variiert durch die Einpresstiefe des Rades. Bei der Prüfung werden Anzahl der Schwingspiele und Versuchsdauer aufgezeichnet.



**Abbildung 7:** Blick in den BUP-Maschinentisch

### 2.2.3.3 Impact Test

Bei dem Impact Test wird das Rad mit Reifen an der Zentrierung auf einer Vorrichtung fixiert, bei der ein Block mit definiertem Gewicht aus einer bestimmten Höhe auf das äußere Felgenhorn schlägt (Abb. 8). Ziel dieser Prüfung ist die Simulation einer Kollision mit einer Bordsteinkante. Das Felgenhorn muss dieser Belastung standhalten.



**Abbildung 8:** Impact Test  
Versuchsstand

### 2.2.3.4 Schwellentest

Beim Schwellentest wird eine halbrunde Schwelle aus Holz mit einem Radius von ca. 15 cm zur Simulation eines Schlagloches benutzt (Abb. 9). Dazu wird das Rad mit einem Fahrzeug in einer bestimmten Geschwindigkeit über die Schwelle gefahren. Bei dem Versuch bei BTE HybridTech betrug die Geschwindigkeit des Fahrzeugs zum Zeitpunkt des Auftreffens ca. 60 km/h. Ziel dieses Versuches ist es, zu testen, wie lange die Felge noch



**Abbildung 9:** Halbrunde Schwelle aus Holz für den Schwellentest

Luft hält. Die Felge bekommt bei dem Versuch einen Knick bzw. einen Riss (Abb. 10) und durch die Deformation der Felge entweicht Luft. Außerdem soll die Sichtbarkeit des

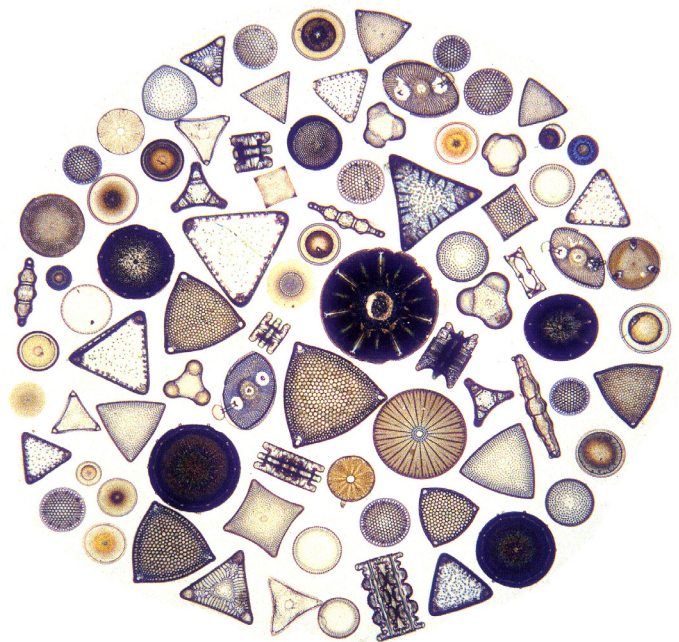
aufgetretenen Schadens überprüft werden. Damit steht auch ein katastrophaler Folgeschaden durch mögliches Übersehen eines gravierenden Schadens in Form eines Risses bzw. Knicks in Zusammenhang.



**Abbildung 10:** Riss (rot markiert) in der Felge nach dem Schwellentest

### 2.3 Diatomeen (Kieselalgen) als Vorbilder für technische Leichtbaustrukturen

Diatomeen sind einzellige Algen, auch Kieselalgen genannt. Sie sind nur bis zu einigen Mikrometern groß und spielen eine wichtige Rolle im globalen Kohlestoffkreislauf. Sie produzieren Biomasse und Sauerstoff durch Photosynthese. Nach ihrem Tod sinken die leeren Schalen auf den Grund von Seen und Meeren und lagern sich im Sediment ab. Dadurch liefern sie wertvolle Aussagen über frühere Klima- und Umweltbedingungen vergangener Jahre und sind somit außerdem für die Fossilienforschung von großem Interesse.



**Abbildung 11:** Lichtmikroskopische Aufnahmen verschiedener Diatomeenarten zur Darstellung ihrer Strukturvielfalt (Foto: Hinz/Crawford)

Ihre Schalen bestehen hauptsächlich aus amorphem Silikat, das eine relative Dichte<sup>1</sup> von ungefähr 2 hat. Die Diatomeen müssen in der oberen Wassersäule schwimmen (schweben), damit sie noch das Licht erreicht, das sie zur Photosynthese benötigen. Zudem haben sie aber etliche Fraßfeinde, wie z. B. die Copepoden. Das sind kleine Krebse, denen die Diatomeen als Nahrung dienen. Die Copepoden besitzen kleine Beißwerkzeuge (Gnathobasen), die aus kleinen mit Silikat verstärkten Chitinzähnen bestehen und die Diatomeen regelrecht „knacken“.

Als Folge der Anpassung an die Umwelt ergibt sich eine Vielzahl von verschiedenen Arten und eine regelrechte Formen- und Strukturvielfalt von Diatomeen. Beim Diatomeen-Silikat handelt es sich um einen amorphen Werkstoff, der zusammen mit organischen Stoffen in den Schalen eingelagert werden. Dabei entsteht eine Art Verbundwerkstoff, welcher bedingt durch seine Struktur und Aufbau ein anisotropes Werkstoffverhalten aufweist (mündliche Mitteilung von HAMM).

Man geht heute davon aus, dass die Diatomeen ihre Formen und Strukturen nicht willkürlich angenommen haben. Vielmehr haben sich, so vermutet man, über Jahrmillionen hinweg mit Hilfe der Evolution effiziente, angepasste Leichtbaustrukturen entwickelt, die es den Diatomeen ermöglichen, trotz ihres hohen spezifischen Gewichtes in der oberen Wassersäule zu bleiben und sich optimal vor Fraßfeinden zu schützen. Die Diatomeen könnten mit ihrer Struktur- und Formenvielfalt somit ein mögliches Vorbild für Konstrukteure sein, die auf der Suche nach einer technischen Leichtbaustruktur sind. Denn die Diatomeen besitzen aufgrund ihrer Artenvielfalt eine große Menge an funktionalen und dabei ästhetischen Formen (Abb. 11). HAMM ET AL. (2003) haben die Schalen von Diatomeen bereits mechanisch untersucht. Es sind mit Hilfe von Mikromanipulatoren Belastungstests unter einem Mikroskop durchgeführt worden. Die Diatomeen wurden dabei bis zum Brechen ihrer Struktur belastet und die aufgegebenen Kräfte aufgezeichnet. Dabei stellte sich heraus, dass diese Strukturen ungewöhnlich hohe Spannungen aushalten, bevor es zum Bruch bei ca. 560N/mm<sup>2</sup> einer Diatomee kommt.

---

<sup>1</sup> Das Verhältnis der Dichte einer Substanz mit der Dichte von Wasser wird als relative Dichte bezeichnet.



## **2.4 FEM**

„Die Finite-Elemente-Methode (FEM) ist für Mitarbeiter ... aller Branchen zu einem unverzichtbaren Handwerkszeug für technische Berechnungen geworden.“ (MÜLLER & GROTH, 1999)

Sie wurde entwickelt, um das physikalische/mechanische Verhalten von technischen Bauteilen zu berechnen und zu simulieren. In den 50ern wurde sie erstmals auf Großrechnern betrieben. Sie bietet heute eine Vielzahl an Berechnungsmöglichkeiten, nicht nur im mechanischen, sondern auch im thermodynamischen, im strömungstechnischen, im elektrotechnischen, im magnetischen und im Bereich der Mehrkörpersimulation.

Aufgrund der ständig wachsenden Rechnerleistungen werden heute die Berechnungsmöglichkeiten immer besser und auch komplexe Probleme, die bis vor wenigen Jahren nur auf Großrechner effizient durchgeführt werden konnten, können heute recht gut simuliert werden. Anwendung findet die FEM heute in allen Ingenieurdisziplinen: Maschinenbau, Luft- und Raumfahrttechnik, Elektrotechnik, Medizintechnik, Automobilbau, Schiffbau usw.

Die FEM ist heute ein wichtiger Bestandteil des Produktentwicklungsprozess. Durch die Simulation von Bauteilen können auf kostenaufwendige Prototypen und deren Tests und jeweiligen Verbesserungsschritten weitestgehend verzichtet werden. Nach Abschluss der Simulationen müssen trotzdem noch Prototypentests zur Verifizierung der Ergebnisse durchgeführt werden. Dabei macht sich die FEM natürlich nur langfristig bezahlt, da die Anschaffung und Erhaltung der Software mit großen Kosten verbunden ist.

### **2.4.1 Ablauf einer FEM Berechnung**

Der Ablauf einer FEM Berechnung folgt in der Regel bestimmten Prinzipien: Im so genannten Preprocessing wird eine Geometrie in das FEM Programm importiert oder dort erstellt. Danach wird die Geometrie gemesht, d.h. in eine endliche Anzahl von Elementen eingeteilt. Diesen Elementen werden dann eine oder mehrere physikalische Eigenschaften zugewiesen. Es werden Randbedingungen festgelegt, die das Kontinuum beschreiben und (bei mechanischen Problemen) Belastungen definiert. Die Berechnung kann sowohl in 2D als auch in 3D durchgeführt werden. Dementsprechend gibt es 2D- und 3D- Elementtypen. Die

Elemente besitzen so genannte „Nodes“. Das sind Knotenpunkte, an denen die Kräfte bzw. Verschiebungen angreifen. Jedes Element hat eine bestimmte Anzahl dieser Knoten, die für den Verschiebungsansatz eine Rolle spielen. Alle Elemente haben zusätzlich zu den Knoten eine von der Vermeshung abhängige räumliche Größe. Bei 2D-Elementen ist die Größe eine Fläche - bei Balkenelementen eine Länge -, zu der noch eine Dicke angegeben werden muss. Bei 3D-Elementen ist es anstatt einer Fläche ein Volumen.

Die eigentliche Berechnung bzw. Lösung des Problems wird mit Hilfe eines Solvers durchgeführt. Dieser Solver ist ein Modul, oder besser gesagt, das Herzstück eines FEM Programms, welches das Gleichungssystem nach verschiedenen Verfahren aufstellt und löst. Dementsprechend gibt es Solver für unterschiedliche Belastungsmodelle, die sich jeweils in ihrer Schnelligkeit und ihrem Lösungsverfahren unterscheiden. Solver sind teilweise auch von anderen FEM Programmen durch entsprechende Prozeduraufrufe benutzbar. Hat der Solver die Berechnung beendet, schreibt er seine Ergebnisse in Form von Zahlenwerten in eine Datei und diese können dann im Postprocessing ausgelesen, visualisiert und animiert werden.

## **2.4.2 FEM Software**

FEM Software ist im Vergleich zu „herkömmlicher“ Software sehr teuer, obwohl es bereits frei erhältliche Programme gibt, die jedoch in der Anzahl der Elemente und ihren Funktionen sehr eingeschränkt sind. Man bewegt sich für ein „simples“ FEM Programm, was nur für mechanische Problemstellungen ausgelegt ist oft im Bereich von mehreren 10.000 Euro. Und dabei gibt es eine Vielzahl verschiedener FEM-Softwarehersteller und Programme. Die größten Hersteller sind die „MacNeal-Swendler Software Corporation“ (MSC) und ANSYS. Ebenfalls zu erwähnen sind die Programme ABAQUS, MEDINA und PERMAS. Häufig gibt es jedoch auch in CAD (Computer-Aided-Design) Programmen, wie AutoCAD, Pro/Engineer und CATIA schon Module zur FEM Berechnung. Diese sind jedoch meist nur zur mechanischen Berechnung ausgelegt, und in ihren Möglichkeiten, komplexe Probleme zu berechnen sehr begrenzt. In Zukunft wird sich das sicherlich ändern.

MSC bietet so genannte Kernsoftware an. Diese sind:

- MSC.Nastran – ein Solver für Stress-, Vibrations-, Heat-Transfer-, Akustik- und Aeroelastic-Analysen
- MSC.Marc – ein Solver für hochgradig nicht-lineare Analysen

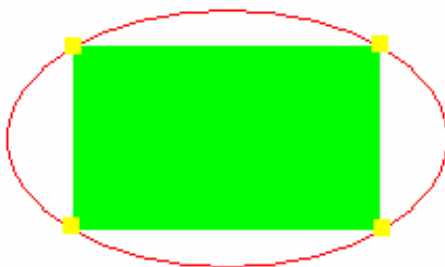
- MSC.Dytran – ein Solver für die Simulation kurzzeit-dynamischen Verhaltens von Festkörpern, Strukturen und Flüssigkeiten
- MSC.Patran – ein CAE-Pre/Post-Prozessor für FE-Analysen
- MSC.ADAMS – ein Analysewerkzeug für die Mehrkörpersimulation

Bei MSC gibt es zusätzlich zu den Kernprogrammen spezielle Programme für verschiedene Anforderungen. Diese werden hier jedoch nicht weiter behandelt.

## 2.5 CAO

Die Computer-Aided-Optimization ist eine rechnergestützte Optimierung. Der Begriff „Optimierung“ ist nach dem MERRIAM-WEBSTER DICTIONARY wie folgt definiert: „eine Handlung, ein Prozess oder eine Methode, um etwas (wie z. B. ein Konzept, System oder einen Beschluss) so perfekt, funktional oder effektiv, wie möglich zu machen“

Um eine Optimierung durchführen zu können, müssen vorher Kriterien festgelegt werden, die das Optimierungsproblem beschreiben. Dafür sind folgende Fragestellungen hilfreich:



- Welche **Ziele** sind angestrebt? (Was soll minimiert bzw. maximiert werden?)
- Welche **Designvariablen** sind auszuwählen? (Welche Parameter dürfen verändert werden?)
- Welche **Nebenbedingungen** sind einzuhalten? (Wo gibt es Einschränkungen?)

**Abbildung 12:** Problemdarstellung: Rechteck maximaler Fläche innerhalb einer Ellipse

Beispiel: Bestimmung eines Rechtecks maximaler Fläche innerhalb einer Ellipse (Abb. 12)

Zielfunktion: Rechtecksfläche

Designvariablen: Eckpunkte

Beschränkungen: Eckpunkte sollen auf Ellipse liegen

Um dieses Beispiel zu lösen, gibt es verschiedene Optimierungsverfahren. Für jedes Verfahren gibt es problemspezifische Kriterien, wie z. B. Anzahl der Variablen (eine/viele/sehr viele), Eigenschaften der Zielfunktion (stetig, unstetig, linear/quadratisch/beliebig usw.) und Beschränkungen (keine, einfache, lineare/nichtlineare). Außerdem gibt es äußere Kriterien, wie z. B. geforderte Genauigkeit (Verbesserung, exaktes

Optimum), Effizienz (Rechenzeit), Speicherplatz, Robustheit/Stabilität (Auswirkung leichter Änderungen der Ausgangswerte), Konvergenz, die die Auswahl der Optimierungsverfahren einschränken. Je nach Kriterien ergeben sich verschiedene Optimierungsstrategien, mit denen die Zielfunktion gefunden wird. Die Strategien hängen im Wesentlichen davon ab, welche Eigenschaften die Variablen und die Zielfunktion haben. Sie werden hier nicht weiter beschrieben, da diese für die Vorliegende Arbeit nicht relevant sind, aufgrund der verwendeten Optimierungssoftware TOSCA. Diese verwendet ausschließlich das Optimalitätskriterien-Verfahren. Außerdem werden diese Strategien durch komplexe mathematische Zusammenhänge und Bedingungen beschrieben. Diese hier aufzuzeigen, ist nicht Bestandteil dieser Arbeit.

### **2.5.1 Strukturoptimierung**

TOSCA ist eine Software für die so genannte „Strukturoptimierung“ von der Firma FE-Design GmbH in Karlsruhe. Darunter versteht man die Optimierung mechanischer Bauteile unter Berücksichtigung von Restriktionen, die die Stabilität der Struktur gewährleisten. Eine solche Optimierung kann z. B. die Minimierung des Gewichtes einer Flugzeugtragfläche, oder die Formoptimierung eines Auto-Kotflügels sein. Als Grundlage für eine Optimierung benutzt TOSCA immer ein FE-Modell, welches mit Hilfe eines FEM-Programms schon berechnet worden ist. Die Ergebnisse dieser Berechnung sind die Basis für die Optimierung. Somit kann die Optimierung hervorragend in den Produktentwicklungsprozess mit eingebunden werden und ihn ergänzen.

Bei der Strukturoptimierung wird die Zielfunktion immer maximiert oder minimiert. Als Ziel der Minimierung kann man z. B. das Gewicht oder die Beanspruchung eines Bauteils wählen. Als Ziel der Maximierung können Steifigkeit, erste Eigenfrequenz oder Lebensdauer gewählt werden. Nebenbedingungen können als Gleichheits- oder Ungleichheitsnebenbedingungen formuliert werden und folgende sein:

- Maximale Durchbiegung
- Maximale Beanspruchung
- Soll-Gewicht, -Volumen
- Soll-Steifigkeit, -Verschiebung
- Soll-Lebensdauer



Als Designvariablen können folgende festgelegt werden:

- Geometrieparameter (Beispiel Rechteck auf Ellipse)
- Elementknotenlage
- Schalendicke (bei 2D-FE wie Quad- und Tria-Elementen), Balkenquerschnitt (Beam-Elemente)
- Winkel von Fasern bei gerichteten Verbundwerkstoffen
- Beliebiger Parameter

Restriktionen für Designvariablen können sein:

- Obere und untere Grenze der Designvariable (Fixierungen, Limitierungen)
- Diskrete und kontinuierliche Wahl der Designvariablen

Kopplungen für Designvariablen sind:

- Baugruppen mit gleicher Blechdicke
- Symmetriebedingungen
- Fertigungsbedingungen (Bohrungen...)

Die Strukturoptimierung mit TOSCA wird in drei verschiedene Optimierungen unterteilt. Diese werden im Folgenden erläutert.

### **2.5.2 Topologieoptimierung**

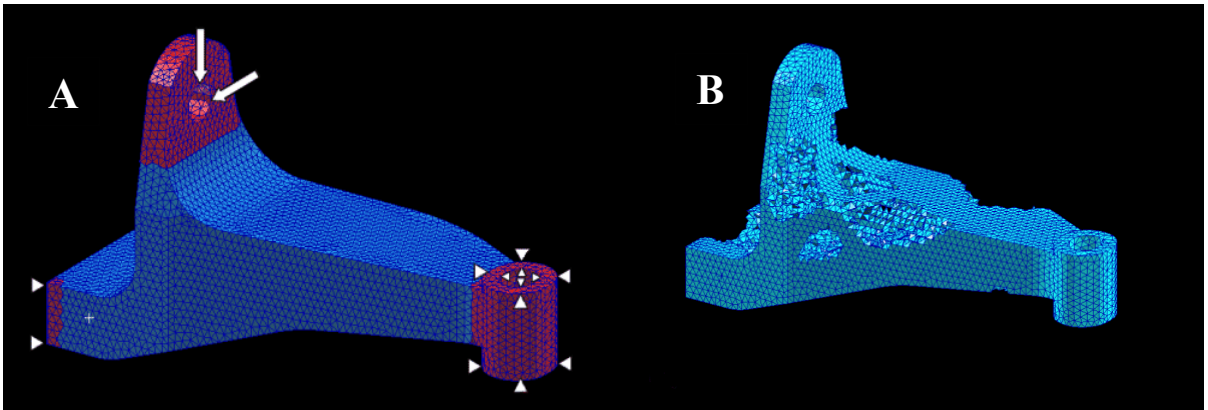
Die Topologieoptimierung ist das Berechnen einer optimalen Materialverteilung innerhalb eines Variationsraums unter vorgegebenen Randbedingungen.

Ziele sind die Steifigkeitsmaximierung und/oder Maximierung der Eigenfrequenzen.

Randbedingungen sind Fixierungen, Endvolumen und Maximalverschiebung.

Designvariable ist in diesem Fall das E-Modul der Elemente.

Beispiel: Topologieoptimierung eines Motorträgers (Abb. 13)



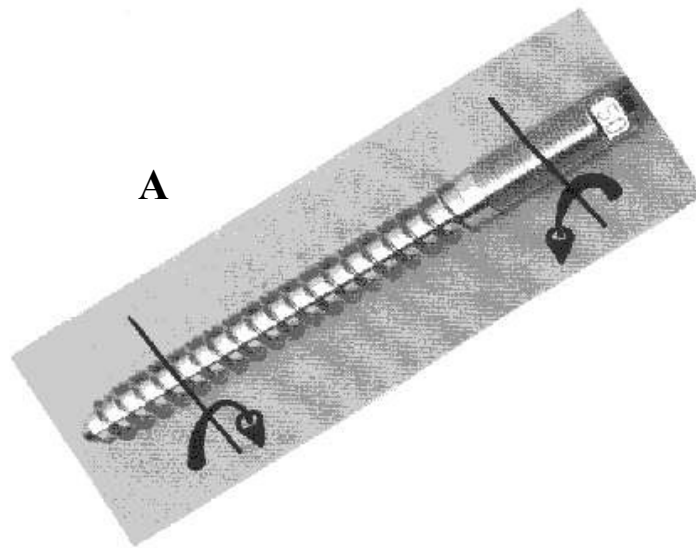
**Abbildung 13:** Topologieoptimierung eines Motorträgers. **A** Symmetriehälfte. Randbedingungen: Dreiecke = Fixierungen, Pfeile = Aufgebrachte Kraftvektoren. Von der Optimierung ausgeschlossene Elemente sind rot dargestellt. **B** Motorträger nach der Optimierung [6]

### 2.5.3 Gestaltoptimierung

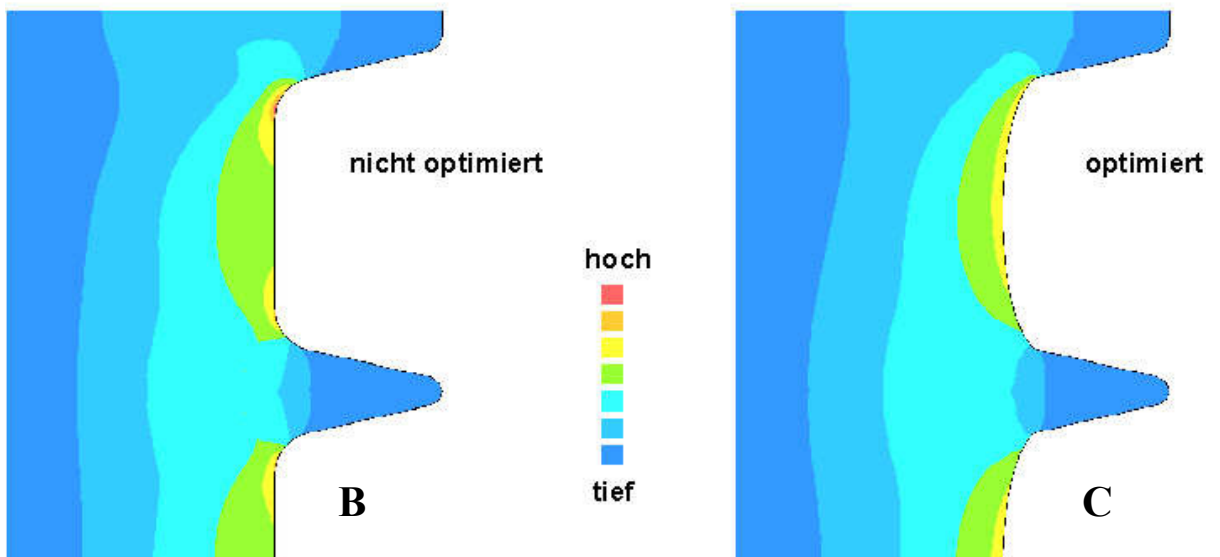
Unter Gestaltoptimierung versteht man die Veränderung der äußeren Berandung eines Bauteils. Ziele sind die Minimierung der Beanspruchung oder des Volumens und Maximierung der Eigenfrequenzen. Randbedingungen sind Fixierungen und Einschränkungen für die Bauteilrandverschiebung. Designvariablen sind bei einem Geometriemodell Längen, Winkel, Radien und Abmessungen; bei einem FE-Modell sind es die Knotenkoordinaten.

Beispiel: Gestaltoptimierung einer orthopädischen Schraube (Abb. 14)

Bei orthopädischen Schrauben (Abb. 14A) kam es gelegentlich zu Brüchen, aufgrund der hohen Belastungen, die in der Wirbelsäule eines Menschen auftreten. Der Durchmesser der Schrauben darf aufgrund der Operationsmethode einen gewissen Durchmesser nicht überschreiten. Das optimierte Modell lieferte ein Verhalten, welches in Schwingfestigkeitsversuchen die Lebensdauer um mehr als das Zwanzigfache erhöhte. Im klinischen Einsatz tauchten keine weiteren Brüche mehr auf.



### v. Mises Spannungsverteilung



**Abbildung 14:** Gestaltoptimierung einer orthopädischen Schraube (A) für die Wirbelsäule. B Von Mises-Spannungen im Gewinde des nichtoptimierten Modells. C Von Mises-Spannungen im Gewinde des optimierten Modells [7]

### 2.5.4 Sickenoptimierung

Definition des Begriffs „Sicke“ nach WIKIPEDIA: „Sicken sind manuell oder maschinell hergestellte rinnenförmige Vertiefungen in Blechen, Zylindern, Rohren, Gefäßen usw., die zur Erhöhung der Steifigkeit von Einzelteilen [...] dienen.“ Die Sickenoptimierung ist die automatische Ermittlung von Sickenform und –anordnung. Ziele sind die Maximierung der Biegesteifigkeit von Schalenstrukturen oder die Maximierung von Eigenfrequenzen.

Randbedingungen sind Fixierungen und Verschiebungsrestriktionen für Oberflächenbereiche. Designparameter sind Sickenhöhe, -breite und –geometrieparameter. Die Sickenoptimierung wird in TOSCA mit 2D-Plattenelementen durchgeführt, und ist daher für diese Arbeit ungeeignet, da hier mit komplexen 3D-Modellen gearbeitet worden ist. Grundsätzlich wäre eine Sickenoptimierung aber möglich.

## 2.6 SMC

SMC steht für „Sheet Moulding Compound“ (formbarer Schichtverbund), ist die Bezeichnung für glasfaserverstärkten Kunststoff (GFK) und ist ein Faserverbundwerkstoff (Composit). Der Zweck des Einbringens von Fasern in Kunststoffen, wie auch bei Kohlefasern (CFK), dient zur Erhöhung der mechanischen Festigkeit. Faserverbundwerkstoffe zeichnen sich vor allem durch ihr geringes Gewicht und ihre hohe Stabilität aus.

SMC gehört zu der Gruppe der Duroplaste. D. h., es weist ein sehr sprödes Materialverhalten auf, ähnlich dem von Glas. Das SMC wird thermisch verarbeitet. Dies geschieht bei einer Temperatur von ca. 160° Celsius (mündliche Mitteilung ANDERSOHN; BESUCH BEI BTE HYBRIDTECH). SMC besteht im Wesentlichen aus Glasfasern verschiedener Längen und Ausrichtungen und einem Harz. Der prozentuale Anteil der Glasfasern ist variabel. Das Harz besteht aus einem Kunststoff und verschiedenen Zusatzstoffen, die eine Aushärtung der Matten bei der o. g. Temperatur bewirken.

Die Herstellung von SMC geschieht durch das Einbringen zurechtgeschnittener Glasfasern auf eine Harzmatte. Dabei können die Glasfasern werr (ungerichtet) und/oder ausgerichtet (unidirektional/bidirektional) auf die Matte gebracht werden (Abb. 15). Die dabei entstehenden Schichten werden dann aufeinander gelegt, gewalzt und gegen das Ausdünsten von flüchtigen Lösungsmitteln, die die Fließfähigkeit des Harzes beim Verarbeitungsprozess steigern, in Folien verpackt und zusammengerollt (mündliche Mitteilung ANDERSOHN).



**Abbildung 15:** Ungerichteter Faserverlauf in einer auseinander genommenen Harzmatte

Wird das SMC thermisch verarbeitet findet bei diesem Prozess ein „Fließen“ der Harzmatten in die Endform statt. Das Entscheidende dabei ist, dass die Glasfasern sich durch diesen Fließvorgang in der Form verteilen und ausrichten. Man stellt dabei fest, dass sich die Fasern bei einer dünnen, rechteckigen Form entlang der Längsachse ausrichten. Durch die Ausrichtung der Fasern ändern sich jedoch auch die

Materialeigenschaften. In die Richtung, in der die Fasern ausgerichtet sind, kann das Material mehr beansprucht werden. D. h., sind die Fasern unidirektional ausgerichtet, so kann entlang der Zugachse der Faserausrichtung auch mehr Kraft gegeben werden, bis es zu einem Bruch der Zugprobe kommt.

Das Fließen der Fasern beim Verarbeitungsprozess ist abhängig von verschiedenen Parametern. Es kommt darauf an, wie viel Fasern in den Matten enthalten sind, welche Längen/Breiten/Dicken die Fasern haben, wie die Verteilung der Fasern in den Matten ist, wie die Matten zum Pressen gelegt werden und der Pressvorgang selbst. Zusätzlich spielt auch die Form eine Rolle, in die die Matten gepresst werden sollen.

Die Änderung der Materialeigenschaften aus der Faserausrichtung resultierend ist ein großes Problem, da sie heute nicht ausreichend vorhergesagt werden kann. Auch das Ermitteln der Ausrichtungen kann bisher nicht einwandfrei mit zerstörungsfreien Prüfungen durchgeführt werden. Es gibt heute FE-Software (z. B. EXPRESS vom Institut für Kunststoffverarbeitung in Aachen), die die Faserausrichtung annähernd simulieren kann. Allerdings rechnet diese Software nur 2½-dimensional. Es werden Plattenelemente (2D) mit definierter Dicke zur Berechnung benutzt. Die Ergebnisse werden in Form einer Ellipse dargestellt, welche innerhalb eines Elementes die Faserausrichtung anzeigt. Hat die Ellipse eine kreisähnliche

Form, so sind die Fasern an dieser Stelle unausgerichtet. Je mehr sich die Form der Ellipse einem Rechteck bzw. Strich nähert, umso mehr sind die Fasern in der Längsrichtung dieses Striches bzw. Rechtecks ausgerichtet. Das Problem bei dieser Simulation mit 2D-Elementen ist, dass Verwirbelungen der Fasern, die besonders in Abrundungen entstehen, nicht simuliert werden können (mündliche Mitteilung von SKRODOLIES).

## 3 Stand der Technik

### 3.1 Herstellung von PKW-Rädern aus SMC

PKW-Räder aus SMC werden von der Firma BTE HybridTech mit Hilfe von hydraulischen Pressen verarbeitet (Abb. 16), deren Presskraft 4000kN (~400t) beträgt. Vor dem Pressvorgang müssen die SMC-Matten bearbeitet werden. Diese werden ausgerollt und mit Hilfe von Vorlagen zugeschnitten. Es werden lange Zuschnitte in Form von Rechtecken verschiedener Breite für die Felge und die Felgenhörner gemacht und auf eine Form gewickelt. Quadratische Zuschnitte werden für die Speichen und die Zentrierung gemacht und nach bestimmten Mustern übereinander gelegt (Abb. 17). Die Zuschnitte werden dann gewogen und in die Presse gelegt, welche bereits für den Press- und Aushärtungsvorgang des SMC vorgeheizt ist. Danach wird die Presse geschlossen und der Pressvorgang eingeleitet. Die Presse bleibt nun einige Minuten geschlossen. Diese Phase wird auch „Backvorgang“ genannt, weil das SMC in der Form



**Abbildung 16:** Hydraulische Presse zum Pressen der SMC-Matten

völlig aushärten soll. Die durch die Presse eingebrachte Wärme muss vollständig in das SMC eindringen und dieses im Inneren aushärten. Die Dauer des Backvorgangs ist abhängig von der Form der Radschüssel. Dünne Strukturen können schneller gebacken werden als dicke, da die Wärme nicht so tief eindringen muss. Nach dem Backvorgang wird die Presse wieder geöffnet und der entstandene Rohling aus



**Abbildung 17:** Zurechtschneiden und Legen der SMC-Matten

der Form entfernt (Abb. 18). Nun muss der Rohling abkühlen, damit dieser später nachbearbeitet werden kann. Die Nachbearbeitung umfasst Entgraten, Bohren der Löcher für



die Radbolzen und das Ventil, sowie die Lackierung des Rades. Ferner erhält jedes Rad dauerhafte gut lesbare Kennzeichnungen, wie Herstellername, Felgenreöße nach Norm, Typenbezeichnung, Herstellungsdatum und Einpresstiefe. Dies wird von der Richtlinie 42 der Bau- und Betriebsvorschriften gefordert.

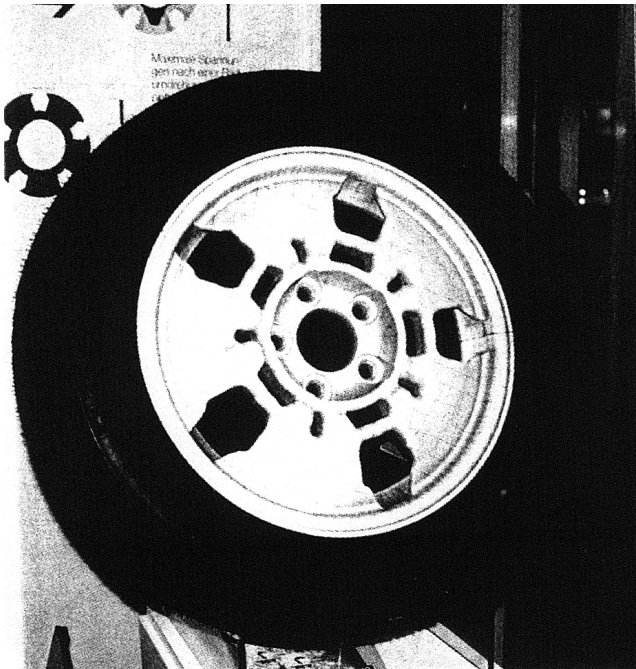


**Abbildung 18:** Gepresster Rohling

### **3.2 Optimierung bei PKW-Rädern**

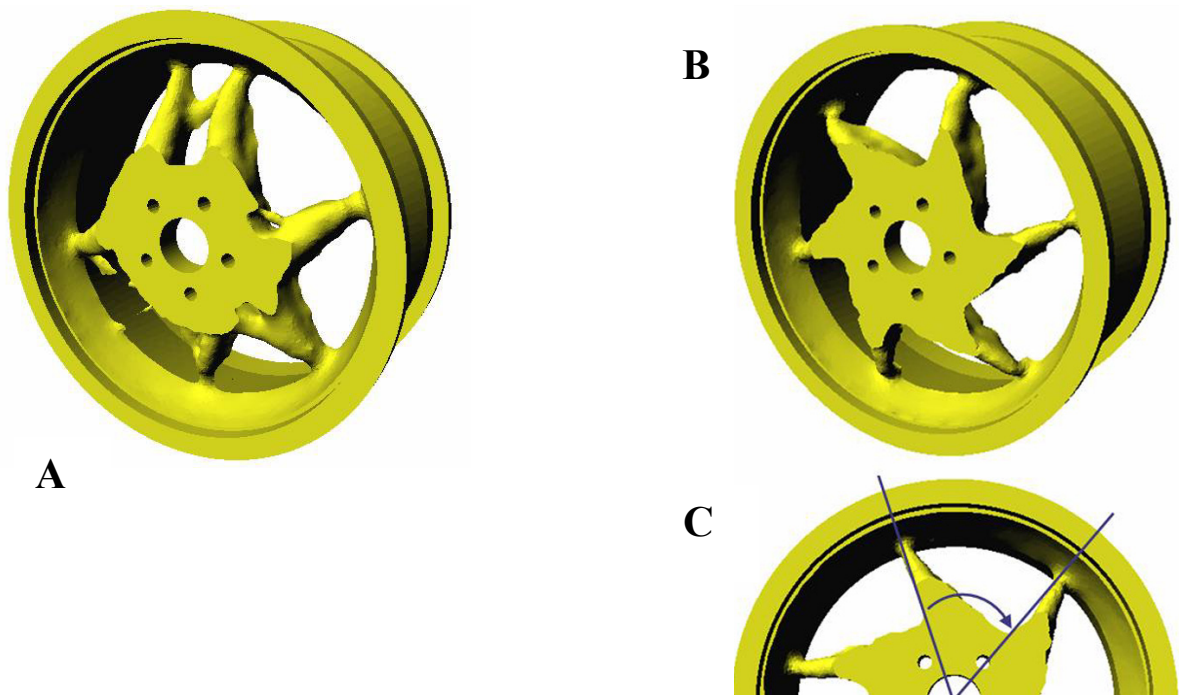
PKW-Räder wurden schon automatisierten/rechnergestützten Optimierungen unterzogen. Die Adam Opel AG hat 1996 bereits eine Leichtmetallfelge nach der CAO Methode optimiert. Als Ausgangsmodell diente ein nichtdurchlöchertes Modell aus der Produktion, an dem die maximal auftretenden Spannungen beim ungünstigsten Lastfall zur Optimierung herangezogen wurden. Dabei wurde als Optimierungskriterium festgelegt, dass ein optimierter Rand keine höheren Spannungen aufweisen sollte, als der bislang vorliegende. Ferner sollte aus Fabrikationsgründen die äußere Kontur unbeeinflusst bleiben. Daraus ergab sich, dass nur die Gestalt der Speichen verändert werden konnte. Nach 20 Iterationen (Rechendurchläufen) stellte sich eine Spannungsverteilung ein, die im Bereich von 4% homogen war. Danach wurden fünf Löcher in die Geometrie eingebracht, deren Grenzen so geformt wurden, dass die maximal zulässige Spannung der Referenzspannung entsprach. Aus den Ergebnissen wurde nach leichten Adaptionen ein Holzmodell gefertigt, welches bei gleichen Randbedingungen derselben Maximalspannung wie das Ausgangsmodell unterlag, aber um 26% leichter war (Abb. 19).





**Abbildung 19:** Holzmodell einer nach der CAO-Methode optimierten Leichtmetallfelge [8]

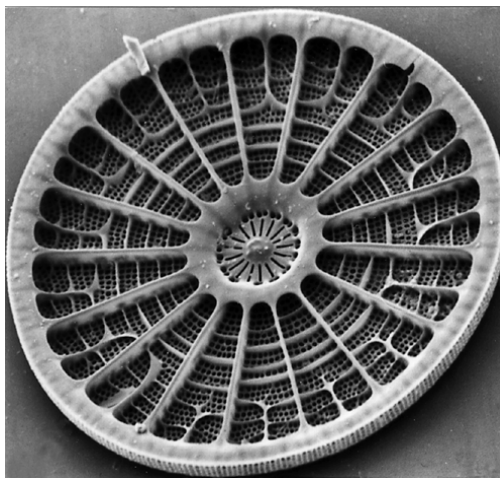
Die Firma FE-Design hat auch bereits PKW-Räder rechnergestützt optimiert. Das Modell wurde einer Topologieoptimierung unterzogen (Abb. 20). Die Randbedingungen sind nicht bekannt. Die Lastfälle sind rein virtuell und entsprechen nicht der Realität. Das Modell wurde sowohl mit Rotationssymmetrie, als auch ohne Symmetrie gerechnet.



**Abbildung 20:** Ergebnisse einer Topologieoptimierung der Firma FE-Design GmbH. A Ohne Symmetrie-Bedingungen B und C Rotationssymmetrie mit einem Winkel von  $60^\circ$  verwendet [9]

### 3.3 Bionikansatz bei PKW-Rädern

Obwohl einige Räder biogenen Strukturen ähneln, ist dem Autor bisher kein Fall bekannt, in dem Räder bewusst auf der Grundlage biologischer Strukturen entwickelt wurden. Es gibt PKW-Räder, die zwar ein Design aufweisen, welches der hier vorgestellten Geometrie ähnelt. Sie besitzen allerdings nicht die konzentrischen Ringe innerhalb der Radschüssel. Bis zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit existiert kein PKW-Rad mit einem Design der Diatomee *Arachnoidiscus japonicus* (Abb. 21). Deshalb wurde bei Beginn dieser Arbeit auf dieses Design ein Gebrauchsmusterschutz (Nr. 20 2004 015 816.7) vom Betreuer dieser Arbeit Dr. Christian Hamm erhoben.



**Abbildung 21:** Rasterelektronenmikroskop-Aufnahme der *Diatomee Arachnoidiscus japonicus* [10]

## 4 Arbeitshypothese und methodischer Ansatz

In der vorliegenden Arbeit wurde auf der Basis der Struktur der Diatomee *Arachnoidiscus japonicus* (Abb. 21), welche eine rotationssymmetrische leichtbautechnische Struktur darstellt, ein 3D-CAD Modell einer PKW-Felge (nachfolgend „Bionikfelge“ genannt) entworfen. Zum direkten Vergleich wurden auf Basis von 2D-Konstruktionszeichnungen des Felgenherstellers BTE HybridTech ebenfalls 3D-CAD Modelle erstellt. Die zentrale Frage dieser Arbeit war, in wieweit man voroptimierte biogene Strukturen bzw. die CAO für eine Optimierung von PKW-Rädern einsetzen kann.

Mit Hilfe der FEM wurden statische Berechnungen der Modelle durchgeführt und die im Bauteil auftretenden Spannungen analysiert und miteinander verglichen. Dabei wurden die Materialeigenschaften von SMC so weit wie möglich berücksichtigt, und einheitliche Lastfälle verwendet, um die Qualität der Aussagen für einen Vergleich der auftretenden Spannungen und Verformungen zu erhöhen. Ein weiterer Schritt stellte die Erstellung und Topologieoptimierung eines so genannten Bauraummodells dar, um einen Vergleichsansatz zwischen natürlicher, evolutionärer (bionischer) Optimierung und der CAO zu erhalten.

Aus diesem Themenkomplex wurde folgende Arbeitshypothese aufgestellt und untersucht:  
„Die Bionikfelge bietet aufgrund ihrer evolutionär optimierten Struktur für PKW-Räder aus SMC einen Basisansatz für den Entwurf und die Auslegung eines optimalen Designs eines PKW-Rades, welches sehr gut die erforderlichen Werte, wie Lebensdauer, Spannungsverteilung, Steifigkeit, Gewichtersparnis und die sich daraus ergebenden Sicherheitsansprüche, erreicht.“

Es wird darüber hinaus postuliert, dass sich eine bessere Spannungsverteilung innerhalb der Bionikfelge im Gegensatz zu den anderen Felgenmodellen einstellt. Dadurch ließe sich mit Hilfe dieser Struktur eine sehr leichte Felge herstellen, welche Material- und Produktionskosten einspart und trotzdem die hohen Sicherheitsanforderungen an PKW-Räder erfüllt.“

## 5 Durchführung

### 5.1 Modellierung der ersten 3D-CAD Modelle

Als Ausgangsbasis für die 3D-Modelle für PKW-Räder von BTE HybridTech standen zwei Dateien im DXF-Format zur Verfügung. Die Konstruktionszeichnungen (siehe Anhang B) beschreiben jeweils ein Rad mit den Bezeichnungen 8Jx17 H2 (ET 64 bei der „Lenzkesfelge“, ET 23 bei der „Schmidtfelge“) mit einem Sickendesign der Radschüssel. Der Ausziehwinkel der Sicke betrug jeweils  $5^\circ$ , um ein Entformen des Rohlings nach dem Pressvorgang zu gewährleisten. Mit dem Programm Mechanical Desktop 2004 der Firma Autodesk wurden die Dateien eingelesen und bearbeitet. Die Bearbeitung umfasste die Erstellung, Extrusion und Rotation von Polylinien, und das Erzeugen und Modifizieren von Solids mit Hilfe von Booleschen Operationen wie Schnittmenge, Differenz und Vereinigung. Dabei wurde die Rotationssymmetrie von  $72^\circ$  ausgenutzt. Es wurde bei der Generierung der 3D-Modelle die Solidmodellierung verwendet, um ein problemloses Vermeshen der Geometrien mit Solidelementen in der FE-Software MSC.Patran zu gewährleisten. Abrundungen von weniger als 2mm wurden für die FE-Berechnung nicht vorgenommen, da diese ein extrem feinmaschiges Netz von Elementen für die Berechnungen im Rahmen der Genauigkeit des Mesh-Erzeugers erzwingen würden, und den Rechenaufwand drastisch erhöht hätten. Die Ventillöcher wurden ebenfalls nicht modelliert, da diese für eine spätere Berechnung mit dem Programm LBF.WheelStrength nicht enthalten sein dürfen. Die so entstandenen Modelle wurden mit Hilfe der Schnittstelle für das STEP Dateiformat exportiert und in MSC.Patran importiert. Dabei musste die Skalierung der Maße beim Importvorgang in MSC.Patran auf Millimeter umgestellt werden, da diese standardmäßig auf Inch eingestellt und in Mechanical Desktop mit Millimetern gearbeitet worden ist.

## **5.2 Modellierung eines PKW-Rades nach biologischem Vorbild und für die Topologieoptimierung**

Auf der Grundlage der Schmidtfelge und mit dem oben beschriebenen Verfahren wurde des Weiteren ein Rad nach dem Vorbild der Diatomee *Arachnoidiscus japonicus* (Abb. 21) entwickelt. Für diese Bionikfelge wurden 16 Speichen und fünf konzentrische Ringe erzeugt. Dabei wurde ein Ausziehwinkel von  $2^\circ$  verwendet.

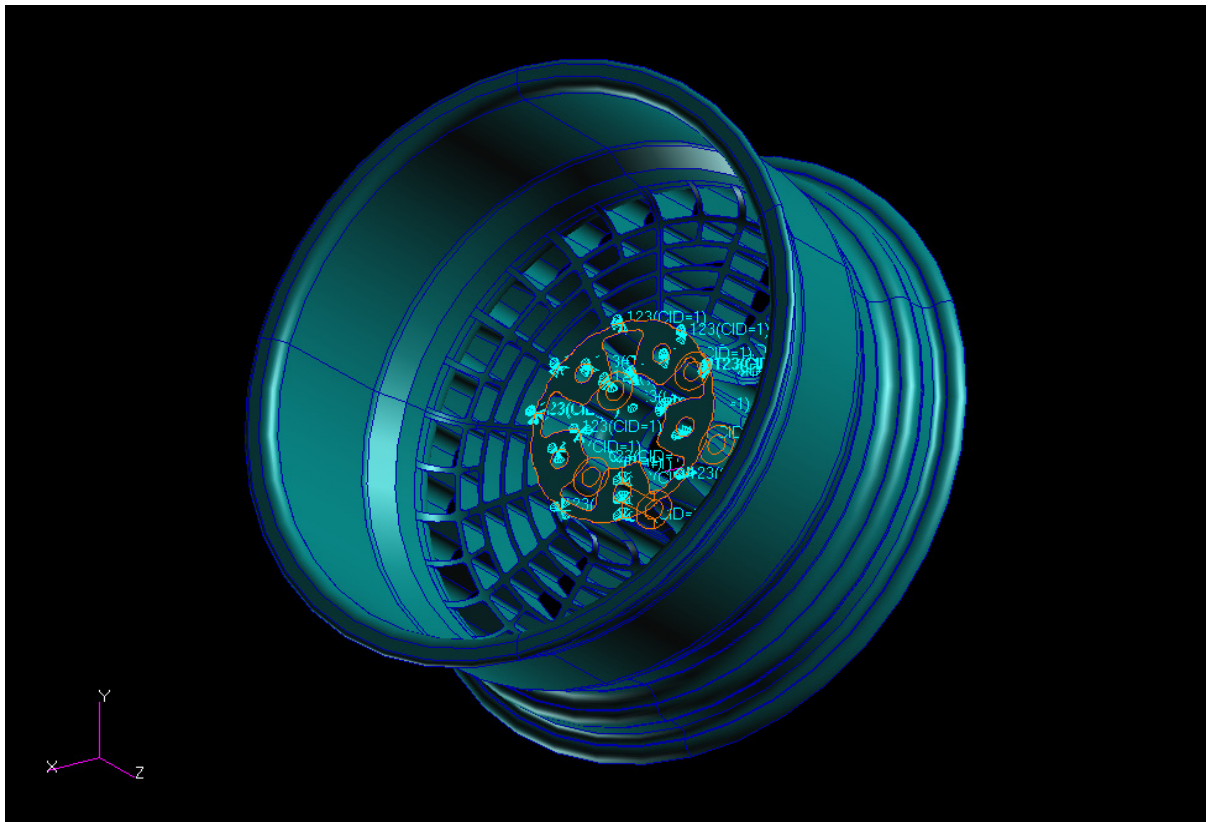
Zusätzlich wurde ebenfalls auf Grundlage der Schmidtfelge ein Bauraummodell erzeugt, welches für die Topologieoptimierung verwendet wurde. Dabei wurden drei Solids erzeugt. Einer besteht aus der Felge mit -bett, -hörnern, Humps usw., und ein anderer aus der Nabe mit Löchern, Zentrierung und den dazugehörigen Strukturen. Der Dritte besteht aus dem völlig ausgefüllten Raum für die Speichen. Dies garantiert die Zuweisung der zu optimierenden Elemente innerhalb des Modells, da die Elementnummern für eine Optimierung in TOSCA angegeben werden müssen. In MSC.Patran wurde später eine Liste erzeugt, die alle Elementnummern enthielt, welche sich in dem Solid des Bauraumbereichs befinden.

Auf der Grundlage der Ergebnisse der Optimierung des Bauraummodells wurde später noch eine zweite Bionikfelge modelliert. Dabei wurden 15 Speichen und fünf konzentrische Ringe erzeugt.

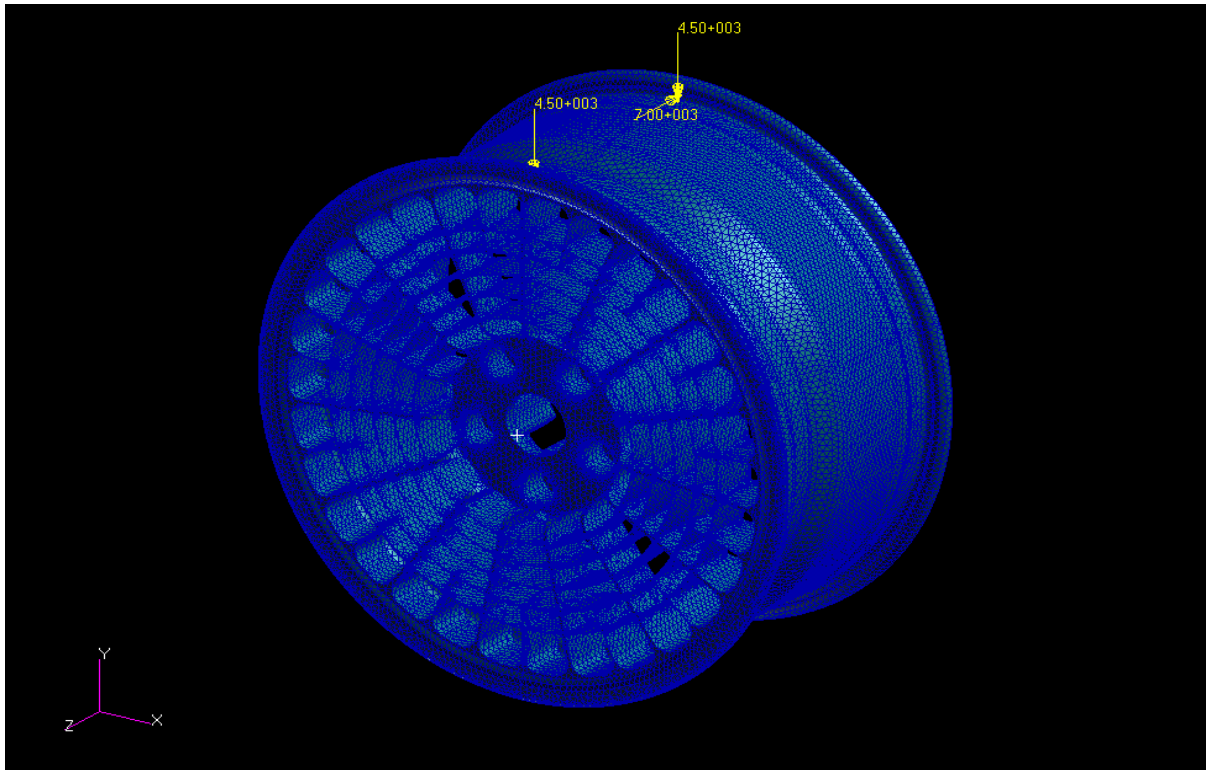
## **5.3 Definitionen der Randbedingungen und des Materialmodells für die Berechnungen**

Für die Berechnungen aller Modelle wurden einheitliche Randbedingungen definiert. Die Elementknotenpunkte an den Flächen der Radbolzenbohrungen und der Anlagefläche der Nabe zur Aufhängung wurden in alle Richtungen fixiert (Abb. 22). Auf die Elementknotenpunkte auf den Kurven der Felgenschultern und des inneren Felgenhorns wurde eine Kraft zur Simulation der Kurvenfahrt gegeben (Abb. 23). Nach RUPP ET AL. (2001) treten bei der Kurvenfahrt die höchsten Kräfte auf. Deshalb wurde dieser Lastfall für die Berechnungen gewählt. Die Kraft  $F_v$  in vertikaler Richtung betrug insgesamt 9kN, also 4,5kN auf jede Schulter ( $F_{vi}$ : Kraft auf die Innenschulter,  $F_{va}$ : Kraft auf die Außenschulter). Die Kraft  $F_l$  in lateraler Richtung (zur Fahrzeugmitte hin) auf das innere Felgenhorn betrug 7kN.

Als Materialmodell wurde ein isotroper Werkstoff mit einem Elastizitätsmodul von 17000MPa und der Poisson-Zahl (Querkontraktion) von 0,3 verwendet. Somit bewegen sich die Berechnungen im linear elastischen Bereich.



**Abbildung 22:** Fixierung der Geometrien am Beispiel der Bionikfelge. Die mit orangem Rand dargestellten Flächen des Modells sind in alle Richtungen des Koordinatensystems fixiert. Es handelt sich um die Radanschlussfläche, die Innenflächen und die Frontflächen der Bohrungen für die Radbolzen.



**Abbildung 23:** Aufgebrachte Kräfte zur Simulation der Kurvenfahrt am Beispiel des FE-Meshs der Bionikfelge. Es ist der Lastfall „Mitte“ zu sehen.

## 5.4 Durchführung einer Topologieoptimierung des Bauraummodells

Um einen ersten Ansatz für unbeanspruchte Bereiche und bessere Materialverteilung innerhalb der Radschüssel zu bekommen, wurde das Bauraummodell einer Topologieoptimierung unterzogen. Dazu wurde es zunächst in MSC.Patran importiert und mit TET10 Elementen vermesht. Es wurden zu folgende Einstellungen zum Vermeshen verwendet:

Global Edge Length: 7,6

Minimum Edge Length: 0,05

Die restlichen per Default vom Programm vorgegebenen Einstellungen wurden nicht verändert. Mit diesen Einstellungen wurde ein Netz von 180359 Elementen und 298401 Knoten erzeugt. Die Elemente mit den Nummern 1-26069, 113947-126959 und 153731-180359 befanden sich im Solid des Bauraums. Das Modell wurde mit den definierten Randbedingungen versehen und in TOSCA wurde die Optimierungsaufgabe definiert. Die

Parameterdatei der Optimierungsaufgabe ist im Anhang A zu finden. Es wurde eine Maximierung der Steifigkeit bei gleichzeitiger Verminderung des Volumens als Optimierung eingestellt. Als prozentualer Wert  $x$  für das Verhältnis vom Ausgangsvolumen  $V_{Bauraum}$  zum Zielvolumen  $V_{Ziel}$  wurde 42,78% eingetragen. Das ergibt sich aus Gleichung 1.

$$(Gl. 1) \quad x = \frac{V_{Ziel}}{V_{Bauraum}} * 100\% \quad \text{mit:} \quad \begin{array}{l} V_{Ziel} = 3,5dm^3 \\ V_{Bauraum} = 8,181dm^3 \end{array}$$

$$x = 42,78\%$$

Das Zielvolumen von 3,5dm<sup>3</sup> wurde so gewählt, da das kleinste erreichbare Volumen bei der Optimierung theoretisch nur 2,9dm<sup>3</sup> betragen kann. Dieses Volumen ergibt sich aus den Volumina der Solids der Felge und der Nabe des Bauraummodells, und ist in der Realität nicht zu erreichen, da in diesem Fall keine Elemente mehr in dem Bauraumbereich vorhanden wären. Des Weiteren wurde als Fertigungsrestriktion die Ausziehbarkeit des optimierten Bereiches entlang der Z-Achse eingegeben. Als Menge der durchzuführenden Iterationen wurde 15 eingegeben.

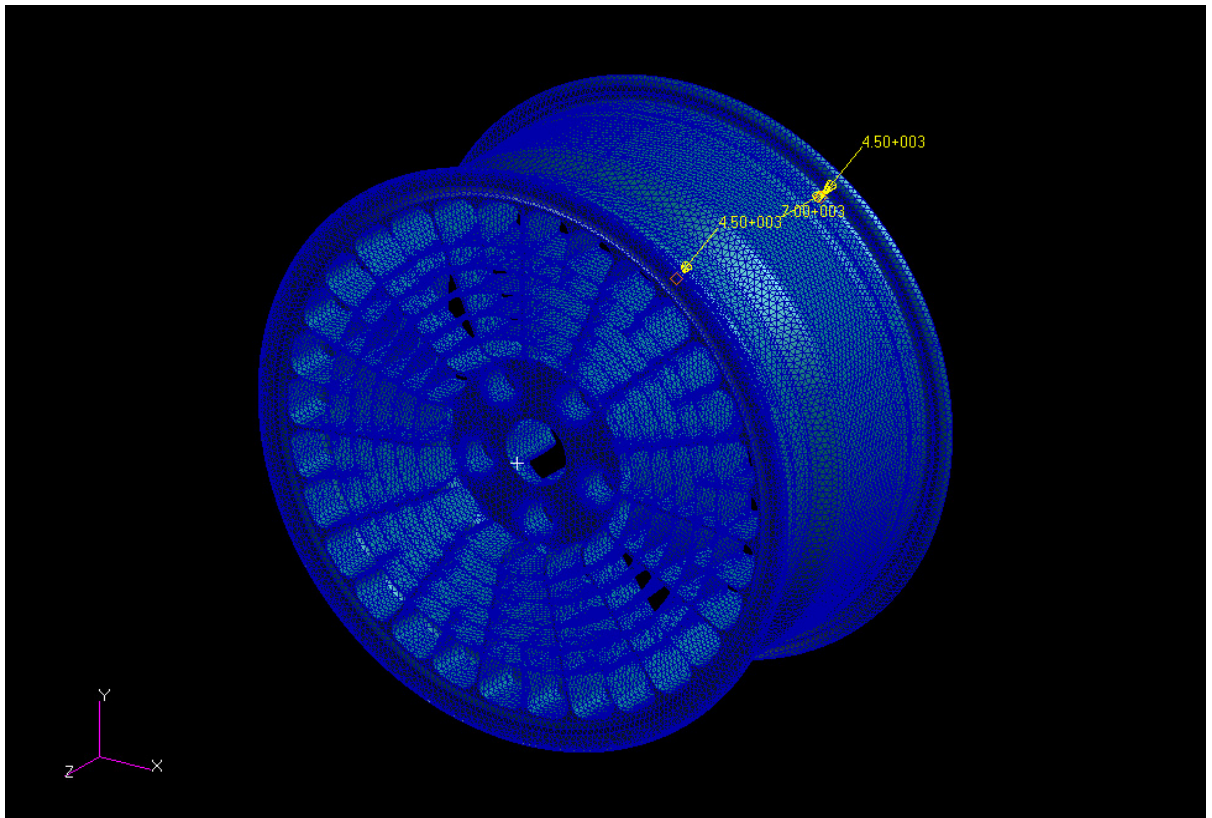
## 5.5 Berechnungen der Modelle

Die Lenzkesfelge wurde aus Zeitgründen keiner Berechnung unterzogen. Die Schmidtfelge und die Bionikfelge mit den 15 Speichen wurden in MSC.Patran importiert und mit TET10 Elementen vermesht. Dabei wurde eine Global Edge Length mit dem Wert 5 verwendet. Bei der Schmidtfelge entstanden so 301404 Elemente und 508928 Knoten. Bei der Bionikfelge entstanden 417299 Elemente und 728846 Knoten. Es wurden die bereits definierten Randbedingungen verwendet. Ausgehend von den Ergebnissen der bereits durchgeführten Topologieoptimierung des Bauraummodells wurde jedoch für jedes Modell ein zweiter zusätzlicher Lastfall kreiert. Dieser zweite Lastfall (Abb. 24), genannt „Loch“, unterscheidet sich insofern von den bereits definierten Randbedingungen, als dass dieser die Kräfte  $F_{vi}$ ,  $F_{va}$  und  $F_1$  auf die sich direkt über dem Loch für die Radbolzen befindenden Schultern und dem Horn einleitet. Die Knotennummern für die Kräfte sind in Tabelle 1 angegeben.

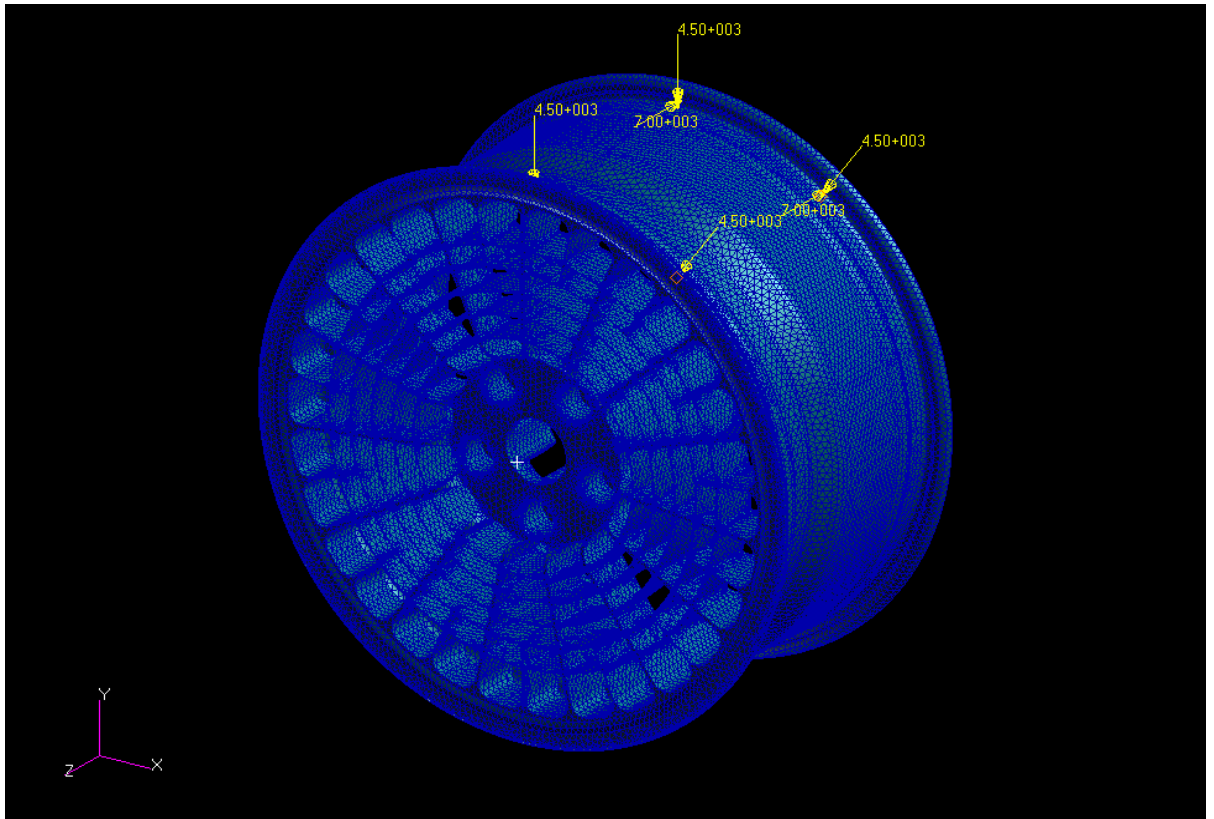


**Tabelle 1:** Knotennummern der Kräfte bei den jeweiligen Lastfällen und Felgen

	Lastfall „Mitte“	Lastfall „Loch“ (in den Abbildungen „fix“)
Bionikfelge	F <sub>vi</sub> : Knoten 119130 F <sub>va</sub> : Knoten 576635 F <sub>I</sub> : Knoten 322604	F <sub>vi</sub> : Knoten 450506 F <sub>va</sub> : Knoten 288963 F <sub>I</sub> : Knoten 722678
Schmidtfelge	F <sub>vi</sub> : Knoten 62910 F <sub>va</sub> : Knoten 255768 F <sub>I</sub> : Knoten 393604	F <sub>vi</sub> : Knoten 101456 F <sub>va</sub> : Knoten 95353 F <sub>I</sub> : Knoten 494255



**Abbildung 24:** Aufgebrachte Kräfte zur Simulation der Kurvenfahrt am Beispiel des FE-Meshs der Bionikfelge. Es ist der Lastfall „Loch“ zu sehen.



**Abbildung 25:** Darstellung der beiden Lastfälle „Mitte“ und „Loch“ am Beispiel des FE-Meshs der Bionikfelge

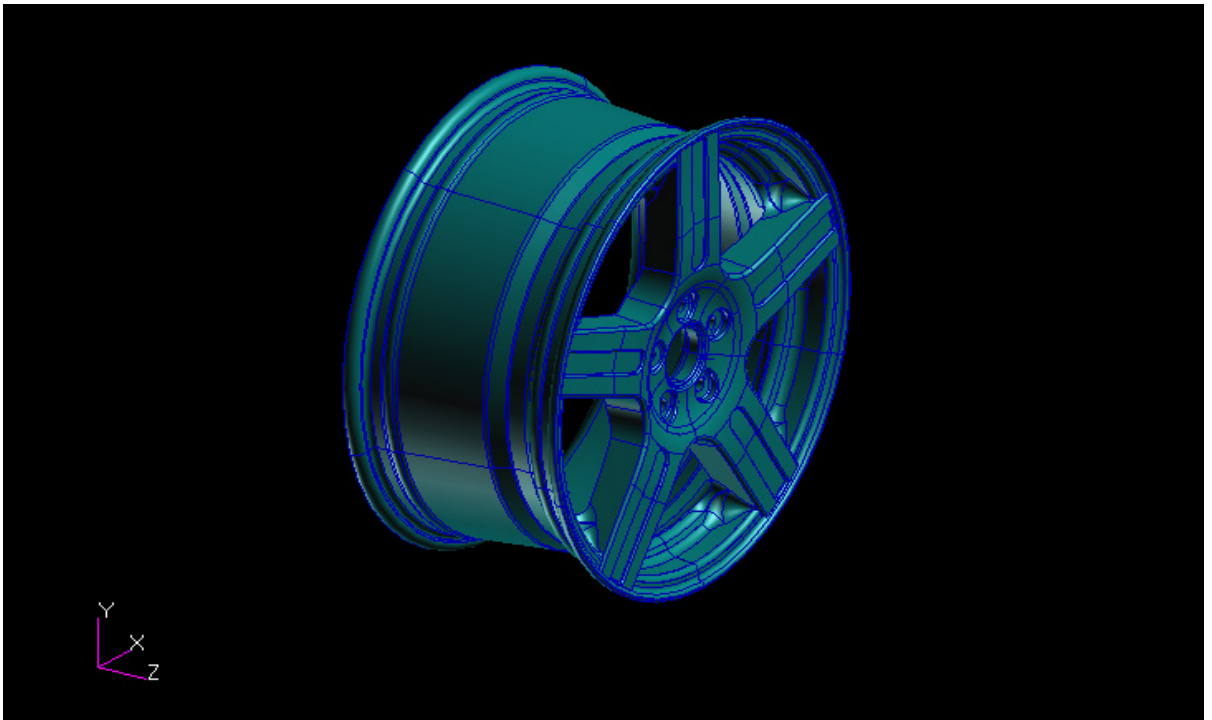
## 6 Ergebnisse

### 6.1 3D-Modelle

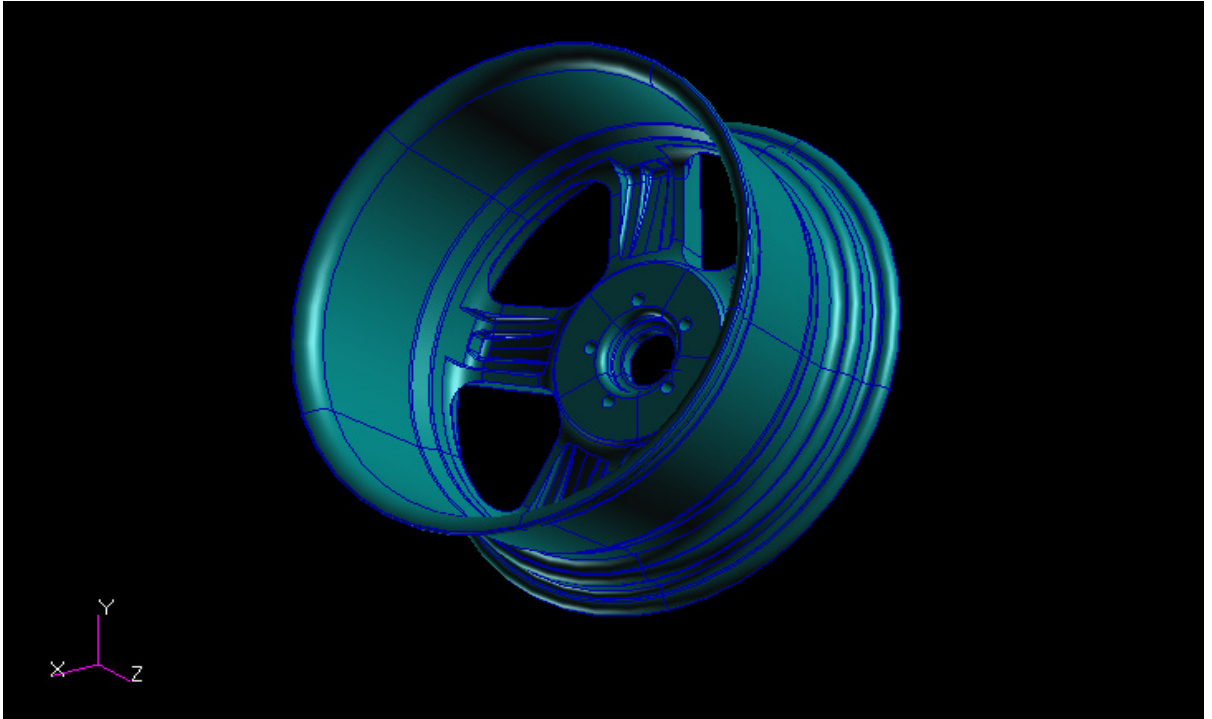
Die Abbildungen der Modelle sind jeweils dem FE-Programm MSC.Patran entnommen. Dabei wurden die im Programm wählbaren Standardansichten verwendet, um einen Gesamtüberblick zu erhalten.

#### 6.1.1 Lenzkesfelge

Die Lenzkesfelge ist  $72^\circ$  rotationssymmetrisch, und hat die Bezeichnungen 8Jx17 ET64 H2. Sie besteht aus fünf Speichen, die jeweils eine markante Vertiefung besitzen, und existiert bereits als reales Modell. Sie besitzt ein Volumen von  $4,19\text{dm}^3$ . Ihre offizielle Typenbezeichnung ist: „Lenzkes-I-17“. Der Ausziehwinkel der Sicke beträgt  $5^\circ$ . Die fünf Segmente sind in den Abbildungen 26 u. 27 dargestellt.



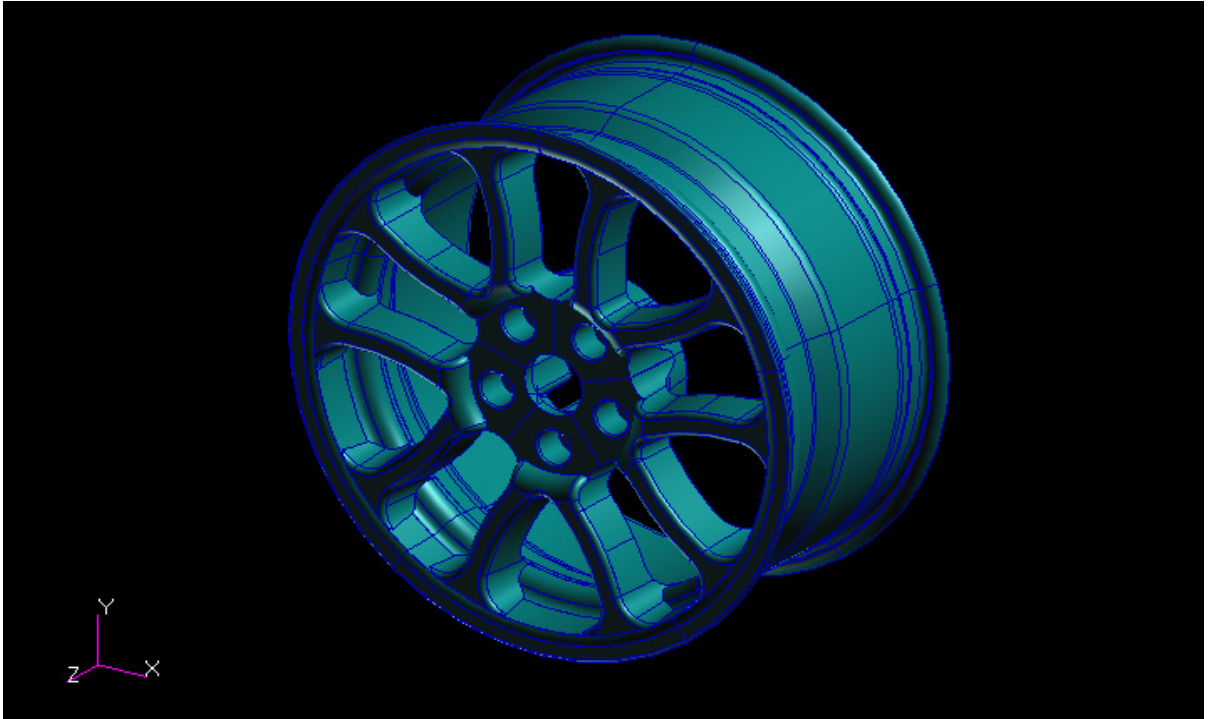
**Abbildung 26:** Iso-Ansicht der Lenzkesfelge



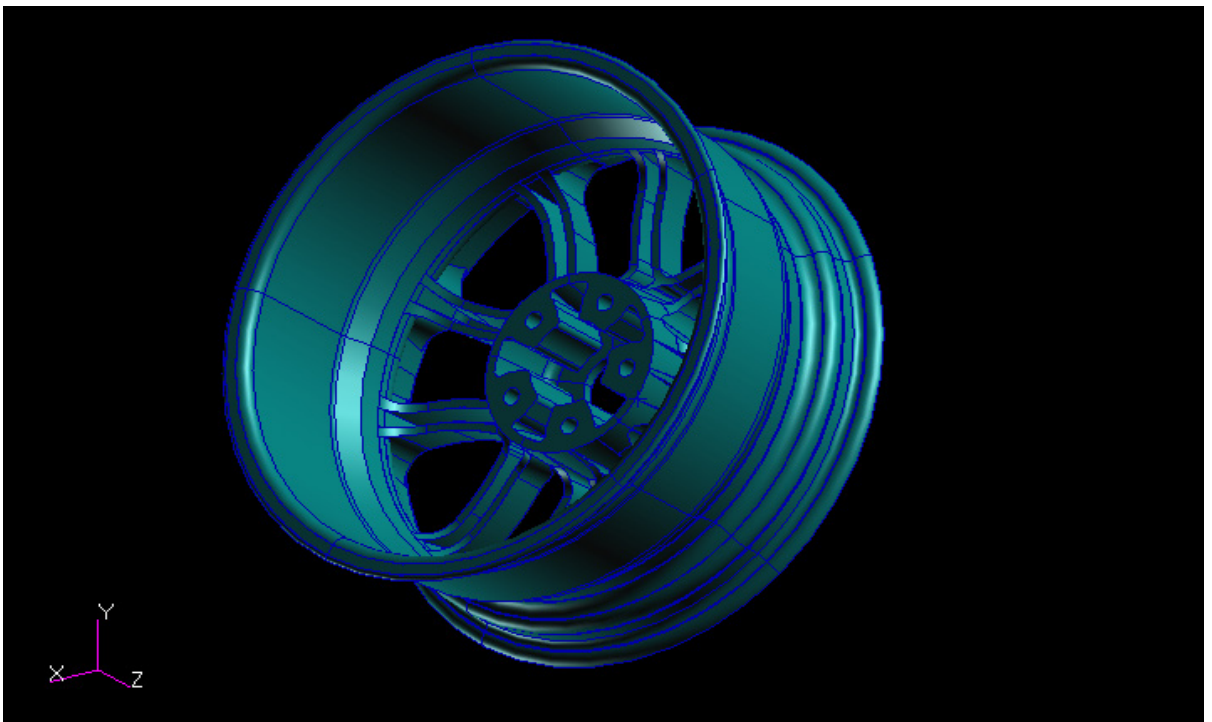
**Abbildung 27:** Iso-Ansicht der Lenzesfelge

### **6.1.2 Schmidtfelge**

Die Schmidtfelge ist ebenfalls  $72^\circ$  rotationssymmetrisch, und hat die Bezeichnungen 8Jx17 ET23 H2. Sie hat insgesamt zehn Speichen, im Gegensatz zu der Lenzesfelge eine geringere Einpresstiefe (23mm) und eine andere Geometrie der Nabe. Sie besitzt ein Volumen von  $4,25\text{dm}^3$  und existiert nicht als reales Modell. Sie ist ein vorläufiger Entwurf von Dipl.-Ing. Martin Schmidt. Der Ausziehwinkel der Sicke beträgt  $5^\circ$ . Die fünf Segmente sind in den Abbildungen 28 u. 29 zu finden.



**Abbildung 28:** Iso-Ansicht der Schmidtfelge



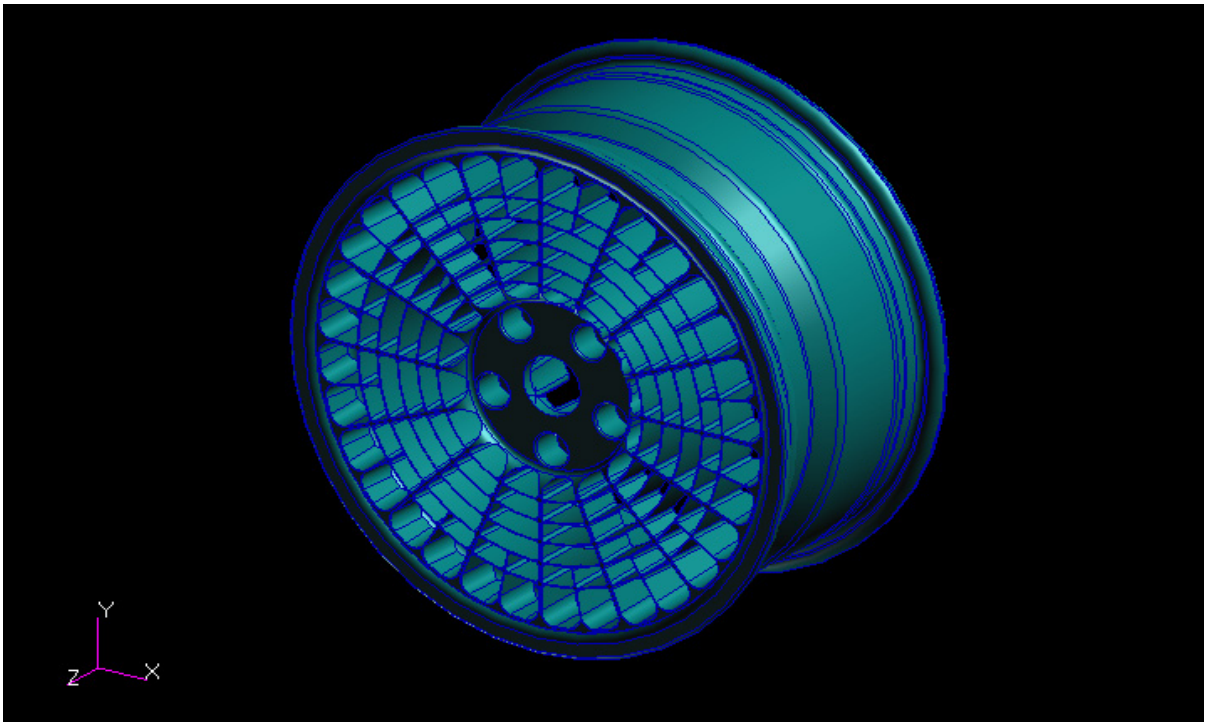
**Abbildung 29:** Iso-Ansicht der Schmidtfelge

### 6.1.3 Bionikfelge mit 16 Speichen

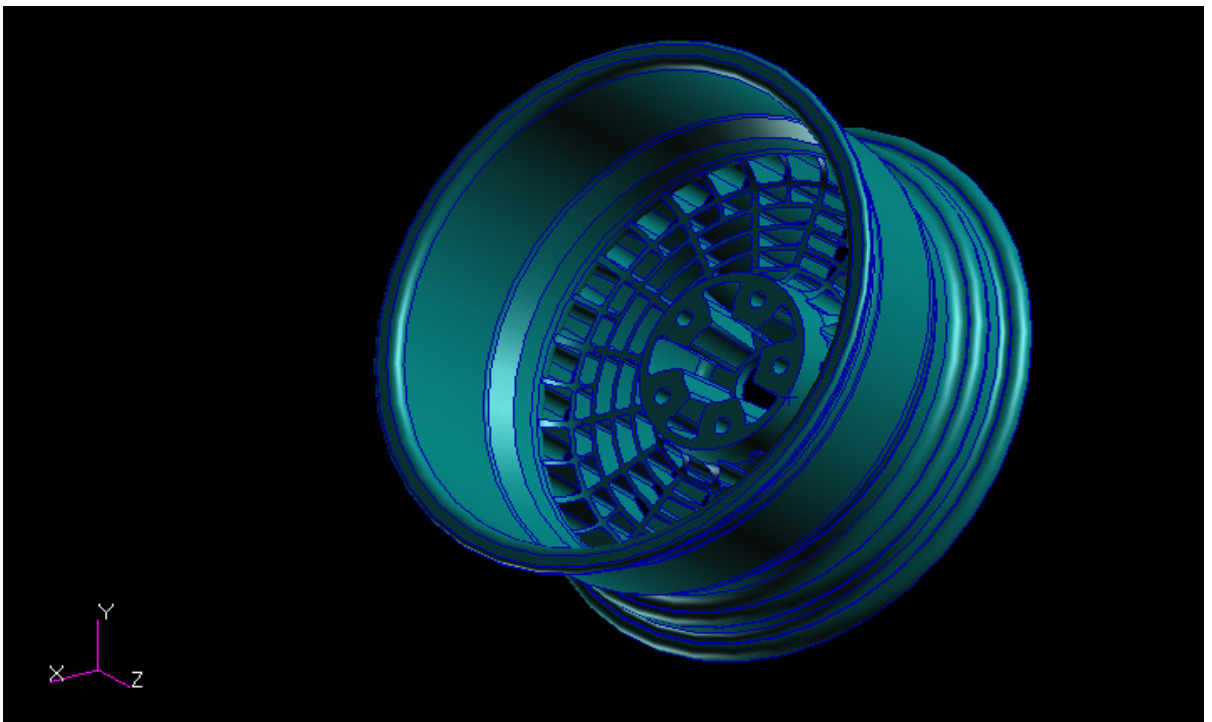
Die Bionikfelge mit 16 Speichen besitzt keine Rotationssymmetrie, lediglich eine Antisymmetrie von  $180^\circ$ . Sie hat dieselben Bezeichnungen wie die Schmidtfelge, und



existiert nicht als reales Modell. Sie hat ein Volumen von  $4,08\text{dm}^3$ . Der Ausziehwinkel der Sicke beträgt  $2^\circ$ . Das komplette Modell ist in den Abbildungen 30 u. 31 dargestellt.



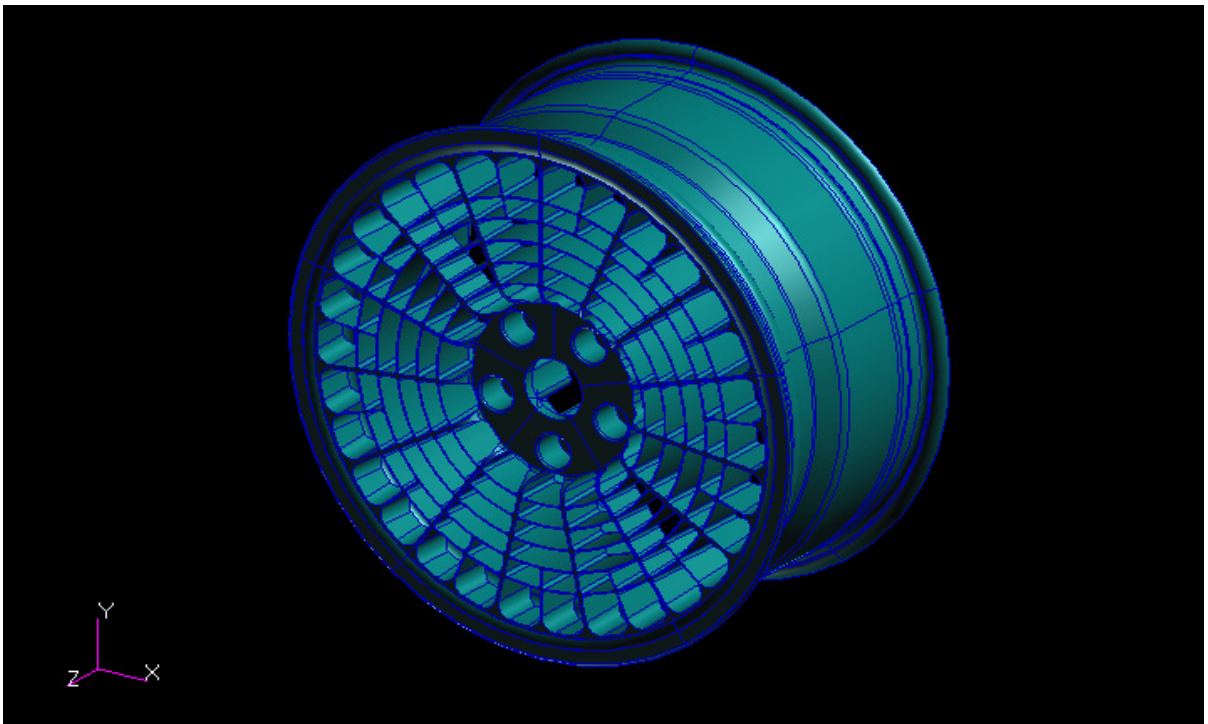
**Abbildung 30:** Iso-Ansicht der Bionikfelge mit 16 Speichen



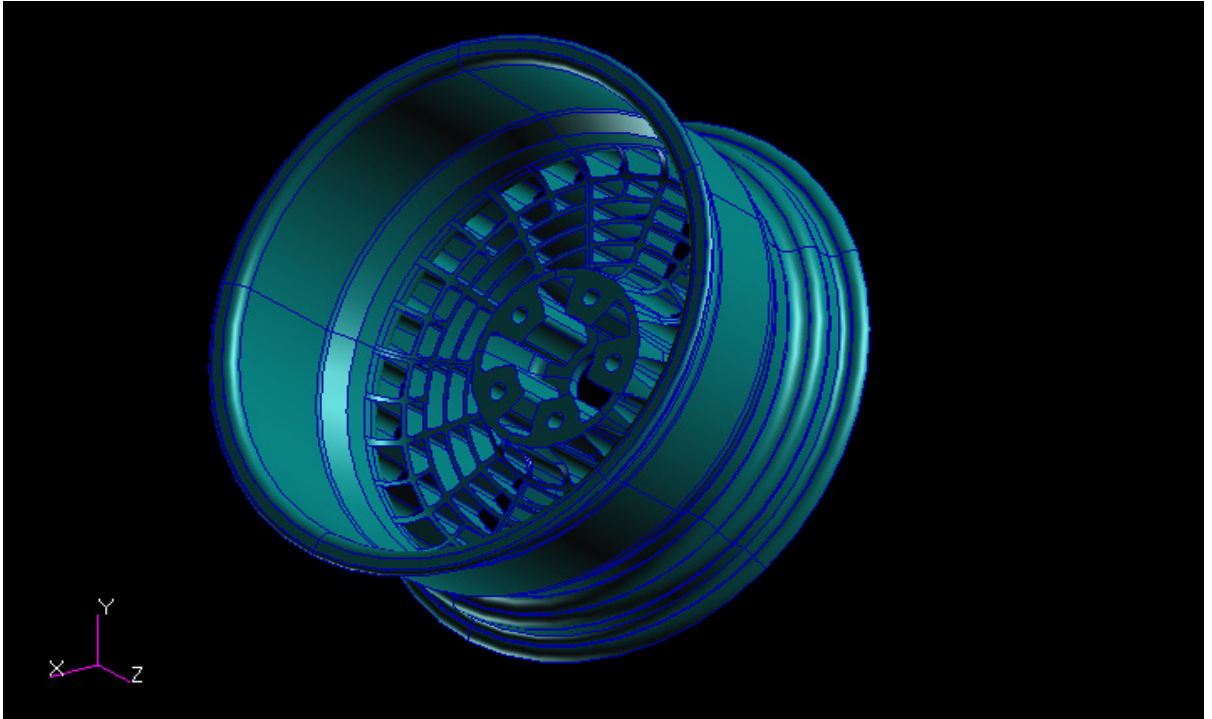
**Abbildung 31:** Iso-Ansicht der Bionikfelge mit 16 Speichen

### 6.1.4 Bionikfelge mit 15 Speichen

Die Bionikfelge mit 15 Speichen besitzt eine Rotationssymmetrie von  $72^\circ$ , hat dieselben Bezeichnungen wie die Schmidtfelge, und existiert nicht als reales Modell. Sie hat ein Volumen von  $4,05\text{dm}^3$ , welches eine Gewichtsersparnis von ca. 5% gegenüber der Schmidtfelge, ca. 3,5% gegenüber der Lenzkesfelge und ca. 0,7% gegenüber der Bionikfelge mit 16 Speichen bedeutet. Der Ausziehwinkel der Sicke beträgt ebenfalls  $2^\circ$ . Die fünf Segmente sind in den Abbildungen 32 u. 33 zu sehen.



**Abbildung 32:** Iso-Ansicht der Bionikfelge mit 15 Speichen

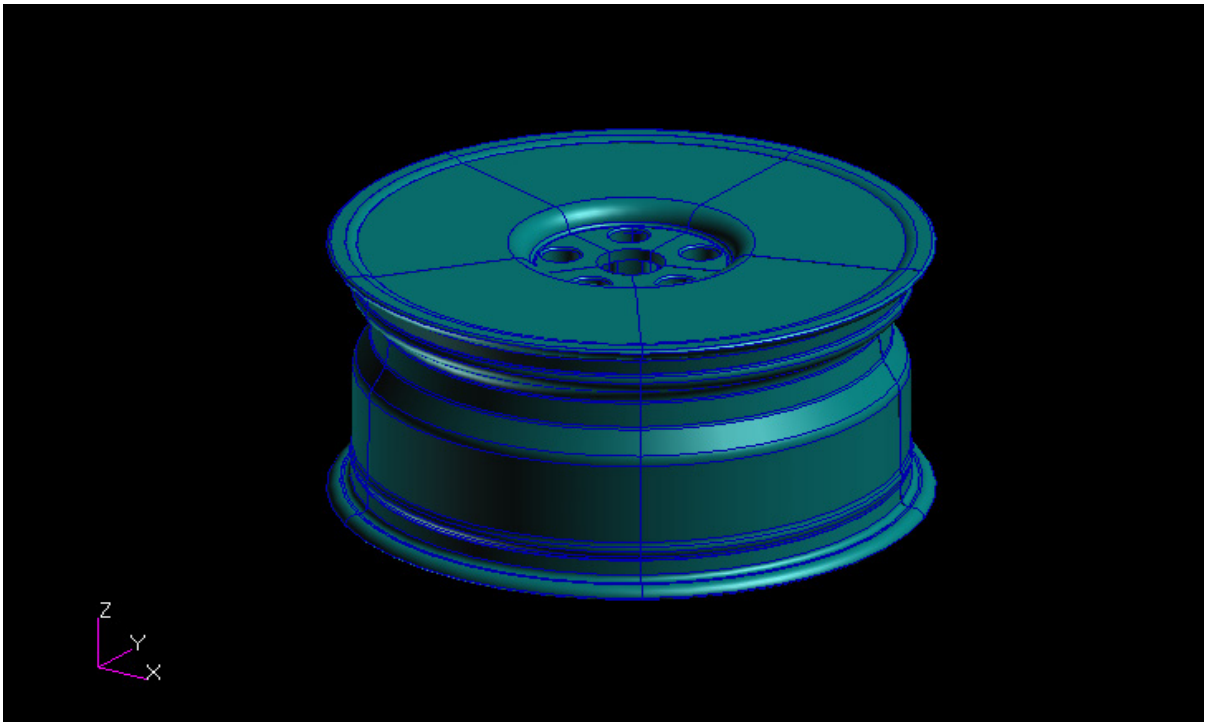


**Abbildung 33:** Iso-Ansicht der Bionikfelge mit 15 Speichen

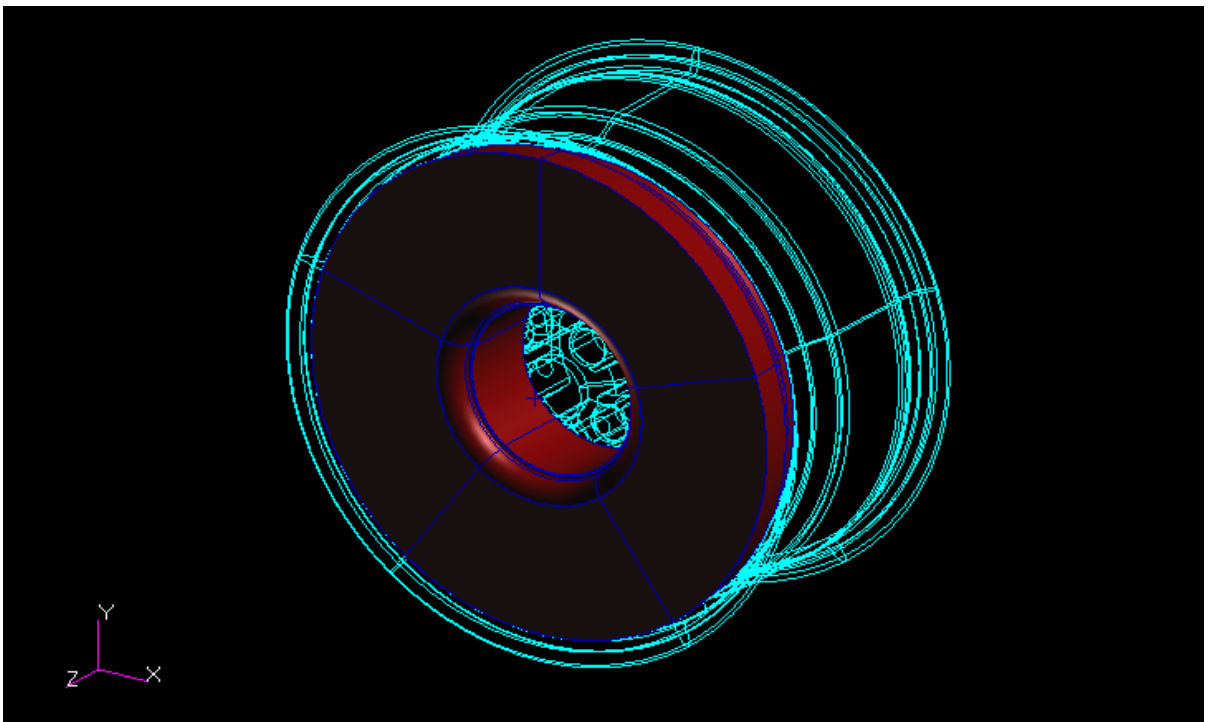
### **6.1.5 Bauraummodell**

Das Bauraummodell ist  $72^\circ$  rotationssymmetrisch und hat ebenfalls dieselben Bezeichnungen wie die Schmidfelge. Es besitzt ein Volumen von  $8,18\text{dm}^3$ . Jedes Segment des Modells besteht aus jeweils drei Solids, die die Nabe, den Bauraum und die Felge für die Topologieoptimierung bilden. Das Modell mit seinen fünf Segmenten ist in der Abbildung 34 abgebildet. In den Abbildungen 35 u. 36 sind die Solids des Bauraums rot ausgefüllt dargestellt, während die anderen Solids als so genannte „Wireframes“ dargestellt sind. Das bedeutet, sie sind nicht ausgefüllt, sondern als Drahtkörper dargestellt.

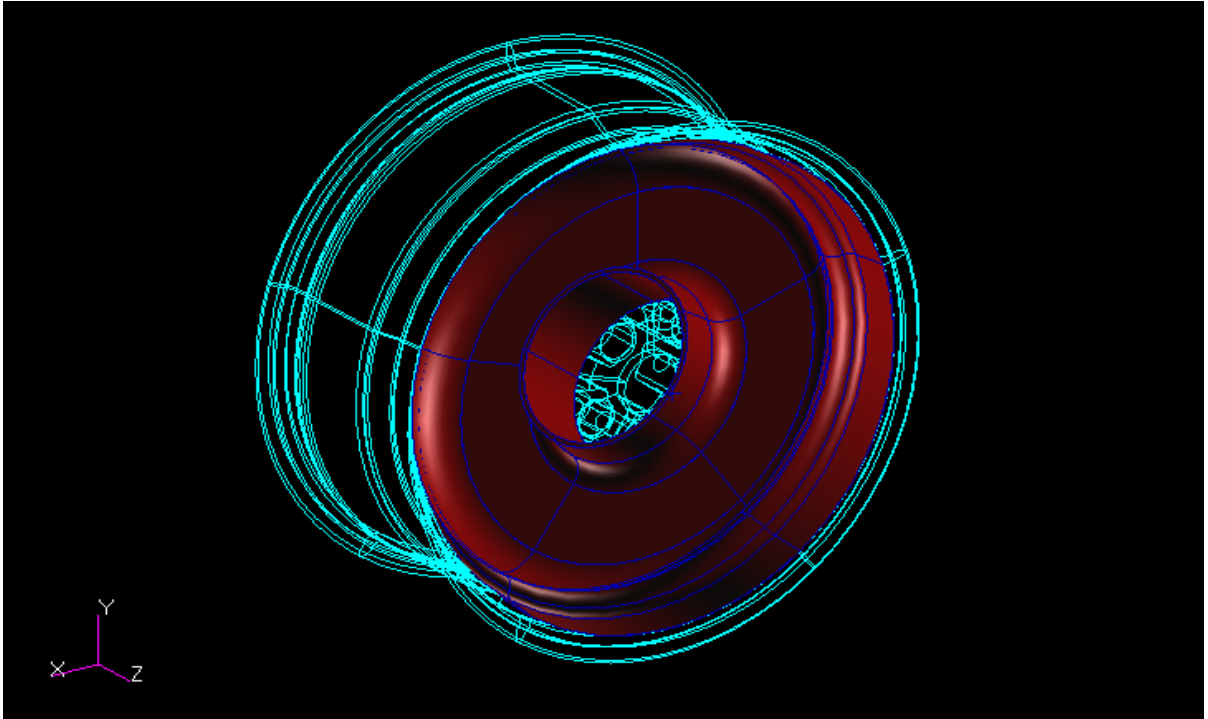




**Abbildung 34:** Iso-Ansicht des Bauraummodells



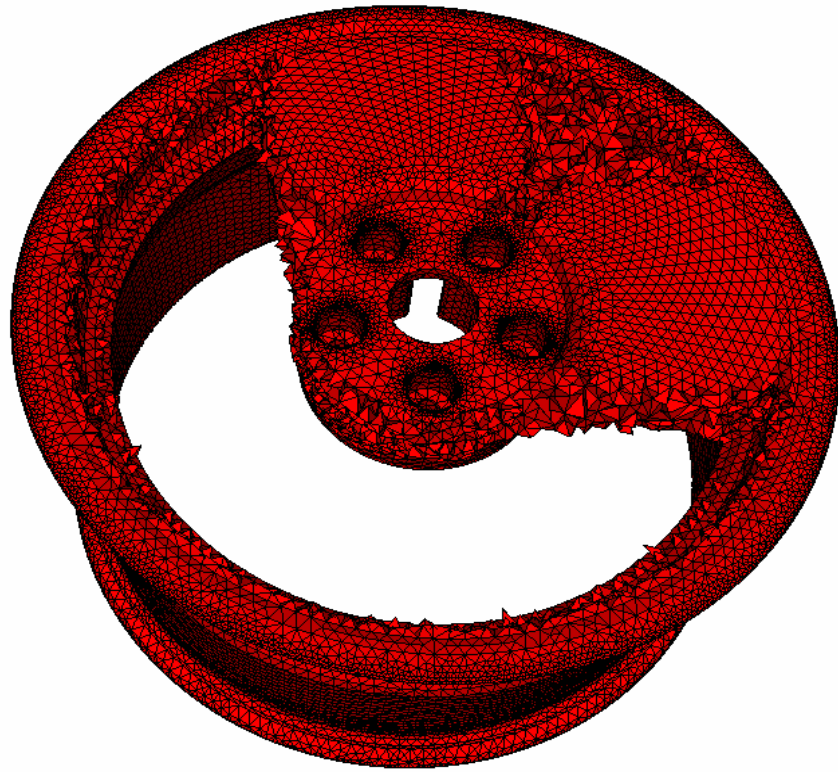
**Abbildung 35:** Iso-Ansicht des Bauraummodells. Der Bauraum ist rot dargestellt



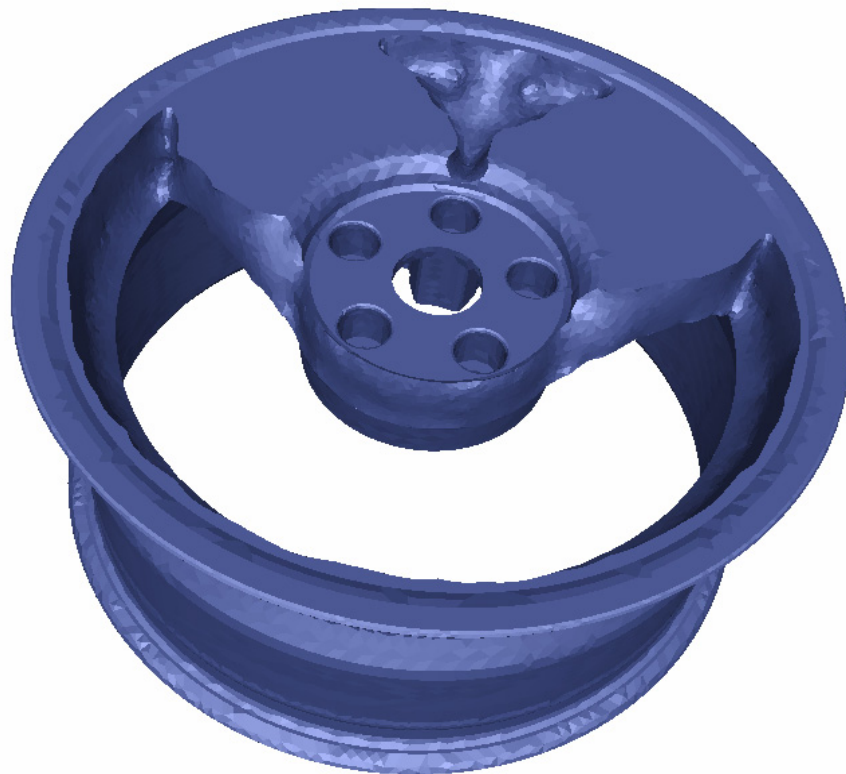
**Abbildung 36:** Iso-Ansicht des Bauraummodells. Der Bauraum ist rot dargestellt

## 6.2 Topologieoptimierung

Die Abbildung 37 zeigt das Ergebnis des letzten Iterationsschritts der Topologieoptimierung des Bauraummodells mit den in Kapitel 5.3 & 5.4 verwendeten Parametern. Es entstanden zwei dicke Speichen, deren Form der von der Adam Opel AG nach der CAO Methode optimierten Felge ähnelt (siehe auch Abb. 19). Außerdem war zu beobachten, dass über der Bohrung für die Radbolzen Material weggenommen wurde. Dies wird besonders in Abbildung 38 deutlich, welche ein kantengeglättetes Modell des letzten Iterationsschrittes zeigt. Es ist also für die Stabilität des Rades besser, wenn die Speichen nicht direkt an dieser Stelle angreifen.



**Abbildung 37:** Ergebnis des letzten Schrittes der Topologieoptimierung des Bauraummodells



**Abbildung 38:** Geglättetes Modell des letzten Iterationsschrittes der Topologieoptimierung des Bauraummodells

### 6.3 Spannungsverteilungen

Die folgenden Abbildungen zeigen Ergebnisse der Berechnungen in Form von Spannungsverteilungen der Modelle Schmidtfelge und Bionikfelge. Es wurden jeweils die Frontansichten der von Mises Vergleichsspannung für jeden Lastfall dargestellt, weil diese Ansichten für die Arbeitshypothese besonders relevant sind, da der Bereich der Speichen über das Design entscheidet, und die Felge und die Nabe mit ihren dazugehörigen Teilen in dieser Arbeit nicht modifiziert werden sollten. Es wurden unterschiedliche Bereiche für die Werte der Spannung gewählt, und zusätzlich Detailausschnitte (Abb. 43-46) von den Bereichen im Übergang der Speichen zur Nabe gemacht. Der Bereich 0-200N/mm<sup>2</sup> (Abb. 39-42) wurde deshalb gewählt, weil die Zugfestigkeit der verwendeten Zugprobe einer SMC-Platte 200N/mm<sup>2</sup> beträgt. Um die Maximalspannungen in Bereichen wie Felgenhorn und Felgenbett genau darzustellen, wurden die Spannungen bis 60N/mm<sup>2</sup> (Abb. 47-50) dargestellt. Die Abbildungen 51-54 stellen schließlich die Spannungen zwischen 0 und 30 N/mm<sup>2</sup> dar. Sie ermöglichen eine weitere Differenzierung der Spannungsverläufe über die weniger belasteten Regionen der Strukturen.

### 6.3.1 Ansichten der Spannungsverteilungen im Bereich 0-200N/mm<sup>2</sup>

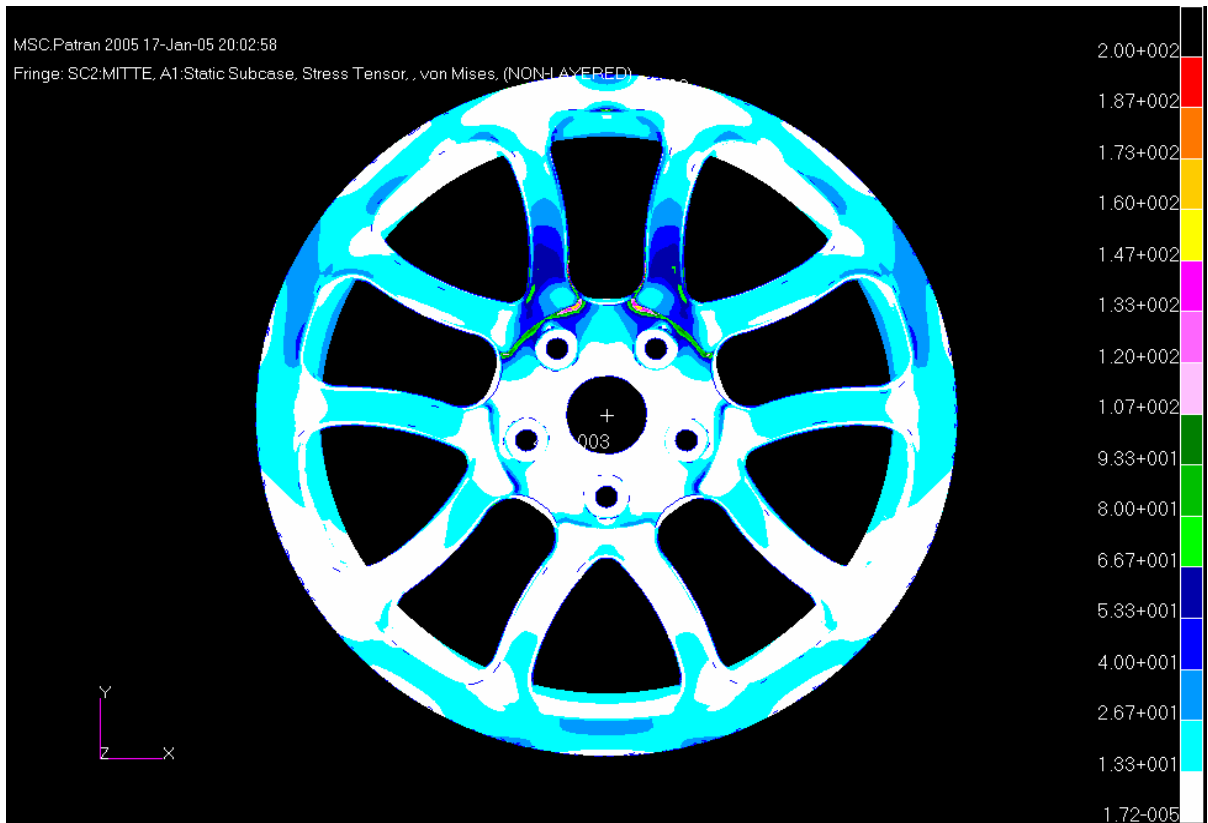


Abbildung 39: Frontansicht der Schmidtfelge. Von Mises-Spannungen bis 200N/mm<sup>2</sup> für den Lastfall „Mitte“

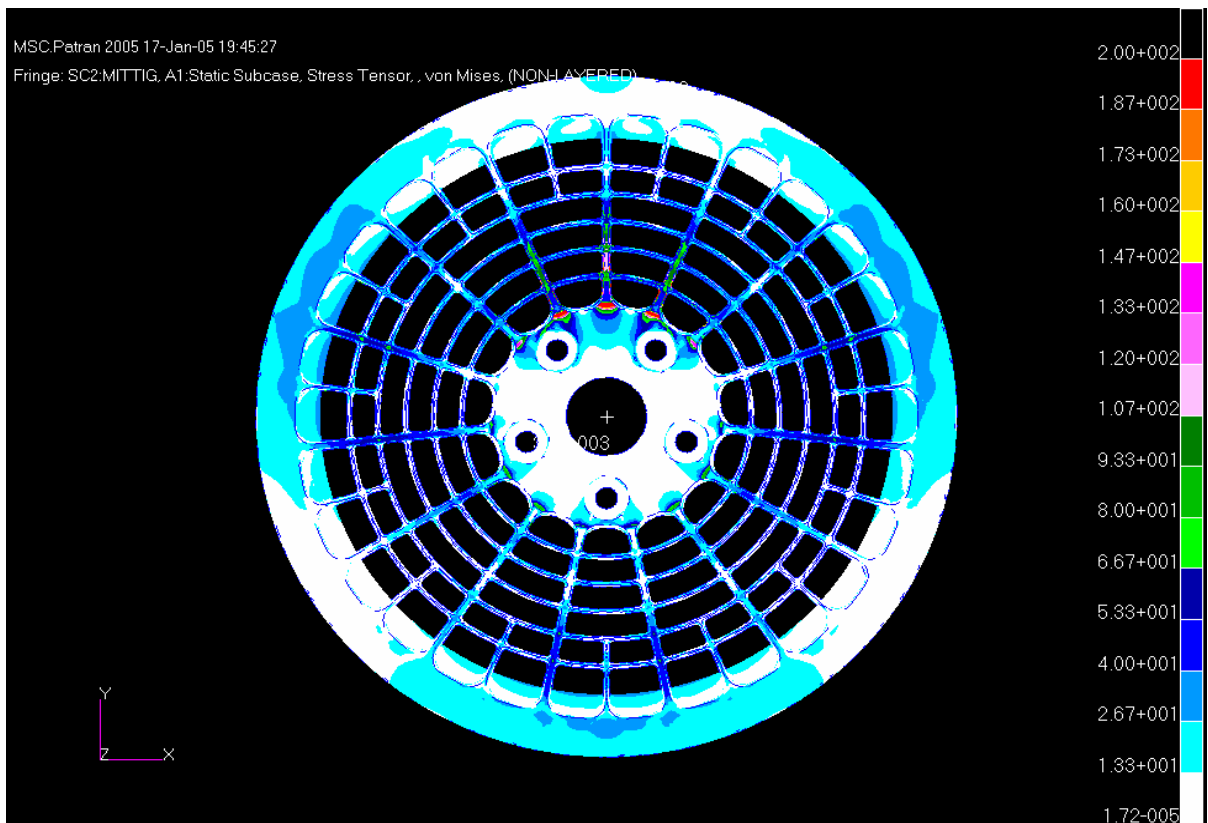
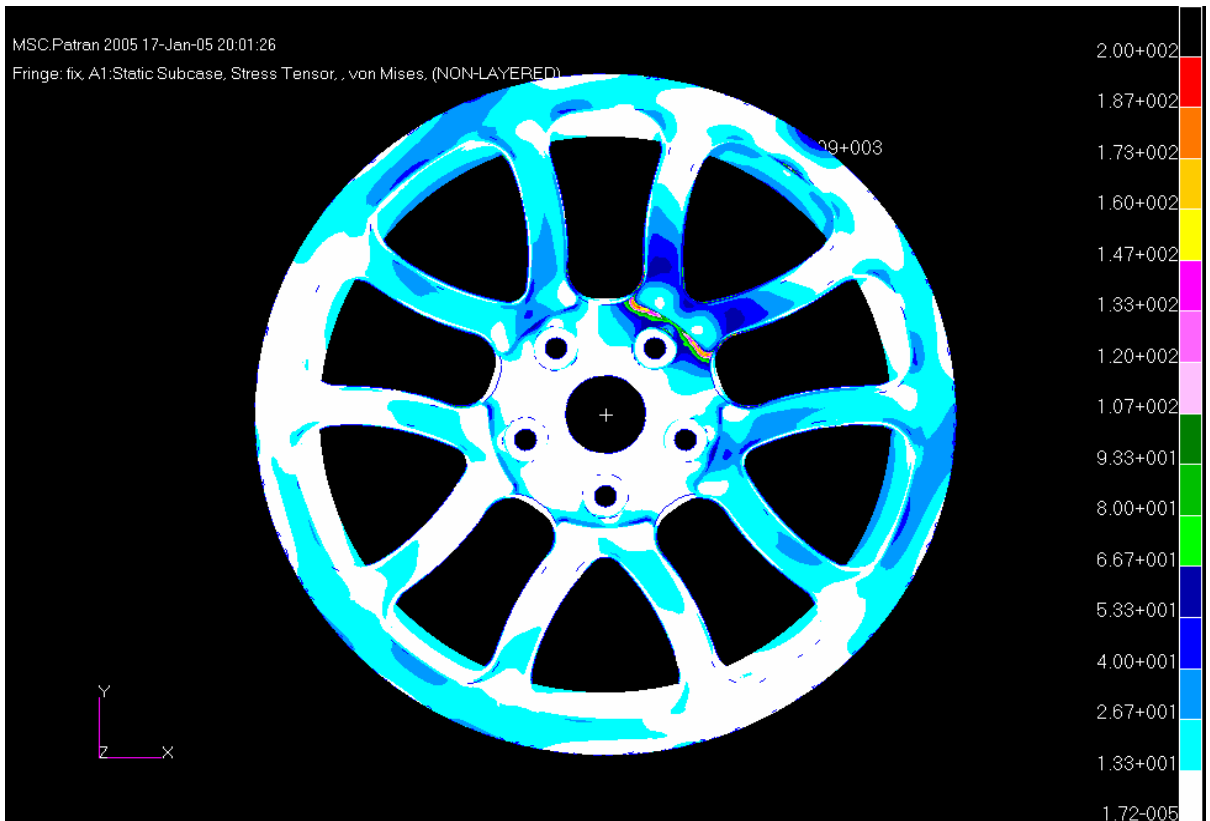
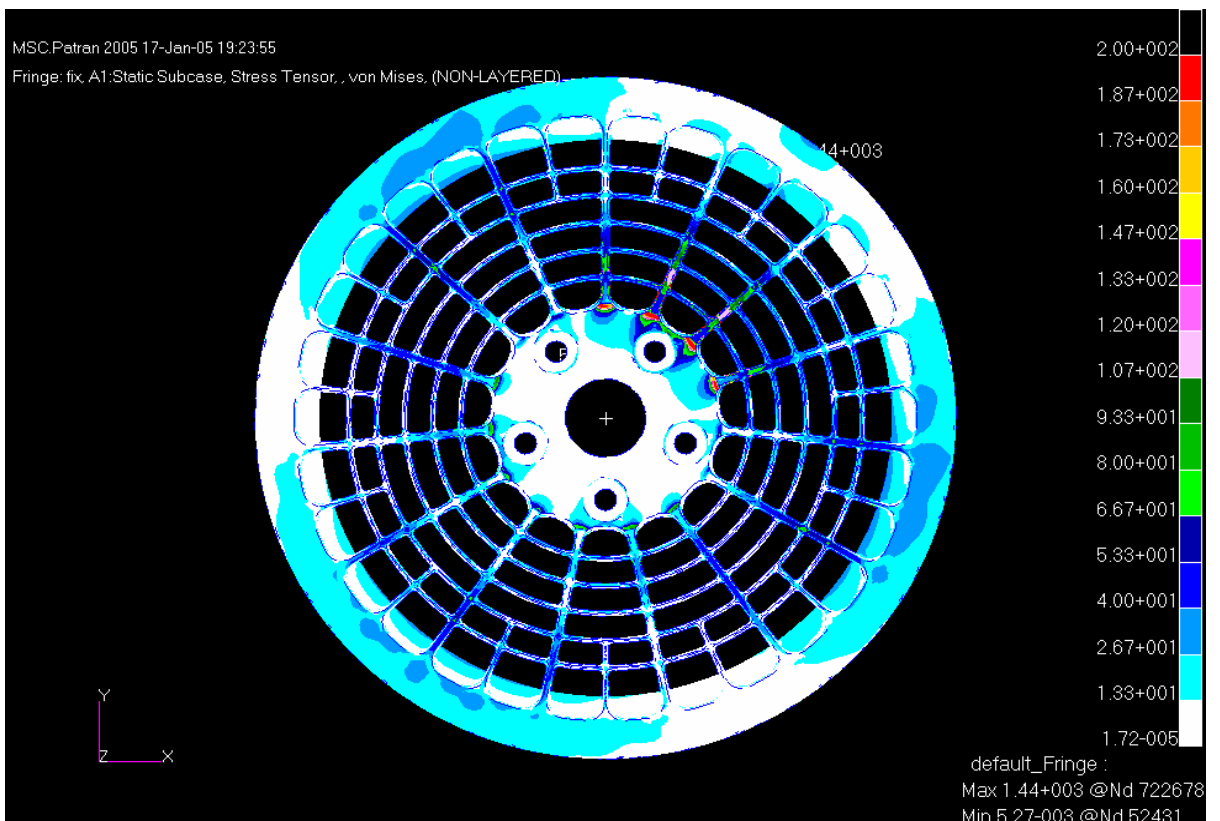


Abbildung 40: Frontansicht der Bionikfelge. Von Mises-Spannungen bis 200N/mm<sup>2</sup> für den Lastfall „Mitte“

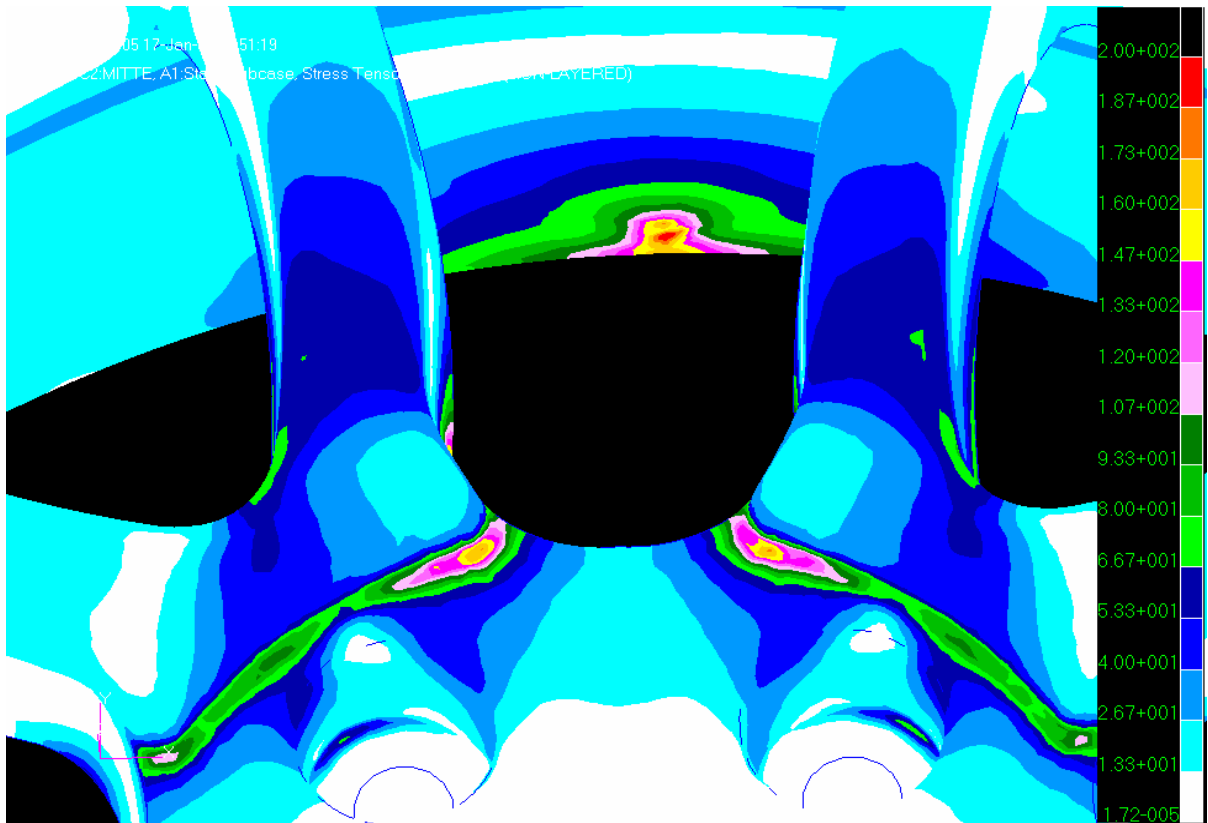


**Abbildung 41:** Frontansicht der Schmidtfelge. Von Mises-Spannungen bis 200N/mm<sup>2</sup> für den Lastfall „Loch“

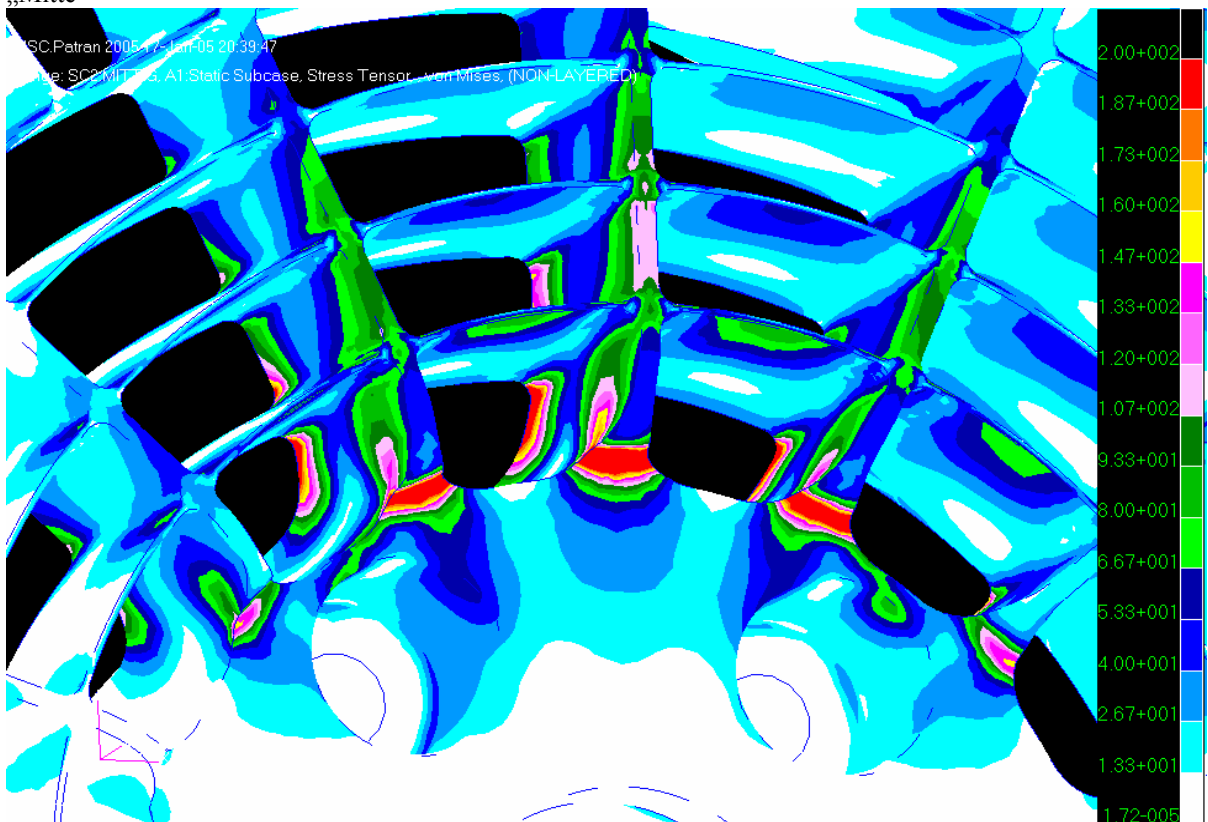


**Abbildung 42:** Frontansicht der Bionikfelge. Von Mises-Spannungen bis 200N/mm<sup>2</sup> für den Lastfall „Loch“

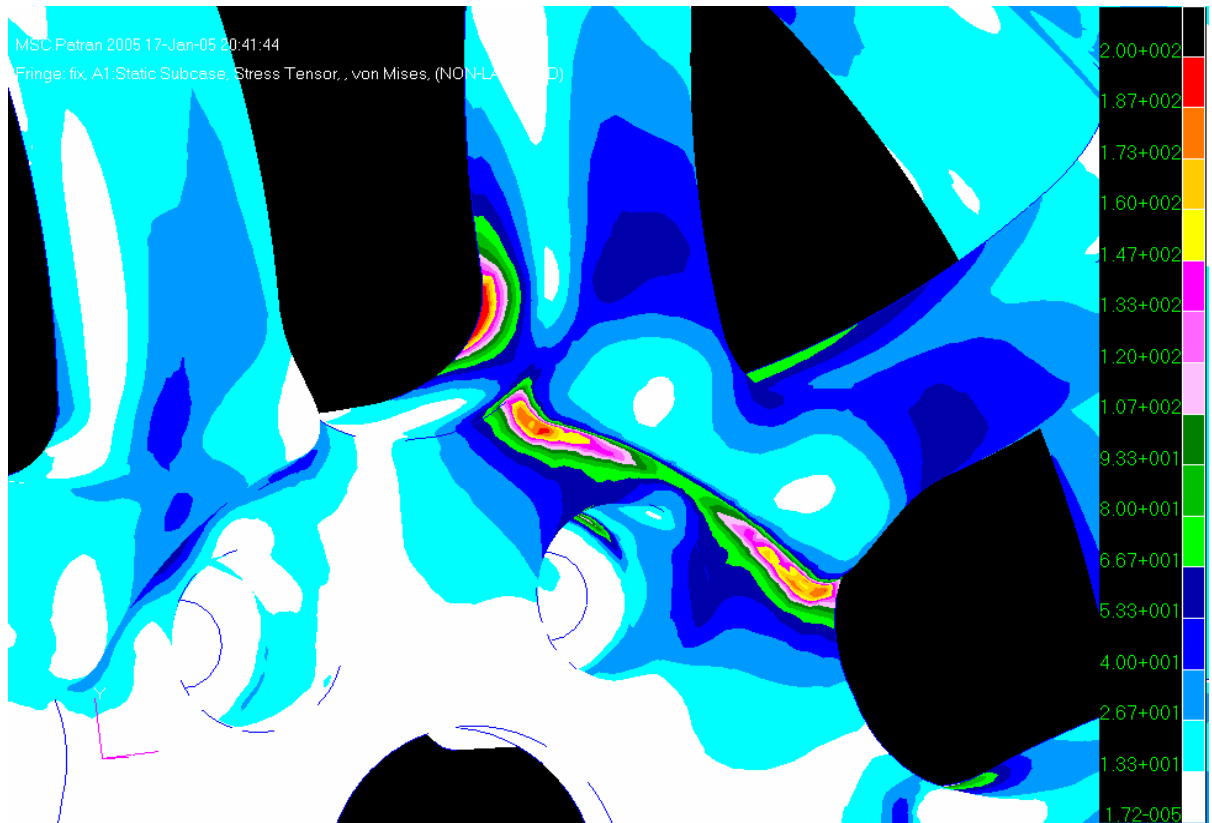
### 6.3.2 Detailansichten der Spannungsverteilungen im Bereich 0-200N/mm<sup>2</sup>



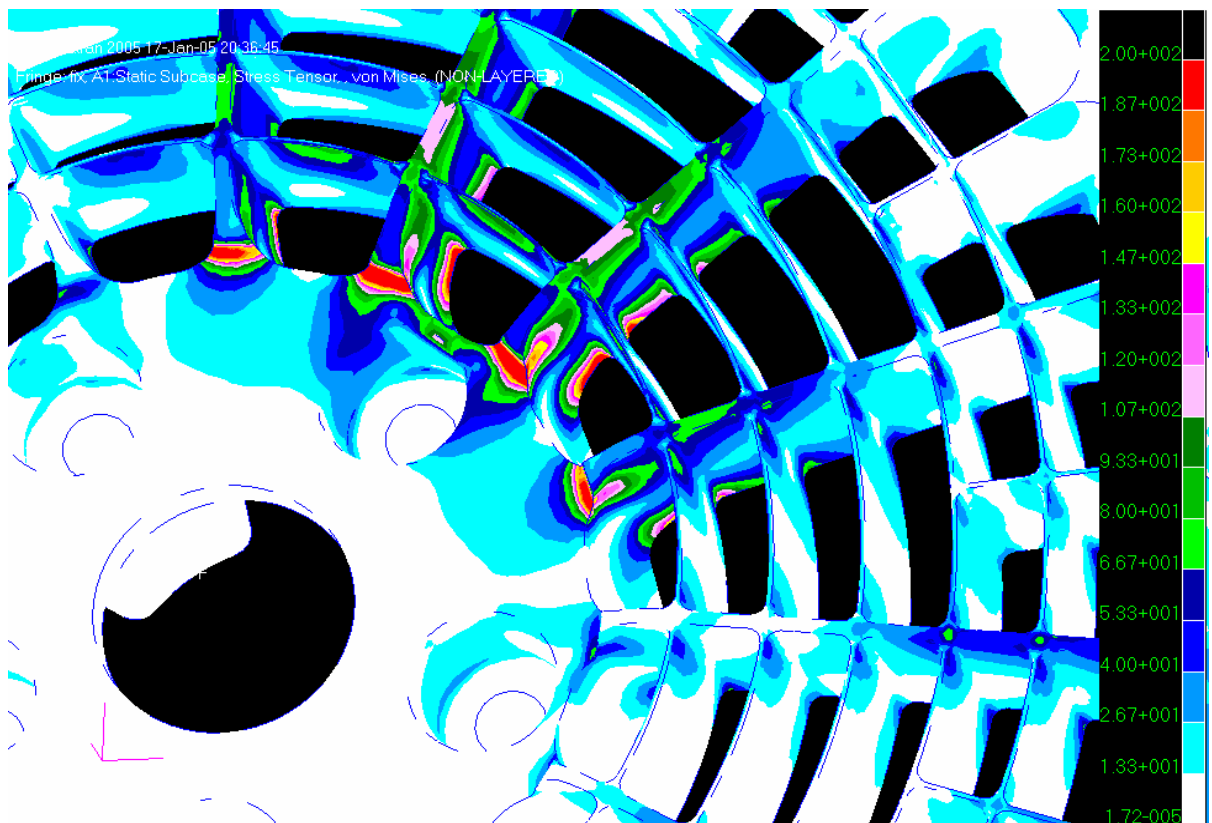
**Abbildung 43:** Detail-Frontansicht der Schmidtfehle. Von Mises-Spannungen bis 200N/mm<sup>2</sup> für den Lastfall „Mitte“



**Abbildung 44:** Detail-Frontansicht der Bionikfehle. Von Mises-Spannungen bis 200N/mm<sup>2</sup> für den Lastfall „Mitte“



**Abbildung 45:** Detail-Frontansicht der Schmidtfelge. Von Mises-Spannungen bis 200N/mm<sup>2</sup> für den Lastfall „Loch“



**Abbildung 46:** Detail-Frontansicht der Bionikfelge. Von Mises-Spannungen bis 200N/mm<sup>2</sup> für den Lastfall „Loch“



### 6.3.3 Ansichten der Spannungsverteilungen im Bereich 0-60N/mm<sup>2</sup>

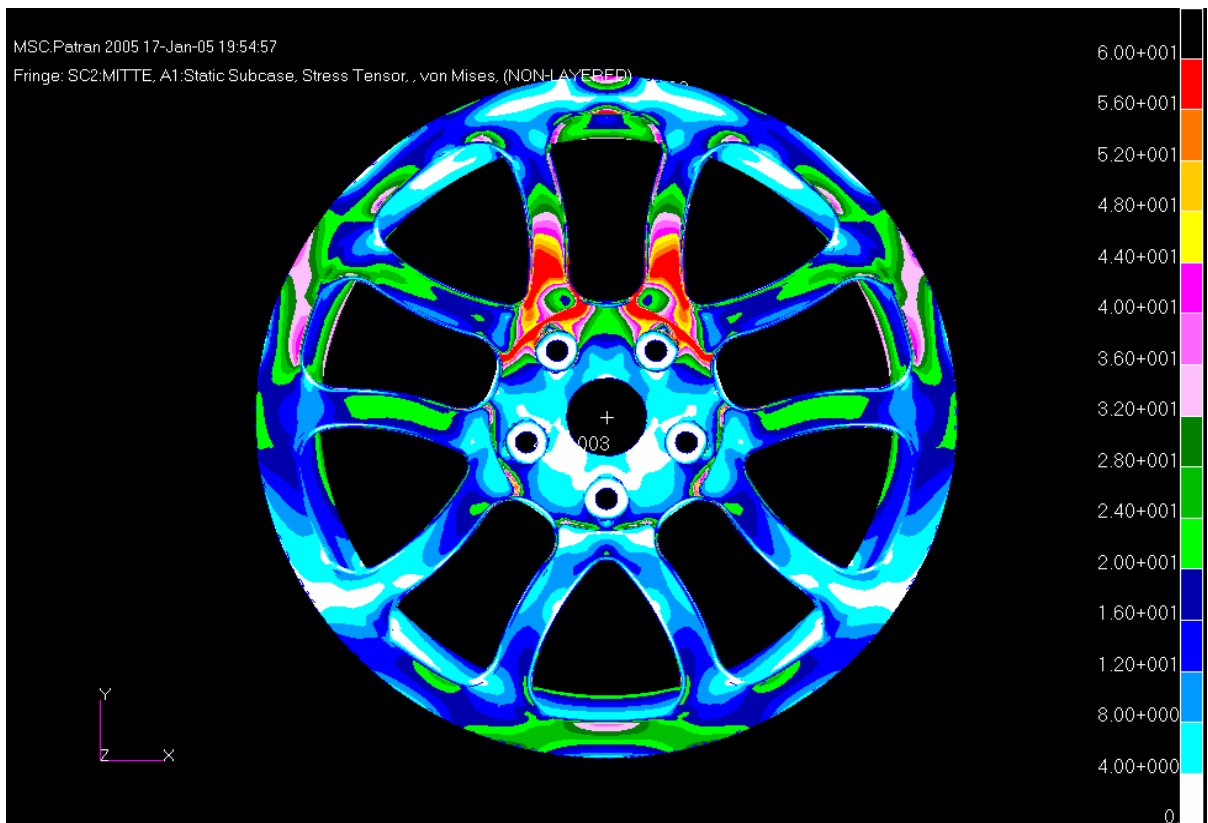


Abbildung 47: Frontansicht der Schmittfelge. Von Mises-Spannungen bis 60N/mm<sup>2</sup> für den Lastfall „Mitte“

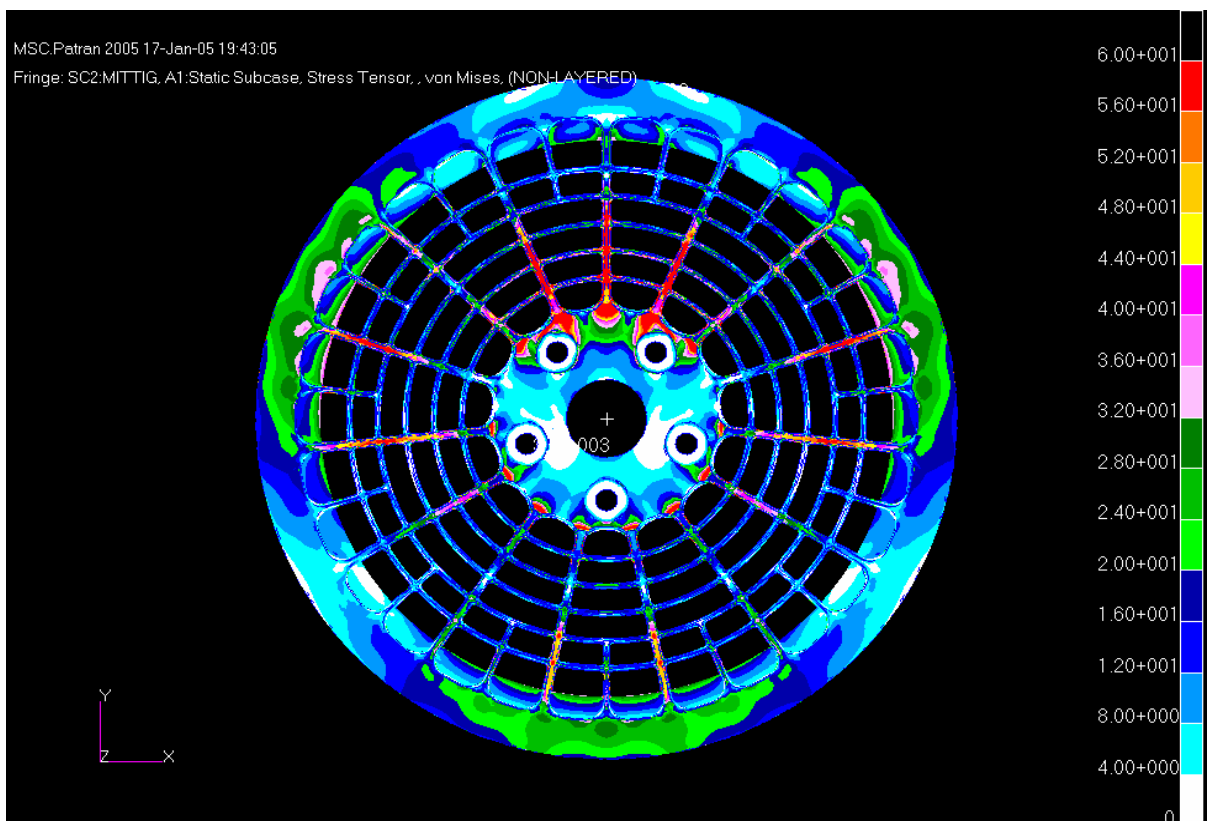
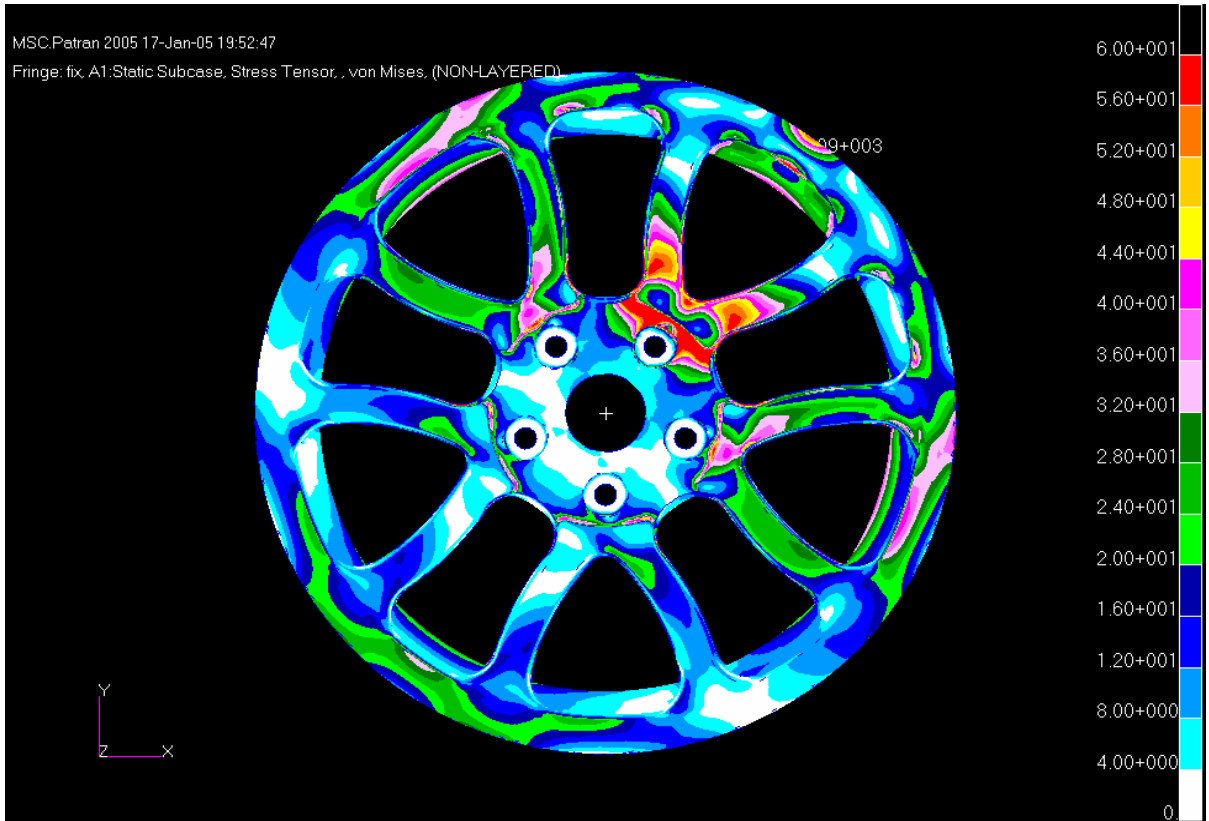
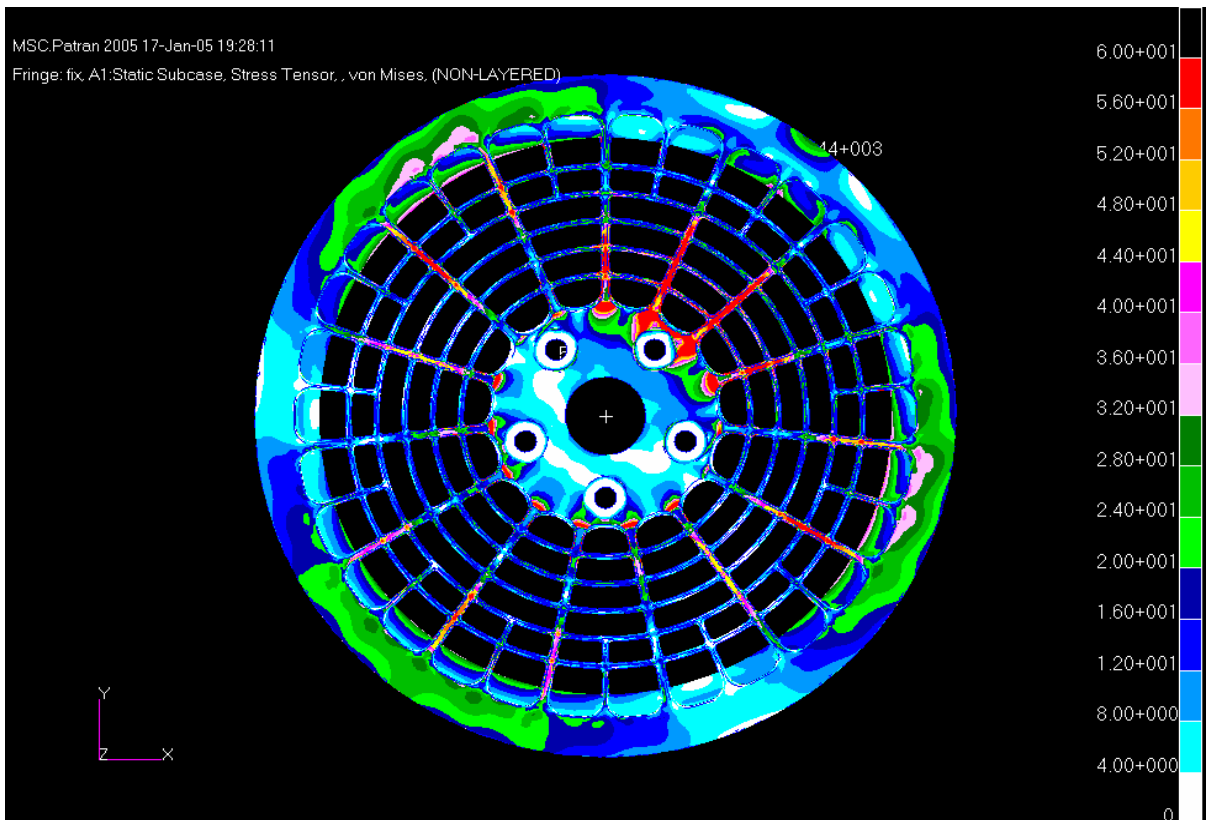


Abbildung 48: Frontansicht der Bionikfelge. Von Mises-Spannungen bis 60N/mm<sup>2</sup> für den Lastfall „Mitte“



**Abbildung 49:** Frontansicht der Schmidfelge. Von Mises-Spannungen bis 60N/mm<sup>2</sup> für den Lastfall „Loch“



**Abbildung 50:** Frontansicht der Bionikfelge. Von Mises-Spannungen bis 60N/mm<sup>2</sup> für den Lastfall „Mitte“

### 6.3.4 Ansichten der Spannungsverteilungen im Bereich 0-30N/mm<sup>2</sup>

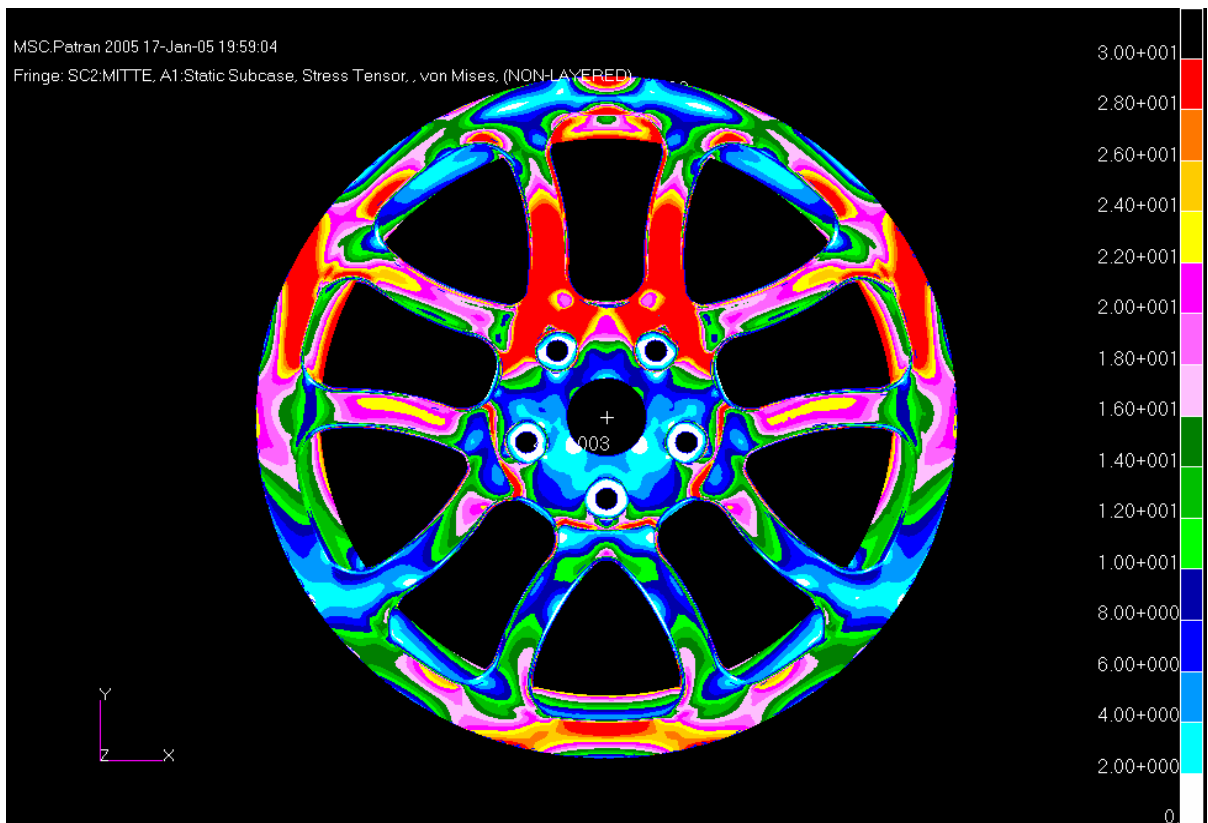
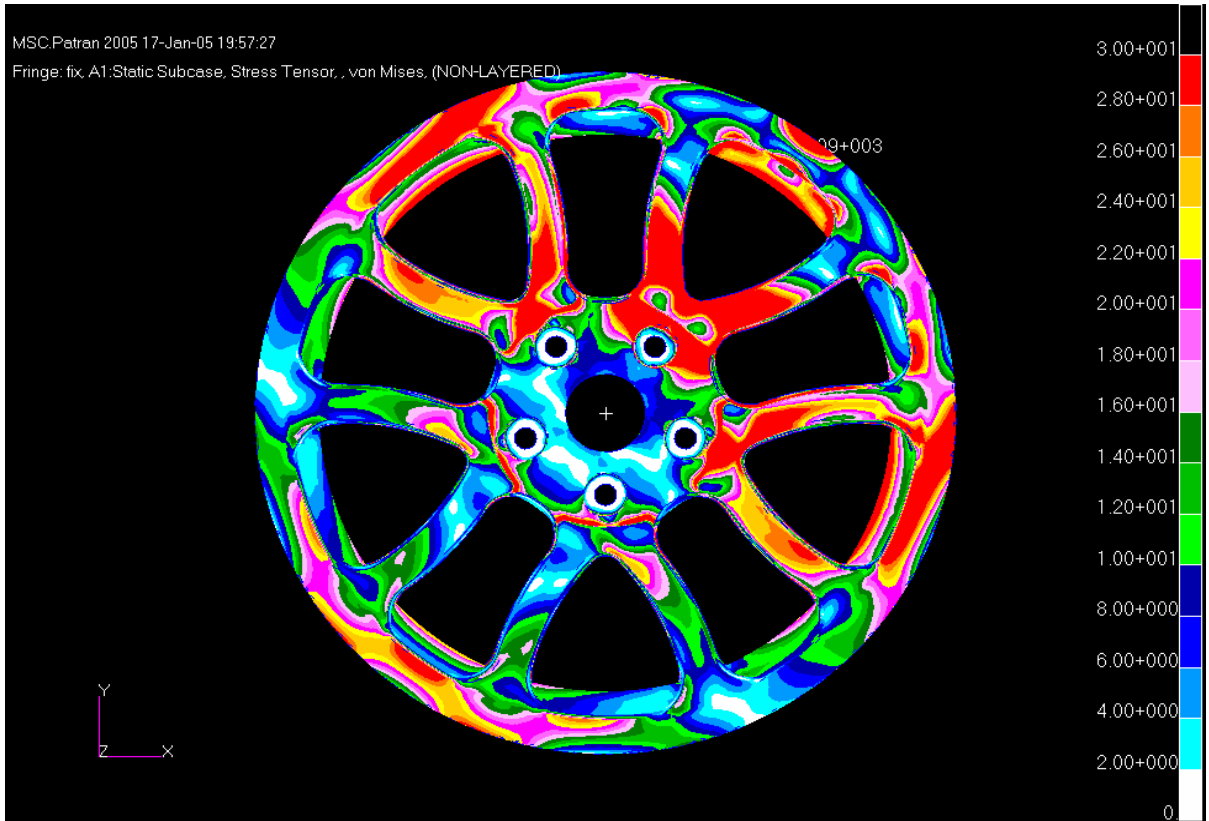


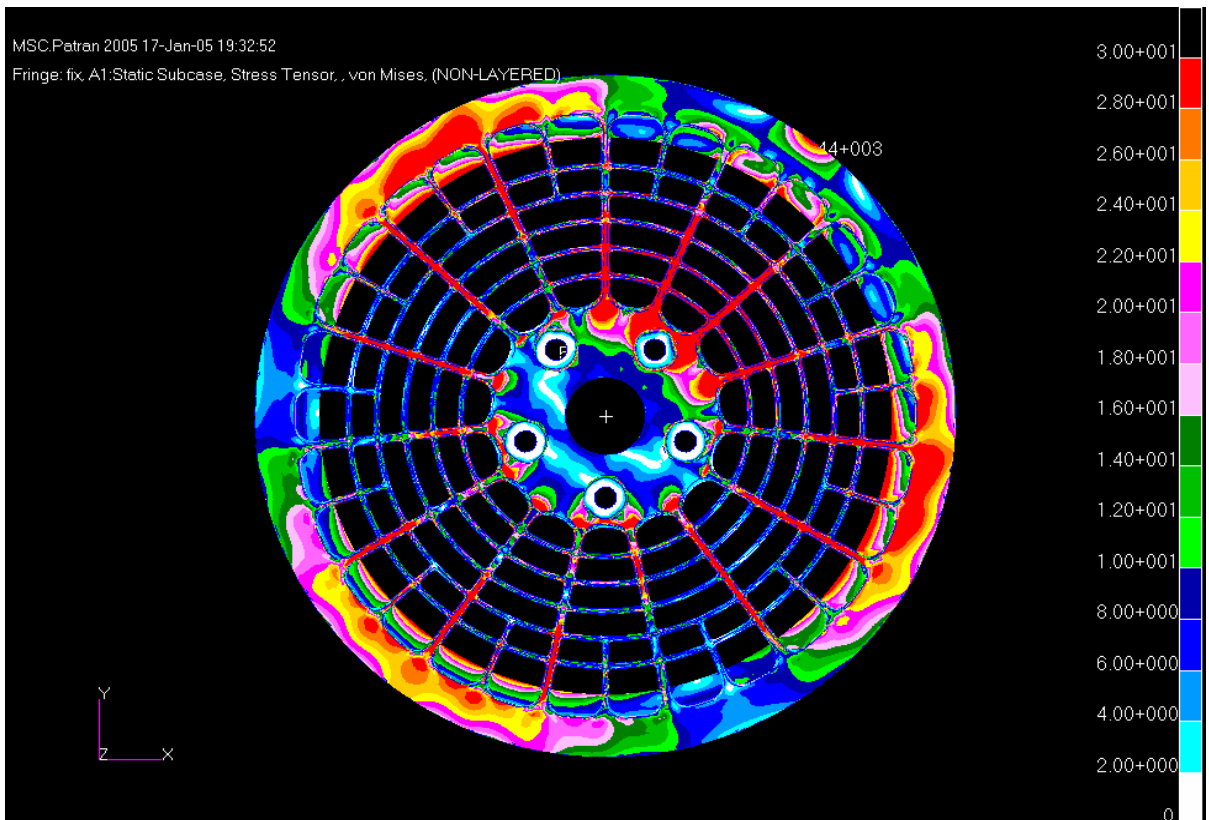
Abbildung 51: Frontansicht der Schmittfelge. Von Mises-Spannungen bis 30N/mm<sup>2</sup> für den Lastfall „Mitte“



Abbildung 52: Frontansicht der Bionikfelge. Von Mises-Spannungen bis 30N/mm<sup>2</sup> für den Lastfall „Mitte“



**Abbildung 53:** Frontansicht der Schmidfelge. Von Mises-Spannungen bis 30N/mm<sup>2</sup> für den Lastfall „Loch“



**Abbildung 54:** Frontansicht der Bionikfelge. Von Mises-Spannungen bis 30N/mm<sup>2</sup> für den Lastfall „Loch“

## 6.4 Zusammenfassung der Ergebnisse

Die Ergebnisse zeigen in den Abrundungen von den Speichen zur Nabe bei beiden Lastfällen die höchsten Spannungen. Das ist hervorragend in den Detailansichten der Abbildungen 43-46 zu sehen.

Bei der Bionikfelge sind die Spannungen vor allem in die Speichen verlagert, aber auch mehr in die anderen Bereiche des Modells. Insgesamt stellt sich bei der Bionikfelge eine gleichmäßigere Spannungsverteilung über alle sichtbaren Flächen ein. Es sind mehr Bereiche von insgesamt niedrigeren Spannungen betroffen als bei der Schmidtfelge. Dies ist gut an der Außenfläche des äußeren Felgenhorns zu sehen, insbesondere an der Stelle, an der die Kraft  $F_{va}$  der beiden Lastfälle angreift. Zusätzlich ist das im Bereich der Nabe zu beobachten. Bei der Schmidtfelge treten an der Außenfläche der Nabe auf die Fläche verteilt weniger Spannungen auf als bei der Bionikfelge. Die Bionikfelge überträgt die Spannungen somit besser auf die Nabe und zu den Löchern, und verteilt sie innerhalb der Geometrien besser. Dies ist bei beiden Lastfällen der Fall.

Besonders auffällig bei der Bionikfelge ist, dass bei den zusätzlichen Verstärkungen zwischen den Speichen nur mittlere Spannungen auftreten. Das ist auch bei den konzentrischen Ringen der Fall.

## 7 Diskussion

### 7.1 Verwendete Geometrien

Bei der Erzeugung der 3D-Modelle bereitete die Erstellung der Abrundungen große Probleme, weil die 2D-Konstruktionszeichnungen diese teilweise nicht ausreichend beschrieben. Es ist zudem noch so, dass das Werkzeug im Bereich einiger Abrundungen zur Erstellung der Modelle inzwischen verändert wurde. Das war bei der Lenzkesfelge und den dazugehörigen Abrundungen im Übergang von den Speichen zum Felgenbett der Fall. Da dieses Modell in dieser Arbeit jedoch nicht untersucht wurde, hat diese Unstimmigkeit keinen Einfluss auf die Ergebnisse. Bei einer möglichen Weiterführung dieser Arbeit ist dies jedoch im Rahmen der Genauigkeit der Ergebnisse zu berücksichtigen.

Da der Autor dieser Arbeit zum Zeitpunkt der Erstellung der Modelle kein gelernter 3D-Modellierer und Konstrukteur war, eignete er sich die Fähigkeiten zum Erstellen von Modellen in 3D, auf der Basis seiner Kenntnisse in 2D im Umgang des Programms AutoCAD, selbständig an. Außerdem besaß er lediglich Grundkenntnisse im Lesen von Konstruktionszeichnungen. Die hier erzeugten Geometrien könnten daher gewisse Fehler aufweisen, wie z.B. geringe Abweichungen der Abrundungsgeometrien und Verjüngungswinkel sowie der berechneten Volumina, die ihm auch bis zum Ende der Diplomarbeit verborgen blieben.

Bei der Vermeshung der Geometrien der Modelle trat eine Warnmeldung des Programms MSC.Patran auf, welche besagte, dass in den Modellen Flächen mit einer sehr viel kleineren Kantenlänge, als der zum Meshen eingegeben Länge vorhanden sind, und dies zu einem schlechten Ergebnis führen könne. Dem Autor dieser Arbeit waren die kleinen Kantenlängen von vornherein bewusst. Die Kantenlänge der Elemente wurde jedoch so gewählt, dass die für die Spannungsanalyse relevanten Bereiche ein gutes Mesh aufweisen. Bei einer später durchgeführten Sichtüberprüfung konnten keine groben Fehler im Mesh gefunden werden, die zu einer Beeinträchtigung der Ergebnisse hätten führen können. Der Vollständigkeit halber seien diese Warnmeldung und der Umgang mit ihr hier jedoch aufgeführt.

## **7.2 Auswahl des Materials**

Die verwendeten Materialeigenschaften für das SMC beinhalten Werte, die direkt vom Materialhersteller angegeben wurden. Sie beziehen sich auf eine SMC-Probepatte, bei der die Fasern unausgerichtet im Material verteilt sind. Die unter realen Bedingungen vorhandenen anisotropen Eigenschaften der Modelle konnten somit nicht berücksichtigt werden. Bei Ausrichtung der Fasern lägen die E-Moduli des Materials in Richtung der Faserlängsachsen bei einem höheren Wert als 17000MPa. Diese Werte sind aber nicht einfach zu ermitteln. Es müssten umfangreiche Materialtests mit Platten verschiedener Formen und mit unterschiedlichen Faserausrichtungen in verschiedene Richtungen durchgeführt werden. Um zuverlässige Ergebnisse zu erhalten, müssten Tests prinzipiell an den hergestellten Modellen selbst durchgeführt werden.

## **7.3 Auswahl der Randbedingungen**

Die gewählten Randbedingungen dieser Arbeit stellen nur eine erste Näherung an die realen Belastungen von PKW-Rädern dar. Der Lastfall Kurvenfahrt wurde gewählt, weil bei diesem die höchsten Belastungen auftreten. Dieser Lastfall entspricht wiederum nicht der Realität, weil diese Belastungen in Wirklichkeit umlaufend und nicht auf einen Punkt fixiert auftreten. Vielmehr wirken diese in einem bestimmten Winkel mit einer bestimmten Verteilung der Kräfte auf ein Rad. Außerdem tritt nicht nur der Lastfall Kurvenfahrt auf.

## **7.4 Topologieoptimierung**

Die Ergebnisse der Topologieoptimierung bieten aufgrund des verwendeten Materials und der Randbedingungen in erster Näherung einen Ansatz für die Entwicklung einer optimalen Struktur eines Rades. Im Prinzip ist die optimale Struktur eines Rades eine Scheibe, da die auftretenden Spannungen so gleichmäßig auf die gesamte Geometrie verteilt werden. Würde man alle Lastfälle der Realität auf das Bauraummodell bringen, so würde mit großer Wahrscheinlichkeit auch eine Scheibe als Optimierungsergebnis herauskommen. Das wäre dadurch bedingt, dass im Mittel an jeder Stelle des Rades die gleichen Belastungen auftreten, wenn diese eine volle Umdrehung am Modell vollzogen haben. So ein Ergebnis könnte

jedoch z. B. durch die Verwendung von maximalen Strebendicken bei einer Topologieoptimierung unterbunden werden.

## 7.5 Vergleich Bionikfelge/Schmidtfelge

Die Schmidtfelge, die von einem erfahrenen Ingenieur entwickelt wurde, weist bereits sehr deutliche Merkmale einer Leichtbaukonstruktion auf. So wird z.B. durch die U-Profile der Speichen ein hohes Flächenträgheitsmoment bei relativ geringem Gewicht erreicht, und die abgerundeten, „fließenden“ Übergänge zwischen Speichen und der eigentlichen Felge verhindern das Auftreten von Spannungsspitzen. Vor diesem Hintergrund ist es besonders bemerkenswert, dass die Bionikfelge einige Eigenschaften aufweist, die gegenüber der Schmidtfelge Vorteile für die Betriebsfestigkeit verspricht.

So trat generell eine viel gleichmäßigere Verteilung der Spannungen über den gesamten untersuchten Bereich einschließlich der Nabe auf (Abb. 39-42, 51-54), und im Felgenbett waren die Spannungen deutlich geringer (Abb. 47-50). Letzteres könnte vor allem deshalb von Bedeutung sein, weil sich im Biegeumlaufstest mit der Lenzkesfelge oft Probleme durch eine wirbelartige Anordnung der Fasern ergeben hatten, was zu einem Versagen (Riss) des Felgenbettes führte. Eine Verringerung der hier auftretenden Spannungen könnte die durch produktionstechnisch bedingte suboptimale Faserverläufe bedingten Probleme verringern.

Vermutlich die hohe Anzahl der untereinander vernetzten Speichen führte bei der Bionikfelge auch zu einer wesentlich geringeren Spannung sowohl innerhalb als auch außerhalb der Felge im Bereich direkt unter der aufgegebenen Last (ca.  $30 \text{ N/mm}^2$  gegenüber  $>60 \text{ N/mm}^2$  für die Schmidtfelge, Abb. 47-50). Die könnte ebenfalls bei starken Beanspruchungen (simuliert durch Tests wie der BUP oder insbesondere auch dem Schwellentest) von entscheidender Bedeutung für die Betriebsfestigkeit der Felge sein.

Die im Bereich der Speichen auftretenden, im Vergleich zur Schmidtfelge deutlich höheren Maximalspannungen (ca.  $125 \text{ N/mm}^2$  gegenüber ca.  $70 \text{ N/mm}^2$  für die Schmidtfelge, Abb. 39-46) können durch die zu erwartende Längsausrichtung der Glasfasern in den Speichen während des Produktionsvorganges kompensiert werden, da auf diese Weise E-Modul und Festigkeit entsprechend in Längsrichtung der Speichen erhöht würden (zu erwarten ist eine Erhöhung des E-Moduls von ca.  $17 \text{ GPa}$  auf ca.  $40\text{-}50 \text{ GPa}$ ). Somit wären die hohen



Spannungen in diesem Bereich kein Nachteil, sondern stellten vielmehr eine konsequente Nutzung der besonderen Charakteristika des zu verwendenden Faserverbundwerkstoffes dar. Bei beiden Felgentypen traten die höchsten Spannungen am Übergang zwischen Speichen und Nabe auf. Dieses Problem lässt sich jedoch relativ einfach durch Modifikation der Abrundung/ horizontales Versetzen von den Speichen relativ zur Nabe beheben.

## **7.6 Abschließende Gesamtbetrachtung**

Die in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse geben nicht nur einen Aufschluss für die Erstellung eines adäquaten Designs für PKW-Räder, sondern bieten auch einen hervorragenden Ansatz für weitere Untersuchungen auf diesem Gebiet. Wenn sich die Faserausrichtungen während des Pressvorganges in den Speichen der Bionikfelge wirklich durch ihre Struktur bedingt entlang der Längsachsen einstellen (ANDERSOHN, persönliche Mitteilung), dann stellt diese ein exzellentes Design für PKW-Räder aus SMC dar, da die Spannungen auf die Speichen und ihre dazugehörigen Bestandteile konzentriert werden. Es müssten zwar noch einige Modifikationen der Abrundungen z. B. mit Hilfe einer Gestaltoptimierung vorgenommen werden, und der genaue Einfluss der konzentrischen Ringe und ihrer Verstärkungen herausgearbeitet werden, aber nichts desto trotz werden durch die Strukturen der als Vorbild gewählten Diatomee die Eigenschaften des SMC begünstigt und die Stabilität des Rades verbessert.

## **7.7 Perspektiven**

Als nächste Schritte sind die Berechnung der Lenzkesfelge und weitere Optimierungen geplant. Des Weiteren sollen die stärkeren Berücksichtigungen der Anisotropie des SMC für die Berechnungen berücksichtigt werden. Außerdem werden mit Hilfe der Software LBF.Wheelstrength Simulationen der real auftretenden Lastfälle des genormten ZWARP-Lastfallkollektivs durchgeführt und unter Berücksichtigung des Schwingfestigkeitsverhaltens auftretende Schädigungen an den Modellen errechnet werden. In naher Zukunft soll auch das erste Werkzeug für die noch nicht existierenden Modelle hergestellt und somit erste Prototypen in der Praxis getestet werden. Als abschließende Bemerkung sei noch auf die ästhetische Qualität der Bionikfelge verwiesen, die ja im Gegensatz zur Schmidtfelge nicht

bewusst unter Gesichtspunkten einer ansprechenden Optik generiert wurde. Die bisherigen Beurteilungen durch Ingenieure und Designer waren bislang ausgesprochen positiv.



## 8 Danksagung

Mein größter Dank gilt Dr. Christian Hamm für sein sehr großes Vertrauen in meine Person und Fähigkeiten. Bei herben Rückschlägen während der Arbeit verstand er es gut, mich immer wieder aufzumuntern und neu zu motivieren. Seine Unterstützung während der Diplomarbeit und auch schon während des Praxissemesters ist für mich von unschätzbarem Wert. Ohne sein Vertrauen und Engagement wäre diese Arbeit nicht zustande gekommen.

Martin Rudolf Schmidt danke ich sehr herzlich für die außerordentlich gute Einführung in das für mich neue Themengebiet der Felgen. Er hatte stets einen offenen und freundlichen Umgang, immer Zeit und Geduld für mich und meine Fragen und leistete eine vorbildliche Hilfestellung für einen Großteil der Arbeit, nicht zuletzt durch den Besuch bei BTE HybridTech, dem Fraunhofer Institut für Betriebsfestigkeit (LBF) in Darmstadt und die Bereitstellung von Materialien für die Diplomarbeit. An dieser Stelle möchte ich auch meinen Dank an die Herren Thorsten Rensner und Frank Fickert der BTE HybridTech aussprechen, die mir bei meinem Besuch die Herstellung der Felgen und die Produktionsstätte auf eine angenehme Art vermittelt haben, sowie an Marcel Sommer vom Institut für Verbundwerkstoffe in Kaiserslautern, mit dem der Besuch bei BTE interessante Anregungen und vor allem Spaß brachte.

Frau Relana Kruse danke ich für die Bereitstellung ihrer Digitalkamera für den Besuch bei BTE. Mit Hilfe ihrer Kamera konnte ich wertvolle Bilder für die Diplomarbeit machen.

Herrn Lenzkes möchte ich für die Finanzierung der Diplomarbeit und des TOSCA Basisseminars in Karlsruhe danken. Durch seine hervorragende Unterstützung habe ich mir Referenzen aneignen können, die vor allem für meinen beruflichen Weg von großer Bedeutung sein werden.

Ich danke Herrn Stephan Andersohn von der LONZA Group GmbH für die Informationen rund ums SMC. Herrn Klaus Skrodolies vom Institut für Kunststoffverarbeitung in Aachen danke ich für das freundliche Telefonat und das Angebot für einen Besuch in Aachen, welches ich leider nicht wahrnehmen konnte.

Bei Herrn Andreas Burbliès vom Fraunhofer Institut IFAM in Bremen möchte ich mich für das Hintergrundwissen über CAO und TOSCA bedanken. Durch seine Informationen ist das viel versprechende und relativ neue Themengebiet der CAO in dieser Arbeit überhaupt erst zustande gekommen.

Großer Dank gilt auch Herrn Reinhard Gehring vom Konstruktionslabor der Hochschule Bremerhaven. Er hat mir entscheidende Tipps bei der Bewältigung der Generierung der 3D-CAD Modelle gegeben.

Ich danke auch dem gesamten Team der FE-Design GmbH für die sehr gute Durchführung des TOSCA Basisseminars in Karlsruhe. Durch die interessant gestalteten und vor allem informativen Vorträge war das Seminar nie langweilig und es herrschte stets eine angenehme Atmosphäre. Herrn Boris Lauber von FE-Design möchte ich ebenfalls für die Bereitstellung einiger Folien der Vorträge danken. Besonders Danken möchte ich Dr. Ralf Meske von FE-Design. Ohne seine kompetente und individuelle Beratung und die Bereitstellung einer befristeten Lizenz für TOSCA wäre die Durchführung einer CAO in dieser Arbeit nicht möglich gewesen.

Ich danke außerdem Frau Dr. Berg-Pollack, Herrn Heinrietz, Herrn Lehmann, Herrn Dr. Bruder und Herrn Dr. Büter vom Fraunhofer LBF für die Einladung ins Institut, die Informationen über den ZWARP und über die Software LBF.WheelStrength, auch wenn Berechnungen mit diesem Programm nicht mehr mit in die Arbeit aufgenommen werden konnten.

Dr. Markus Geisen möchte ich meinen Dank aussprechen für die freundliche Aufnahme in die Arbeitsgruppe Bionik am AWI. Jan Geisen gilt zusätzlich Dank für die lebhaften Diskussionen nicht nur über das Design der Bionikfelge.

Bei Herrn Dr. Olaf Eick von der Hochschule Bremerhaven möchte ich mich für die Betreuung der Diplomarbeit und sein Interesse an bionischen Themen bedanken.

Zum Schluss möchte ich mich aufrichtig bei meinen Eltern und meiner Freundin bedanken. Sie haben mich während dieser nicht einfachen Zeit unermesslich unterstützt und mir Beistand geleistet, wo sie nur konnten.

## 9 Literatur- und Quellenverzeichnis

### 9.1 Literaturverzeichnis

- HAMM, DR. C., MERKEL, R., SPRINGER, O., JURKOJC, P., MAIER, C., PRECHTEL, K. & SMETACEK, V. (2003) Architecture and material properties of diatom shells provide effective mechanical protection. *Nature* **421**: 841-843
- MATTHECK, C. (1993) *Design in der Natur*. Rombach Verlag, Freiberg
- MÜLLER, G. & GROTH, C. (1999) *FEM für Praktiker - Band 1: Grundlagen*. Expert Verlag, Renningen
- NACHTIGALL, DR. W. (1991) *Teilgebiete der Bionik*. <http://www.uni-saarland.de/fak8/bi13wn/bionik/index.htm>
- NACHTIGALL, DR. W. (unbekannt) *Bionik-Definitionen und Anregungen durch Bionik*. In: *Was ist Bionik*. <http://www.uni-saarland.de/fak8/bi13wn/wabionik.htm>
- RUPP, A., HEINRIETZ A. & EHL, O. (2001) Comparison of rotating bending and service conditions. In: *Simulation of the experimental proof out of wheels and hubs*. [http://www.s-and-s.de/pdf/ATA\\_2001.pdf](http://www.s-and-s.de/pdf/ATA_2001.pdf)
- VINCENT, J. F. V. (1992) *Composites*. In: *Biomechanics – Materials: A Practical Approach*. Oxford University Press, 57-74

### 9.2 Quellenverzeichnis

- [1] <http://www.uni-saarland.de/fak8/bi13wn/bionik/historisches.gif>
- [2] <http://jmb2000.hp.infoseek.co.jp/winglet.jpg>
- [3] [http://www.dbu.de/presse/img/06032929lotus1\\_gr.jpg](http://www.dbu.de/presse/img/06032929lotus1_gr.jpg)
- [4] <http://www.kfztech.de/kfztechnik/fahrwerk/reifen/radquerschnitt.jpg>
- [5] [http://www.instron.com/ist/products/images/zwarp\\_z.jpg](http://www.instron.com/ist/products/images/zwarp_z.jpg)
- [6] Bilder: <http://www.simtop.de/cgi-bin/rmcat?28000530>
- [7] Bild:  
[http://hikwww1.fzk.de/imf2/numerische\\_werkzeuge/biomechanik/images/abb7.jpg](http://hikwww1.fzk.de/imf2/numerische_werkzeuge/biomechanik/images/abb7.jpg)
- [8] Bild aus: NACHTIGALL & BLÜCHEL (2002) *Das Große Buch der Bionik*. Deutsche Verlagsanstalt DVA. Abb. 28 B, 269

[9] Bilder mit freundlicher Genehmigung von Boris Lauber, FE-Design GmbH

[10] <http://www.ualg.pt/adiac/pubdat/images/arachnoidiscus.gif>

### **9.3 Sonstige Quellen**

ANDERSOHN, S. (2004) LONZA GmbH, Mieln

HAMM, DR. C. (2004) Alfred-Wegener-Institut für Polar- und Meeresforschung, Bremerhaven

MERRIAM-WEBSTER DICTIONARY (2004) <http://www.m-w.com>

SCHMIDT, M. (2004) Technische Unternehmensberatung, Lüdenscheid

SKRODOLIES, K. (2004) Institut für Kunststoffverarbeitung, Aachen

TOSCA BASISSEMINAR (15.-17. Juni 2004) FE-Design GmbH, Karlsruhe

WIKIPEDIA (2004) <http://www.wikipedia.de>

# Anhang

## A Parameterdatei der Topologieoptimierung in TOSCA

```
! Parameter file for Topology Optimization
! Created with TOSCA.gui 5.0
! Date      : Wed Dec 15 17:06:51 GMT 2004
! Author    :
! Remarks   :
! Description :
```

```
READ, bauraum.bdf
```

```
! define the design area
GROUP_DEF
  ID_NAME      = DESIGN_ELEMENTS
  TYPE         = ELEM
  FORMAT       = LIST
  LIST_BEGIN
1-26069, 113947-126959, 153731-180359
END_
```

```
! define the design variables
DV_TOPO
  ID_NAME      = DESIGN_VARIABLES
  EL_GROUP     = DESIGN_ELEMENTS
END_
```

```
! define the design response 'volume'
DRESP
  ID_NAME      = DRESP_VOL_TOPO
  DEF_TYPE     = BASE
  TYPE         = VOL_FILL
  EL_GROUP     = ALL_ELEMENTS
  GROUP_OPER   = SUM
END_
```

```
! define the volume constraint
CONSTRAINT
  ID_NAME      = VOLUME_CONSTRAINT
  DRESP       = DRESP_VOL_TOPO
  MAGNITUDE    = REL
  EQ_VALUE     = 0.42700002
  TOL_VALUE    = 0.01
END_
```

```
! maximize the stiffness
DRESP
  ID_NAME      = DRESP_SUM_ENERGY
  DEF_TYPE     = CALC
```

```
TYPE      = STRAIN_ENERGY
EL_GROUP  = ALL_ELEMENTS
GROUP_OPER = SUM
END_
```

```
OBJ_FUNC
ID_NAME   = MAXIMIZE_STIFFNESS
DRESP     = DRESP_SUM_ENERGY
TARGET    = MIN
END_
```

! define the dv constraint for the cast restriction

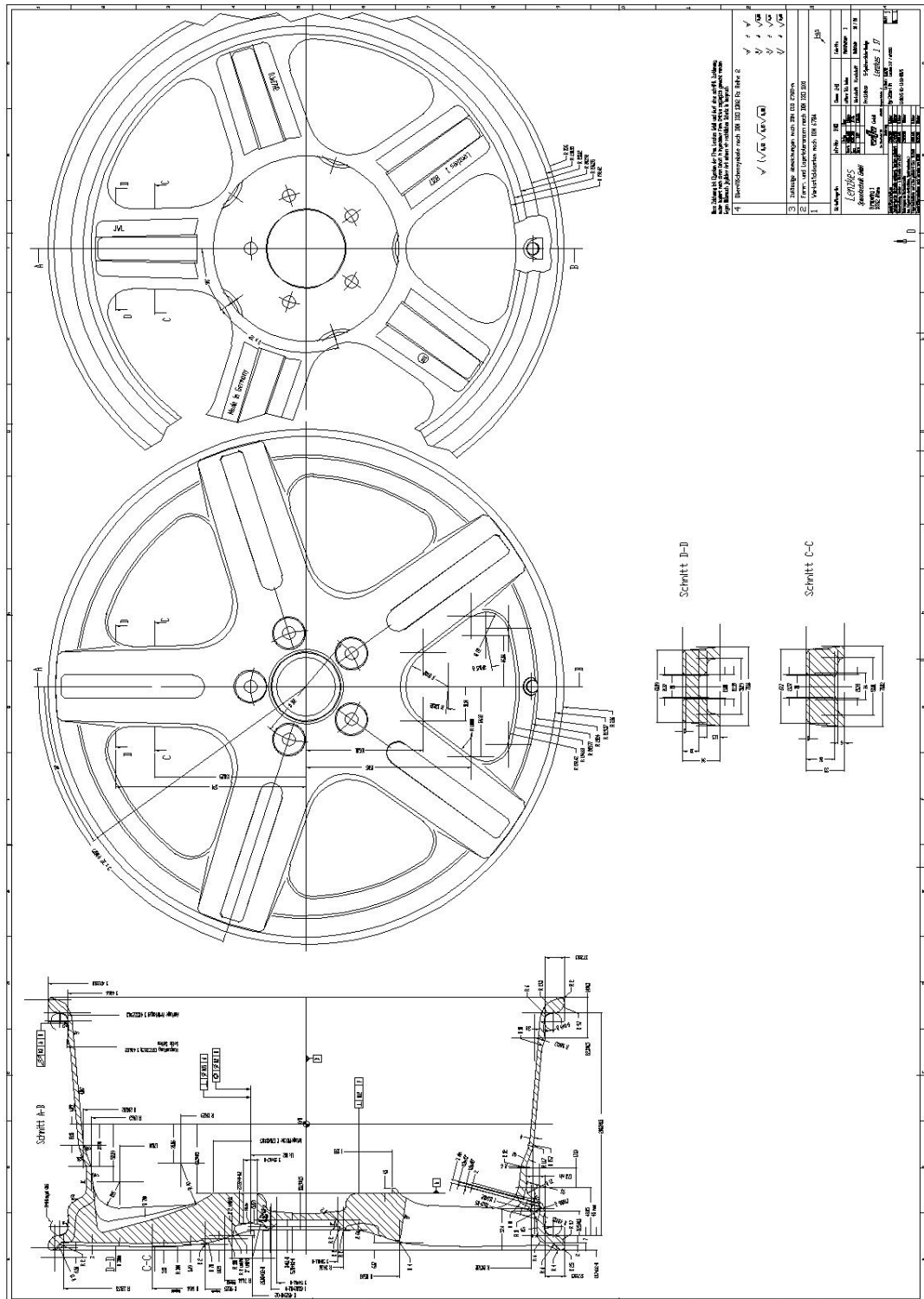
```
DVCON_TOPO
ID_NAME   = DVCON_CAST
EL_GROUP  = DESIGN_ELEMENTS
CHECK_TYPE = CAST
PULL_DIR  = 0.0, 0.0, 1.0
CHECK_GROUP = ALL_ELEMENTS
MID_PLANE = NONE
END_
```

! define the optimization Task

```
OPTIMIZE
```



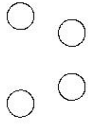
# B Monochrome Auszüge der Konstruktionszeichnungen von BTE HybridTech



Scale: 1:1



Scale: 1:1



6

