

In Kooperation mit:

MAGNA STEYR ENGINEERING AG & CO KG



Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all jenen bedanken, die sowohl durch ihre persönliche als auch fachliche Unterstützung zum Erfolg dieser Masterarbeit beigetragen haben.

Da diese Arbeit den Abschluss meines Studiums darstellt, möchte ich in erster Linie meinen Eltern Gerda und Eduard Fößleitner danken, die mir dieses Studium ermöglicht haben. Mein Dank gilt auch meinem Bruder DI(FH) Bernd Fößleitner und meiner Schwägerin Mag.(FH) Carina Fößleitner MA für die Begleitung und Ermutigung während des Studiums.

Besonderer Dank gilt meinem Betreuer des Instituts für Fahrzeugtechnik, Herrn DI Patrick Rossbacher, der jederzeit als Ansprechpartner zur Verfügung stand und sich auch gerne Zeit für längere Gespräche nahm. Dank gebührt Herrn DI Severin Stadler, der mir den Einstieg in diese Arbeit erlaubte und Herrn DI Dr.techn Mario Hirz für die Ermöglichung dieser Arbeit.

Ebenso möchte ich mich bei meinem Betreuer von MAGNA Steyr Engineering Herrn DI(FH) Dirk Nelleßen bedanken, der mir mit seinem umfangreichen und kompetenten Fachwissen permanent zur Seite stand. Des Weiteren danke ich den Mitarbeitern der Abteilung Sealings, Doors and Closures, die mir bei Problemen immer wieder als Ansprechpartner zur Verfügung standen. Der freundliche Umgang miteinander trug wesentlich zum angenehmen Arbeitsklima bei.

Zuletzt danke ich auch allen meinen Freunden und langjährigen Studienkollegen, welche für den nötigen Ausgleich abseits des Studiums gesorgt haben und mit denen ich eine aufregende Zeit in Graz verbringen durfte.

Eidesstattliche Erklärung

Affidavit

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

01.04.2016

Datum / Date

Patric Föppl

Unterschrift / Signature

Kurzfassung

Die Anforderungen an Karosseriedichtungen in der Fahrzeugindustrie sind heutzutage sehr vielschichtig, weshalb diese in vielen Fällen nur über komplexe Dichtungssysteme erfüllt werden können. Zu den primären Funktionen des Dichtungssystems zählen etwa der Schutz vor Wassereintritt in die Fahrgastzelle oder die Kanalisation von Regenwasser. Daneben spielen weitere Aspekte wie etwa die Minimierung der Innenraumgeräusche oder die Reduktion der Verschmutzungsneigung in Folge von Verwirbelungen an der Seitenwand eine immer größer werdende Rolle.

Um die Entwicklungszeiten eines Fahrzeugs bei steigender Produktqualität konsequent reduzieren zu können, werden rechnergestützte Methoden und Werkzeuge heutzutage in fast allen Phasen des Produktentwicklungsprozesses eingesetzt. Durch das sogenannte *Frontloading* sollen verstärkt technische Problemstellungen bereits in den frühen Phasen der Entwicklung dargestellt und bewertet werden. Im Rahmen der rechnergestützten Entwicklung ist die FEM-Analyse von Dichtungssystemen daher ein unverzichtbares Instrument. Diese erlaubt die Darstellung und Bewertung von entstehenden Verformungen und resultierenden Kräften im Dichtsystem, wodurch bereits in der Konzeptphase Schwachstellen und mögliche Risiken der erarbeiteten Dichtungslösung aufgezeigt werden können. Dadurch kann der zielgerichtete Einsatz der FEM-Analyse einen wichtigen Beitrag zur Steigerung der virtuellen Datenqualität und damit der rechnergestützten Absicherung von Eigenschaften darstellen.

Die bisherige rechnergestützte Berechnung von Dichtungssystemen erfolgt beim Industriepartner anhand FEM-Simulationen von zweidimensionalen Dichtungsquerschnitten. Manche Anwendungsfälle sind jedoch komplex und erfordern somit eine dreidimensionale Betrachtung der Problemstellung. Durch die beim Industriepartner neu eingeführte dreidimensionale FEM-Verformungsanalyse kann der Anwendungsbereich bei der Entwicklung von Dichtungssystemen nochmals erweitert werden. So bietet eine 3D-Analyse von Dichtungssystemen gegenüber einer 2D-Analyse wesentliche Vorteile. Einerseits kann das Gesamtsystem der Dichtung betrachtet werden, was eine genauere Beurteilung der Verformungen ermöglicht. Andererseits können durch eine 3D-Simulation im Entwicklungsprozess Probleme und Schwachstellen von Dichtungen mit komplexen Geometrien frühzeitig aufgezeigt werden, welche mit einer 2D-Simulation nicht lösbar wären. Varianten und Alternativen verschiedener Materialien, Formgebungen und Reibpaarungen lassen sich rasch testen. Dies birgt nicht nur raschere Entwicklungszeiten, sondern begünstigt auch Kosteneinsparungen, denn die Anzahl an kostspieligen, physischen Prototypen kann verringert werden.

Anhand von drei in der Automobilindustrie typischen Anwendungsfällen soll der mögliche Mehrwert einer 3D-FEM-Verformungsanalyse gegenüber einer 2D-FEM-Simulation anhand

eines Querschnittes untersucht werden. Das Verhalten der Dichtungssysteme bei Verformung wird beurteilt und die Potentiale bewertet. Die erste Simulation betrachtet zwei Fensterführungsdichtungen im Bereich der B-Säule und des Daches. Dabei wird der Einfluss der Diskretisierung auf die Berechnungsdauer und die Genauigkeit der Lösung bewertet. In einer zweiten Simulation wird die Verformung eines geometrisch komplexen Bauteils in Einbaulage ermittelt. Dazu wird die Verdeckdichtung im Bereich des C-Knotens eines Cabriolets herangezogen. Durch die Darstellung der verformten Geometrie lässt sich erkennen, ob die Dichtung korrekt aufliegt, wodurch auf die Dichtheit des Fahrzeuges in diesem Bereich geschlossen werden kann. Die dritte Simulation befasst sich mit einem Kantenschutz. Hier wird versucht, die Türschließkraft einer Vordertür genauer als bei einer 2D-Berechnung zu ermitteln. Durch Verformungen des Kantenschutzes infolge der Biegung in einem Radius kommt es zu einer veränderten Kraft beim Schließen der Tür. Der Einfluss dieser zusätzlichen Verformung auf die Türschließkraft wird analysiert und der Mehraufwand einer 3D-Simulation mit einer 2D-Simulation verglichen und bewertet.

Abstract

Today, complex seal systems are necessary to meet the high requirements of body seals in vehicles. The main tasks of seals include but are not limited to the protection against the intrusion of water into the passenger cabin or the channeling of rain water. Furthermore, the sound level in the interior should be as low as possible and turbulences at the side panels have to be prevented.

There is the challenge of reducing the development time as well as increasing the quality of the product. In order to achieve these aims, computer-aided methods and tools are applied to the product development process. *Frontloading* is used to define the product specifications as early as possible in the early phase of product development. In the context of developing seal systems the use of simulation methods, in particular the finite elements method, is essential. This method allows the representation and evaluation of the deformations and resulting forces on seals. Thus, weaknesses and risks of the developed seals may be shown already in the concept phase. The application of FEM analysis provides an important contribution to increase the virtual data quality and the computer-aided validation of properties.

The industrial partner calculated seal systems by FEM simulations based on 2D cross-sections so far. But some cases of applications are complex and a 3D consideration of the problem is needed. With the use of 3D FEM analysis, it is possible to extend the scope of engineering seals. One advantage of a 3D simulation compared to its 2D counterpart is the consideration of the overall seal system. Another benefit is the calculation of complex geometries, when 2D simulations are not able to solve the problem.

By three examples, which are typical for the automotive industry, the benefits of 3D FEM analysis of deformations compared to 2D FEM analysis are determined. The behavior of seal systems when deforming is rated and the potentials are evaluated.

First, the influence of discretization and the accuracy of the solution of a glass-run-seal are considered. Another simulation observes the deformation of a geometric complex part, namely the roof seal of a cabriolet at the c-pillar. By representing the deformed geometry, the correct contact face and the seal tightness can be determined. The last simulation computes the force of closing a front door. Due to curvature the edge protection seal deforms and leads to a different force. The influence of this curvature on the force is analyzed and the additional costs of a 3D simulation compared to a 2D simulation are evaluated.

3D FEM simulations of seals can reveal problems and weaknesses of seal systems already in the engineering phase of engineering. Even complex geometries are possible to calculate. Quick testings of different alternatives of materials, shapings and coefficients of friction are possible. This can lead to a shorter development time and cost cuts because expensive physical prototyping can be reduced.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Aufgabenstellung	5
2.1	Motivation	5
2.2	Zielsetzung	5
2.3	Verwendete Hard- und Software	7
2.3.1	CATIA V5	7
2.3.2	Marc Mentat 2014.1.0	9
2.3.3	Arbeitsplatzrechner	10
2.3.4	Cluster	10
2.4	Gliederung der Arbeit	13
3	Theoretische Grundlagen	15
3.1	Dichtungssysteme in der Fahrzeugindustrie	15
3.1.1	Aufgaben und Anforderungen von Dichtungssystemen	15
3.1.2	Klassifikation von Dichtungssystemen	18
3.1.3	Dichtungswerkstoffe	23
3.1.4	Härteprüfung nach Shore	25
3.1.5	Dichtheitsprüfung	26
3.2	Finite-Elemente-Methode	29
3.2.1	Grundlagen der FEM	29
3.2.2	Lineare FEM	29
3.2.3	Nichtlineare FEM	30
3.2.4	Arten von Nichtlinearitäten	31
3.2.5	Lösungsverfahren für nichtlineare Systeme	32
3.3	Kontaktprobleme in der nichtlinearen FEM	34
3.3.1	Kontaktkörper	34
3.3.2	Contact Table	36
3.3.3	Node to Segment in Marc Mentat	37
3.3.4	Master-Slave Verfahren	38
3.3.5	Suchalgorithmus	41
3.3.6	Reibungsmodell	42
3.4	Datenaustausch im CAx-Umfeld	45
3.4.1	Techniken der virtuellen Produktentwicklung	45
3.4.2	Datenaustausch	46
3.4.3	Datenformate	48
3.4.4	CAD-FEM Prozesskette	49
4	Herausforderungen bei der FEM-Analyse von Dichtungen	53
4.1	Verhalten von Elastomeren	53
4.1.1	Hyperelastizität	54
4.1.2	Hysterese	54
4.1.3	Kriech- und Relaxationsverhalten	55
4.1.4	Mullins-Effekt	55
4.2	Dichtungen mit Einleger	57
4.3	Toleranzlagen	58
4.4	Nichtlineare FEM-Analyse	58

5	Betrachtete Problemstellungen	61
5.1	Simulation 1: Fensterführungsichtung	61
5.1.1	Problemstellung.....	61
5.1.2	Ziele und Vorgehensweise	61
5.1.3	CAD-Modell	62
5.1.4	Vernetzung der ursprünglichen Geometrie	64
5.1.5	Vernetzung der überarbeiteten Geometrie	69
5.1.6	FEM-Simulation.....	71
5.1.7	Erkenntnisse.....	77
5.1.8	Adaptierung des Modells und erneute Vernetzung	79
5.1.9	Verwendete Netze.....	81
5.1.10	Diskussion der Ergebnisse.....	83
5.2	Simulation 2: Verdeckdichtung	87
5.2.1	Problemstellung.....	87
5.2.2	Ziele und Vorgehensweise	92
5.2.3	CAD-Modell	93
5.2.4	Vernetzung	94
5.2.5	FEM-Simulation.....	95
5.2.6	Erkenntnisse aus Version 1.....	98
5.2.7	Überarbeitung des Formteils	100
5.2.8	Diskussion der Ergebnisse.....	102
5.3	Simulation 3: Kantenschutz	105
5.3.1	Problemstellung.....	105
5.3.2	Ziele und Vorgehensweise	106
5.3.3	Ermittlung der statischen Türschließkraft anhand einer 2D-Berechnung.....	106
5.3.4	CAD-Modell	108
5.3.5	Vernetzung	110
5.3.6	FEM-Simulation „2D-Gerade“.....	114
5.3.7	FEM-Simulation: „3D-Radius“	118
5.3.8	Diskussion der Ergebnisse.....	125
6	Diskussion der Ergebnisse	127
7	Zusammenfassung	129
	Literaturverzeichnis	133
	Abbildungsverzeichnis.....	137
	Tabellenverzeichnis	141
	Anhang: Werkzeuge in CATIA V5 zur Verbesserung der Oberflächenqualität	143
A.1	Disassemble	143
A.2	Fill surfaces	144
A.3	Smooth curve	145
A.4	Multi-section surfaces.....	146
A.5	Join & Healing	148
A.6	Close surface.....	149

Abkürzungen

2D	zweidimensional
3D	dreidimensional
CAD	Computer-Aided Design
CAE	Computer-Aided Engineering
CAX	Computer-Aided Technologies
CFD	Computational Fluid Dynamics
EPDM	Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk
etc.	et cetera
FE	Finite-Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
GB	Gigabyte
GHz	Gigahertz
HEX8	lineares Hexaeder-Element (8 Knoten)
IGES	Initial Graphics Exchange Specification
KO-Lage	Konstruktionslage
MKS	Mehrkörpersimulation
NURBS	Non-Uniform Rational B-Splines
NVH	Noise Vibration Harshness
QUAD4	lineares Viereck-Element (4 Knoten)
RAM	Random-Access Memory
SOP	Start of Production
STEP	Standard for the Exchange of Product Model Data
TETRA4	lineares Tetraeder-Element (4 Knoten)
TETRA10	parabolisches Tetraeder-Element (10 Knoten)
TOC	Tonneau Cover
TPE	Thermoplastische Elastomere

Formelzeichen

C_{01}, C_{10}	Materialkonstante
c_w	Luftwiderstandskoeffizient
F	Äußere Kraft
F_C	Kontaktkraft
F_R	Reibungskraft
I_1, I_2	Dehnungsinvariante
K	Steifigkeit, Steifigkeitsmatrix
k_t	tangentiale Steifigkeit
R	Innere Kraft
s	Reibweg
u	Verschiebung
W	Formänderungsenergie
μ	Reibungskoeffizient

1 Einleitung

Eine schnelle Markteinführung, der verstärkte internationale Wettbewerb und die steigenden Kundenanforderungen erfordern eine effiziente Produktentwicklung. Einerseits muss rasch auf sich ändernde Kundenwünsche reagiert werden, was eine Verkürzung der gesamten Entwicklungsdauer notwendig macht, andererseits wird auch eine konsequente Erhöhung der Produktqualität angestrebt. Um diese Forderungen zu erreichen, müssen die einzelnen Prozessabläufe optimiert und/oder parallelisiert werden. Zu einem großen Teil kann dies mit Hilfe von rechnergestützten Methoden und Techniken erreicht werden. Werden die Entwicklung und Herstellung von Produkten durchgehend rechnergestützt und basieren sie auf virtuelle Produktmodelle, spricht man von *virtueller Produktentstehung*. Auf Basis von realitätsnahen, virtuellen Repräsentationen werden Visualisierungen, Simulationen, Analysen und Optimierungen durchgeführt [1], [2].

Im Produktentstehungsprozess, ein Teil des Produktlebenszyklus, wird das Produkt sowie dessen Herstellung erdacht, geplant, berechnet, analysiert, konstruiert und optimiert [2]. Im Folgenden wird der Produktentstehungsprozess für ein Fahrzeug in der Automobilbranche genauer betrachtet, denn vor allem die Automobilindustrie hat durch den intensiven Einsatz von virtuellen Techniken in der Produktentwicklung in den letzten Jahrzehnten einen großen Wandel vollzogen. Die Entwicklungszeit von Fahrzeugmodellen konnte somit enorm verkürzt werden.

Der konkrete Ablauf, die Bezeichnungen sowie die Festlegung der Meilensteine werden bei den Herstellern unterschiedlich gehandhabt. Im Prinzip sind diese jedoch ähnlich und ein allgemeiner Entwicklungsprozess nach *Hirz* [3] ist in Abbildung 1.1 dargestellt. Dieser Produktentstehungsprozess wird in fünf Prozessphasen untergliedert, welche an den Schnittstellen durch Meilensteine getrennt sind.

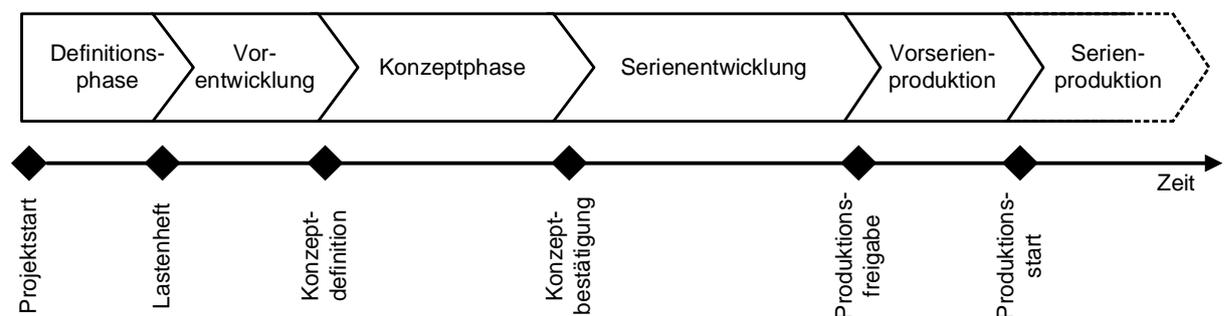


Abbildung 1.1: Allgemeiner Produktentstehungsprozess mit Prozessphasen und Meilensteinen, nach [3]

Die erste Phase der Produktentwicklung, die *Definitionsphase*, beginnt mit einer groß angelegten Marktstudie. Basierend auf der Unternehmensstrategie und den Prognosen in den Zielmärkten wird im Laufe des Prozesses ein Lastenheft erstellt, in welchem unter anderem

Fahrzeugsegmentklasse, Antriebsart, Grobabmessungen und Fahrverhalten vorgegeben sind. Weiters werden zukünftige Trends im Fahrzeugdesign evaluiert.

Während der *Vorentwicklung* wird das Fahrzeugkonzept detaillierter. Da viele Parameter noch unbekannt sind, muss bei Berechnungen und Simulationen oftmals auf das Wissen aus vergangenen Projekten und Forschungsarbeiten zurückgegriffen werden. Der Design-Prozess ist eines der Hauptgebiete dieser Phase und die Formgebung geschieht unter Berücksichtigung der technischen Anforderungen und eventueller Markenmerkmale. Außerdem werden in der Vorentwicklung die Raumausnutzung (*Package*), der Einbau von neuen Technologien und das Zusammenspiel der technischen Komponenten beleuchtet. Den Abschluss bildet eine Machbarkeitsstudie. Mit der Konzeptdefinition steht ein detailliert beschriebenes Fahrzeugkonzept fest, bei dem die wichtigsten geometrischen und funktionellen Eigenschaften fixiert sind.

In der *Konzeptphase* werden neben der Ausarbeitung und Optimierung der Lösungsvorschläge aus der Vorentwicklung auch die Einbindung in die Modellpalette und die Schaffung von Modellderivaten betrachtet. Am Ende dieser Phase steht die Konzeptbestätigung, bei der das endgültige Design fixiert ist. Dieser komplett berechnete Designvorschlag muss alle anfangs gesetzten Anforderungen aus dem Lastenheft erfüllen. Oftmals wird ein originalgetreuer Hardware-Prototyp erstellt. Treten nach der Konzeptbestätigung Änderungen auf, wirken sich diese stark auf die Projektkosten aus.

Die *Serienentwicklung* befasst sich zu einem großen Anteil mit der Herstellbarkeit des Konzepts. Die Entwicklung erfolgt dabei in enger Abstimmung mit der Produktion und den Zulieferern. In dieser Phase wird das komplette Fahrzeug als fertiges 3D-Modell und mit 2D-Zeichnungsableitungen erstellt. Diese Produktdaten werden an die Zulieferer und Hersteller weitergegeben, dessen Koordination und Integration dabei einen wichtigen Faktor darstellt. Zusätzlich werden alle Module und Komponenten in das Gesamtfahrzeug integriert, getestet, optimiert und geprüft, wodurch eine passende und fehlerfreie Funktion im komplexen Zusammenspiel aller Bauteile des Fahrzeuges garantiert werden soll. Mit der Produktionsfreigabe sind Entwicklung und Produktionsplanung fertig gestellt; das Fahrzeug kann produziert werden.

In der *Vorserienproduktion* wird das Fahrzeug in reduzierter Stückzahl hergestellt. Die einzelnen Prozesse werden getestet und jeder Schritt kontrolliert und evaluiert. Mit dem Produktionsstart (*Start of Production, SOP*) ist die geplante Auslastung erreicht und die Serienproduktion beginnt.

Ständige Qualitätskontrollen begleiten die Prozessphase der *Serienproduktion* und im Rahmen der Serienbetreuung werden notwendige Verbesserungen am Fahrzeug durchgeführt. Da der Produktlebenszyklus einige Jahre beträgt, kann es während dieser Zeit auch zu Überarbeitungen im Design oder zur Implementierung von neuen Technologien

kommen (*Produktaufwertung*). Nicht zu vernachlässigen sind Evaluierungen der Kundenbeurteilungen und die Marktresonanz, welche für zukünftige Entwicklungen eine entscheidende Rolle spielen.

Einen maßgebenden Einfluss auf den Entwicklungsaufwand üben die frühen Phasen der Fahrzeugentwicklung aus, mit der die Definitions- und Konzeptphase gemeint sind. Wie aus Abbildung 1.2 ersichtlich, nimmt das Produktwissen in den frühen Entwicklungsphasen nur langsam zu. Mit zunehmendem Projektfortschritt sinken die Freiheitsgrade für Entscheidungen und je später Änderungen am Produkt durchgeführt werden, desto höher sind auch die anfallenden Änderungskosten und notwendigen Aufwände [1].

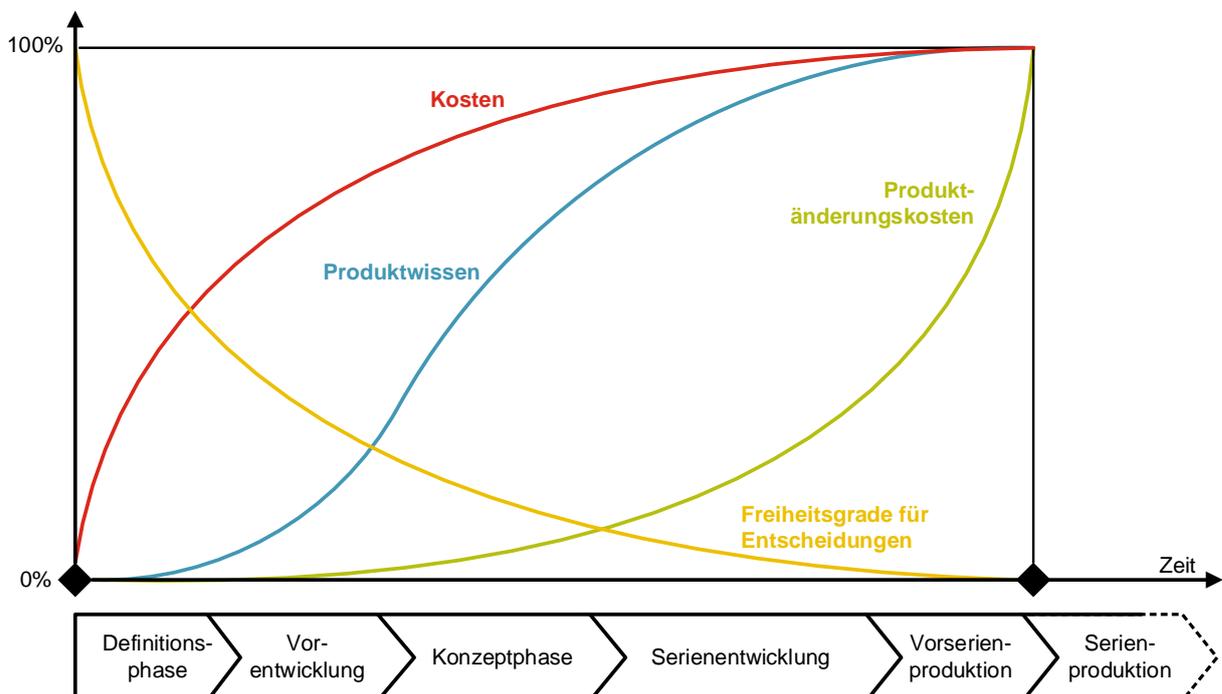


Abbildung 1.2: Kosten, Produktwissen, Produktänderungskosten und Freiheitsgrade im Laufe des Produktentstehungsprozesses, nach [1]

Obwohl noch relativ wenige Produktinformationen bekannt sind, fällt ein wesentlicher Teil der Kosten in den frühen Phasen der Entwicklung an. Es wird versucht, die große Abweichung zwischen Kosten und Produktwissen in diesen Phasen zu verkleinern, was durch verstärkte *Frontloading*-Methoden erreicht wird. Damit soll das Produktwissen (Eigenschaften, Verhalten und Tendenzen eines Bauteils) möglichst früh und vollständig in Erfahrung gebracht und bewertet werden. Der Produktreifegrad wird erhöht und den nachgelagerten Prozessen werden bessere Startbedingungen geliefert.

Frontloading wird häufig mit Hilfe von Simulationen verwirklicht. Damit lassen sich Varianten testen, Produkteigenschaften überprüfen, Schwachstellen finden und anschließend Änderungen durchführen, bis ein beabsichtigtes Optimum erreicht ist. Eine Herausforderung stellen dabei die Eingangsdaten dar, welche anfangs nur unvollständig und in mangelnder

Qualität geliefert werden. Mit den Simulationsergebnissen ist somit oft nur eine Abschätzung möglich [1].

Simulationen werden aber nicht nur als Methoden für *Frontloading* eingesetzt, sondern finden auch in fortgeschrittenen Entwicklungsphasen ihre Einsatzbereiche, etwa für Absicherungen oder Validierungen der Produkteigenschaften. Damit wird versucht, die Anzahl an kostenintensiven physischen Prototypen zu verringern.

2 Aufgabenstellung

2.1 Motivation

Die FEM-Analyse von Dichtungssystemen in der Automobilindustrie erlaubt zahlreiche Anwendungsfälle, wie etwa die Betrachtung der verformten Kontur oder die Ermittlung verschiedener Kräfte. Außerdem kann in den frühen Entwicklungsphasen von Produkten das Verhalten unterschiedlicher Materialien und Reibungsverhältnisse rasch simuliert werden, ohne dass kostspielige physische Prototypen hergestellt werden müssen.

Bisher wurden beim Industriepartner Dichtungssysteme nur anhand von zweidimensionalen Schnitten simuliert und berechnet. Durch dreidimensionale Betrachtung der Dichtungen als Volumenkörper kann der Anwendungsbereich nochmals erweitert werden, beziehungsweise erfordern manche Anwendungsfälle eine 3D-Betrachtung. So bietet eine 3D-FEM-Analyse folgende Vorteile:

- Betrachtung des Gesamtsystems der Dichtung
- Analyse komplexer Geometrien
- Berechnung und Darstellung komplexer Verformungssimulationen

2.2 Zielsetzung

Das Ziel dieser Arbeit ist, die Potentiale der 3D-FEM-Simulation von Dichtungssystemen in der Automobilentwicklung zu untersuchen. Dies soll anhand drei ausgewählter Beispiele erfolgen, welche stellvertretend für die mit FEM primär zu lösenden Problemstellungen stehen.

Die erste Simulation dient der allgemeinen Einführung in die dreidimensionale nichtlineare FEM mit der Software Marc Mentat. Dies geschieht anhand zweier Fensterführungsdichtungen im Bereich der B-Säule und des Daches. Dabei werden die ausführliche Vorgehensweise bei der Erstellung des Modells sowie die aufgetretenen Schwierigkeiten beschrieben. Zusätzlich wird der Einfluss der Diskretisierung bewertet.

In einer zweiten Simulation wird die Verformung eines geometrisch komplexen Bauteils in Einbaulage ermittelt. Dazu wird die Verdeckdichtung im Bereich des C-Knotens eines Cabriolets herangezogen. Durch die Darstellung der verformten Geometrie lässt sich erkennen, ob die Dichtung korrekt aufliegt, in der Folge kann auf die Dichtheit des Fahrzeuges in diesem Bereich geschlossen werden. Die Herausforderung liegt dabei im komplexen Aufbau der betrachteten Dichtung.

In der letzten, dritten Simulation wird untersucht, ob die Nutzung der 3D-FEM-Berechnung gegenüber der 2D-Berechnung zu einer genaueren Ermittlung der Türschließkraft führt. Dies

soll anhand eines Kantenschutzes erfolgen. Durch die Verformung des Kantenschutzes infolge der Biegung im Radius zwischen B-Säule und Dach kommt es zu einer veränderten Kraft beim Schließen der Tür. Dieser Effekt kann bei einer 2D-Berechnung nicht berücksichtigt werden. Der Einfluss dieser zusätzlichen Verformung auf die Türschließkraft wird analysiert und der Mehraufwand einer 3D-Simulation mit einer 2D-Simulation verglichen und bewertet.

2.3 Verwendete Hard- und Software

Dieses Kapitel befasst sich mit der im Rahmen der vorliegenden Arbeit genutzten Hard- und Software. Vorgabe des Industriepartners ist die Verwendung von CATIA V5 (CAD-Software) und Marc Mentat 2014.1.0 (FEM-Software).

2.3.1 CATIA V5

CATIA V5 ist ein parametrisch-assoziatives, feature-basiertes Konstruktionssystem der Firma Dassault Systèmes. Die Modelle in dieser Arbeit werden mit Release 24 erstellt und bearbeitet.

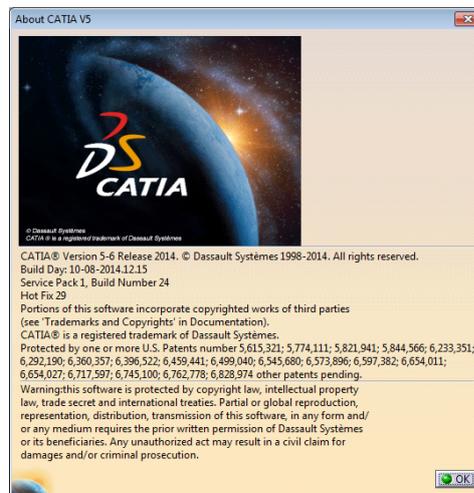


Abbildung 2.1: CATIA V5 von Dassault Systèmes

Die parametrisch-assoziative Modellierungsstrategie verbindet die Eigenschaften von Parametrik und Assoziativität und wird in sogenannten *feature*-basierten Konstruktionssystemen angewandt. Ein *Feature* ist dabei ein Objekt, das sowohl über eine geometrische Repräsentanz als auch über zusätzliche Informationen verfügt. Die *Parametrik* ermöglicht in *feature*-basierten CAD-Systemen die Steuerung der geometrischen Ausprägung der *Features* über deren Abmessungen. Neben der geometrischen Modifikation lassen sich *Features* ferner in-/aktivieren, wodurch sich in einem CAD-Modell verschiedene Varianten und Lösungsmöglichkeiten darstellen lassen. Diese Parameter werden direkt eingegeben oder über mathematische Formeln beschrieben und legen die geometrische Gestalt der *Features* fest. Die Parameter werden im Modell gespeichert, wodurch eine rasche Änderung des Modells ermöglicht wird. Unter *Assoziativität* versteht man die Verknüpfung von *Features*. Mit Hilfe von geometrischen Bedingungen werden Abhängigkeiten zwischen Objekten hergestellt [3], [4].

Wie in Abbildung 2.2 dargestellt, werden durch die *Parametrik* die Längen der Linien mit den Parametern h und b festgelegt. Die *Assoziativität* führt dazu, dass eine Modifikation des Punktes P2 eine Neuberechnung und entsprechende Änderungen der mit P2 verknüpften Linien verursacht.

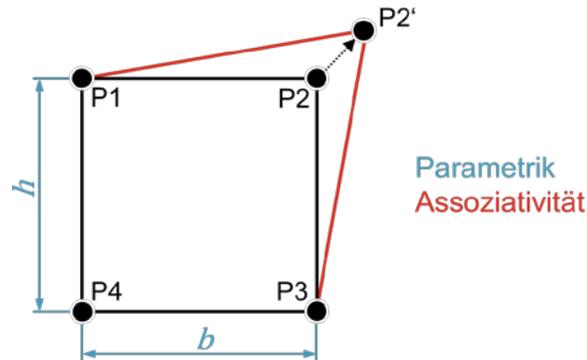


Abbildung 2.2: *Parametrik und Assoziativität*

CATIA V5 gliedert sich in mehrere Module, die auch *Workbenches* genannt werden. Jedem *Workbench* sind Befehle beziehungsweise Funktionen zugeordnet, um Aufgabenstellungen zu lösen. Während der Produktentwicklung kann zwischen den *Workbenches* einfach gewechselt werden, wobei für diese Arbeit besonders folgende *Workbenches* relevant sind:

Die Funktionalitäten des *Part Design* dienen der Modellierung von Volumenkörpern. *Assembly Design* beinhaltet Funktionen, um Baugruppen zu erstellen und zu bearbeiten, die aus zwei oder mehreren Komponenten bestehen. Hierbei werden parametrische Bedingungen verwendet, um die Freiheitsgrade der Komponenten einzuschränken und die entsprechende Position festzulegen [5]. Mit den Funktionen des *Generative Shape Design* wird der Anwender bei der Konstruktion von Kurven und Flächen komplexer Formen unterstützt [4]. Zur Vernetzung von Volumenkörpern und Flächen werden Befehle des *Advanced Meshing Tools* verwendet.

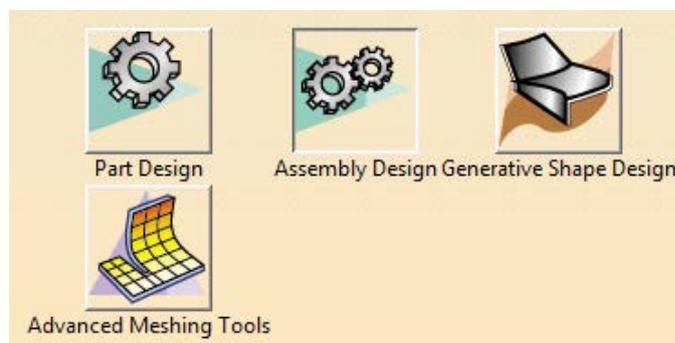


Abbildung 2.3 : Verschiedene *Workbenches* in CATIA V5

2.3.2 Marc Mentat 2014.1.0

Marc Mentat ist eine von dem Unternehmen MSC Software Corporation entwickelte FEM-Software. Die Stärken liegen vor allem in der *impliziten, nichtlinearen* Analyse. Marc bezeichnet den Solver und Mentat den dazugehörigen *Pre- und Post-Prozessor* (siehe Kapitel 3.4.4). Die Einsatzbereiche dieser Software liegen unter anderem in der Kontaktanalyse bei der Interaktion zwischen mehreren Bauteilen und in der Simulation großer Verformungen. Außerdem können Bauteile mit nichtlinearen Materialien, wie zum Beispiel hyperelastische Werkstoffe (Gummi), anisotrope Werkstoffe oder auch Verbundwerkstoffe simuliert werden, da lineare Werkstoffmodelle bei großen Verformungen versagen würden [6]. Somit eignet sich Marc Mentat für die Aufgabenstellungen dieser Arbeit. Die hier verwendete Version ist Marc Mentat 2014.1.0.



Abbildung 2.4: Marc Mentat 2014.1.0 von MSC Software Corporation

2.3.3 Arbeitsplatzrechner

Auf dem Rechner ist ein 64 Bit-Betriebssystem mit Windows 7 Enterprise installiert. Die Größe des Arbeitsspeichers (RAM) beträgt 16 GB und der Prozessor ist ein Intel® Xeon® CPU E5-1603 0 mit einer Taktrate von 2,8 GHz.

2.3.4 Cluster

Ein Cluster dient der Steigerung der Rechenleistung. Der für die Berechnungen verwendete Cluster basiert auf dem Betriebssystem Linux. Bei einer RAM-Größe von 256 GB besitzt er 2 x 6 Cores (12 Cores) mit einer Taktrate von 3,6 GHz.

Bewertung des Clusters anhand eines Testmodells

Ein Testmodell besteht aus zwei verformbaren und einem steifen Kontaktkörper im Bereich der C-Säule und des Daches (Abbildung 2.5). Die Kontaktkörper bewegen sich aufeinander zu und verformen sich dabei (Abbildung 2.6). Dieses einfach aufgebaute Modell wird einerseits auf dem Arbeitsplatzrechner, andererseits mit verschiedenen Einstellungen auf dem Cluster berechnet und die Rechenzeiten anschließend miteinander verglichen.

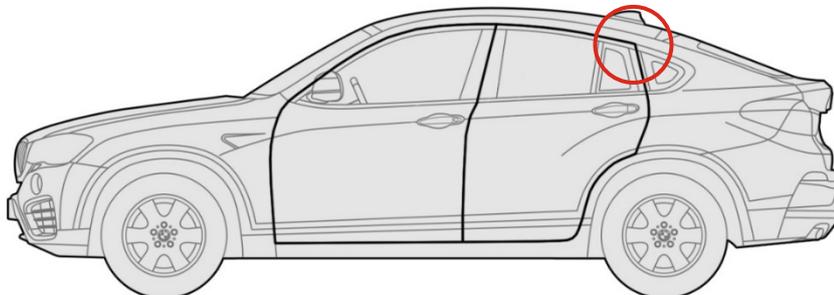


Abbildung 2.5: Lage des betrachteten Ausschnittes, nach [7]

Die FEM-Simulation ist aus drei Kontaktkörpern aufgebaut:

- Fensterführungsdichtung der Hinterscheibe, verformbar, Härte 70 Shore
- Umspritzung der Seitenscheibe, verformbar, Härte 60 Shore
- Seitenrahmen, steif

Netzparameter Fensterführungsdichtung & Umspritzung			
# Elemente	52.675	Local size	0,25 / 0,5 / 2 / 3 mm
# Knoten	83.773	Local sag	1 mm
Elementtyp	TETRA10	Geometry size limit	0,5 mm
Global size	1 mm	Mesh edges suppression	-
Global sag (Abs/Prop)	0,2 / -	Global interior size	-

Tabelle 2.1 Eingestellte Netzparameter

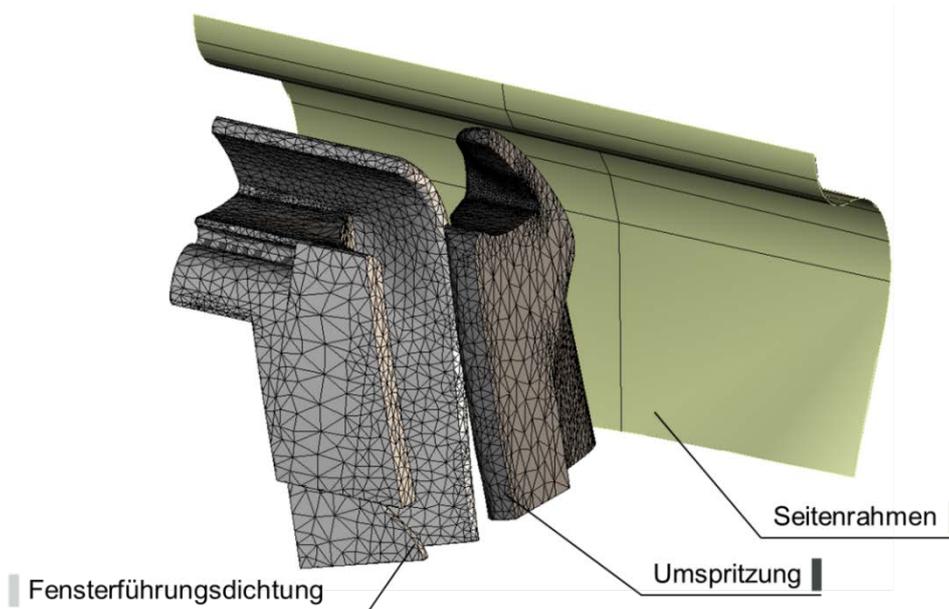


Abbildung 2.6: Aufbau des Testmodells

Wie aus Tabelle 2.2 ersichtlich, dauert die Berechnung am Arbeitsplatzrechner mit Windows 7 bei 2,8 GHz am längsten. Die Rechenzeit an den Arbeitsplatzrechnern verkürzt sich mit zunehmender Taktrate und steigender Anzahl der Cores. Dasselbe trifft auch für den Cluster zu: Mit zunehmender Anzahl der Cores sinkt die Rechenzeit. Jedoch wird mit mehr als 4 Cores die Rechenzeit verlängert. Dies liegt wahrscheinlich an der Zerlegung in Teilmodelle entsprechend der Anzahl der Cores und dem dadurch verbundenen Datenaustausch untereinander. Da dieses Modell eher klein und der Datenaustausch groß ist, erscheint eine Zerlegung in mehr als 4 Teilmodelle als nicht sinnvoll.

Somit kann die Aussage getroffen werden, dass die Rechenzeit einer Berechnung am Cluster mit der gewählten Einstellung von 4 Cores (#5) etwa 4 Mal kürzer ist als am Windows 7 Arbeitsplatzrechner (#1).

Berechnung	Plattform	Taktfrequenz	Cores	Rechenzeit
#1	Windows 7 Arbeitsplatzrechner	2,8 GHz	1	5,5 h
#2	Linux Arbeitsplatzrechner	3,7 GHz	1	4,5 h
#3	Linux Arbeitsplatzrechner	3,7 GHz	2	3,5 h
#4	Linux Cluster	3,6 GHz	2	2,3 h
#5	Linux Cluster	3,6 GHz	4	1,5 h
#6	Linux Cluster	3,6 GHz	8	1,7 h

Tabelle 2.2: Vergleich der Rechenzeiten

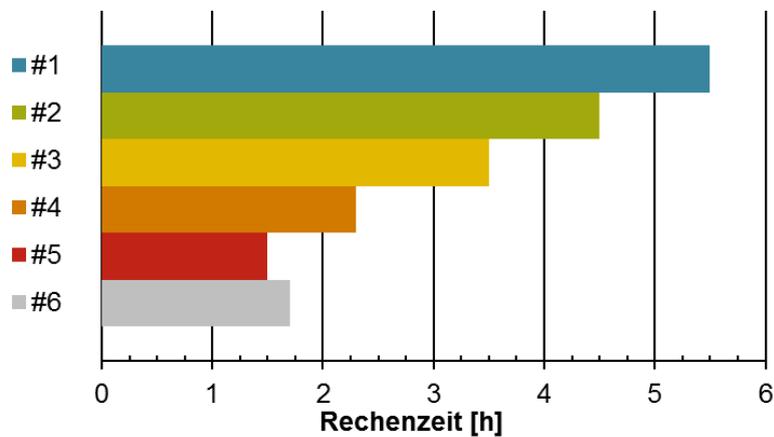


Abbildung 2.7: Vergleich der Rechenzeiten in grafischer Darstellung

Die in dieser Arbeit durchgeführten FEM-Analysen werden sowohl mit dem Windows 7 Arbeitsplatzrechner (#1) als auch mit dem Linux Cluster mit 4 Cores (#5) berechnet.

2.4 Gliederung der Arbeit

Einleitend in diese Arbeit werden die theoretischen Grundlagen der behandelten Wissensgebiete betrachtet. Dies beginnt mit der Beschreibung der zahlreichen Arten von Dichtungssystemen, welche in der Fahrzeugindustrie Anwendung finden. Jedes Dichtungssystem hat unterschiedliche Einsatzzwecke und Eigenschaften, welche kurz erläutert werden. Außerdem wird ein Einblick in die Dichtheitsprüfung von Fahrzeugen gegeben. Abschließend wird der theoretische Hintergrund der FEM beschrieben, im Besonderen wird dabei auf das Teilgebiet der nichtlinearen FEM eingegangen, welches für diese Arbeit relevant ist. Im darauffolgenden Kapitel werden die Herausforderungen bei der FEM-Analyse von Dichtungssystemen dargestellt.

Den Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit bildet Kapitel 5. Hier werden drei FEM-Simulationen mit jeweils unterschiedlichen Anwendungsfällen näher beschrieben. Dabei ist jede Simulation wie folgt gegliedert: Nach der Beschreibung der Problemstellung werden die Ziele festgelegt. Anschließend wird das CAD-Modell näher besprochen und es wird auf die Charakteristiken der Vernetzung und des FEM-Modells eingegangen. Zuletzt werden die Ergebnisse diskutiert und miteinander verglichen.

Eine Diskussion der Ergebnisse aller drei durchgeführten Simulationen findet in Kapitel 6 statt. Abschließend erfolgt in Kapitel 7 eine Zusammenfassung dieser Arbeit.

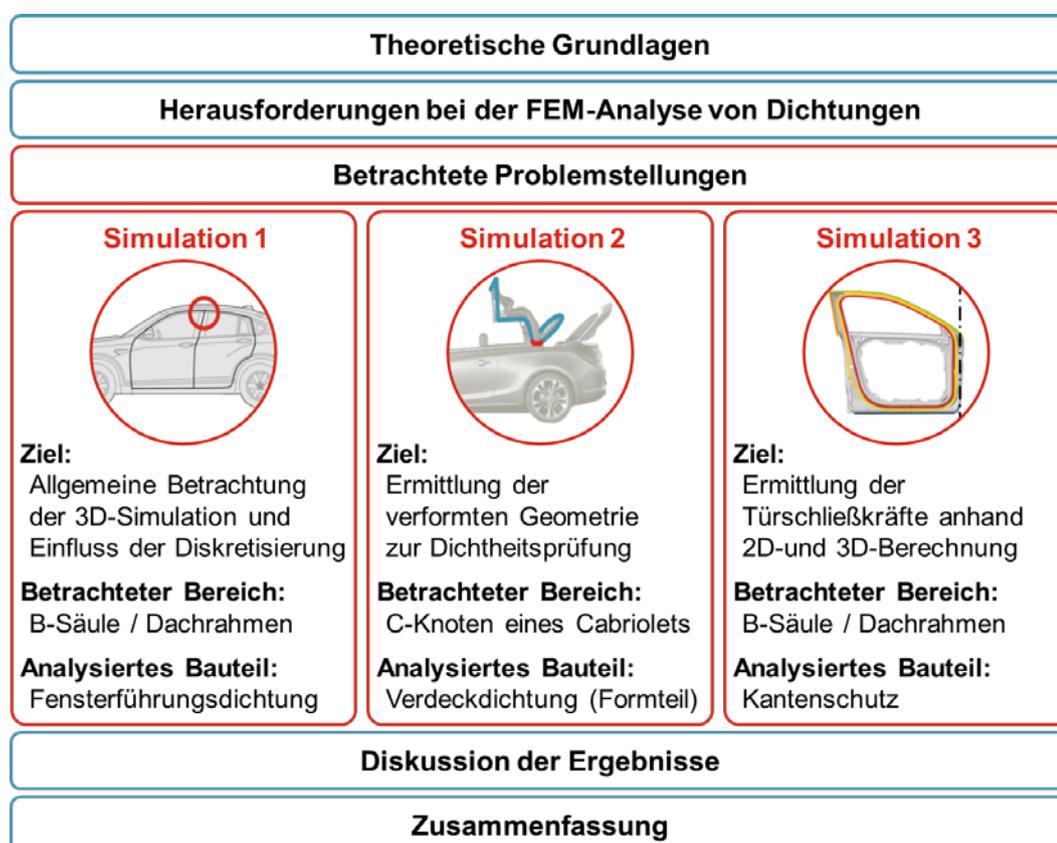


Abbildung 2.8: Aufbau dieser Arbeit

3 Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel werden die Aufgaben, Arten und verwendeten Werkstoffe von Dichtungssystemen erläutert. Ferner wird ein Einblick in die Theorie der FEM, insbesondere der nichtlinearen FEM, gegeben. Einen Schwerpunkt stellen dabei Kontaktprobleme dar, die anhand der FEM-Software Marc Mentat näher beschrieben werden.

3.1 Dichtungssysteme in der Fahrzeugindustrie

In einem modernen Kraftfahrzeug werden Dichtungen mit bis zu 90 Meter Gesamtlänge verbaut. Die heutigen Aufgabenbereiche von Karosseriedichtungssystemen in der Automobilindustrie sind bereits so vielfältig, dass diese mit einfachen Schlauchdichtungen aus Gummi bei weitem nicht mehr zu bewältigen sind. Dies erfordert teilweise komplexe und ausgereifte Dichtungssysteme; je nach Anwendungsfall können sie aus aufwendigen Profilquerschnitten, verschiedenen Materialien und Oberflächen bestehen oder setzen sich aus mehreren unterschiedlichen Formteilen zusammen [8].

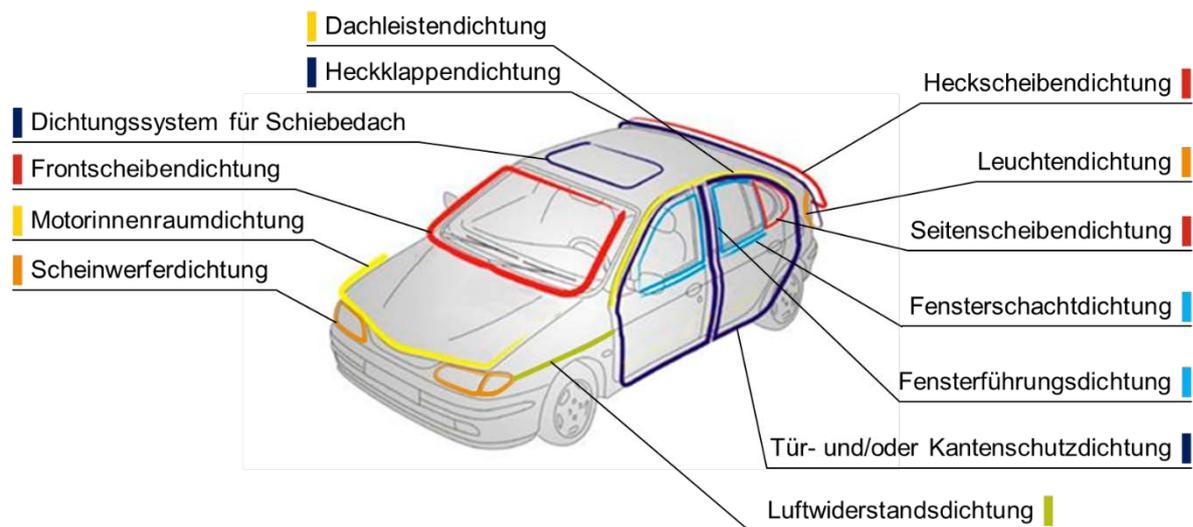


Abbildung 3.1: Auswahl an verbauten Dichtungen in einer Limousine, nach [9]

3.1.1 Aufgaben und Anforderungen von Dichtungssystemen

Die primäre Aufgabe von Dichtungssystemen ist der Schutz vor Eindringung von Wasser, Feuchtigkeit, Staub und unerwünschten Fremdstoffen in das Fahrzeug. Die Abdichtung der Karosserie ist notwendig, um die Mechanik und Elektronik unter dem Blechkleid zu schützen. Außerdem soll der Komfort erhöht werden, indem ein Eintritt von Wasser oder Staub in den Innenraum von Fahrzeugen verhindert wird [8].

Aber selbst mit Dichtungen kann keine komplette Abdichtung erfolgen. So kann etwa durch nasse Fensterscheiben Wasser in den Innenraum zwischen Tür außen- und Türinnenblech gelangen, welches korrekt abgeleitet werden muss (Abbildung 3.2).

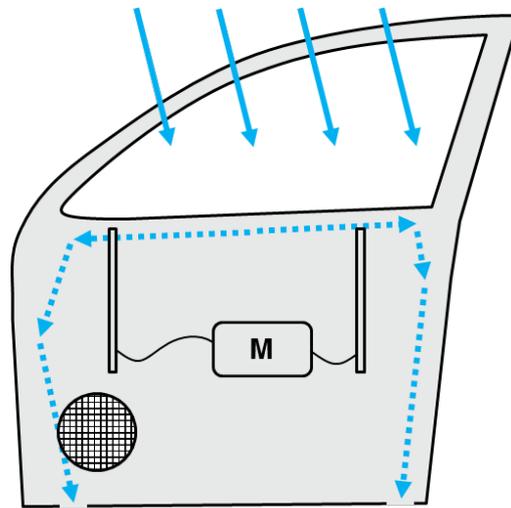


Abbildung 3.2: Prinzipskizze des Wasserpfades einer Vordertür

Eine weitere Funktion von Dichtungssystemen ist die gezielte Kanalisation von Regenwasser. In Abbildung 3.3 ist der Schnitt durch einen Dachrahmen dargestellt. Von oben kommendes Wasser wird über die am Türinnenblech aufgesteckte Dichtung abgeleitet und kann so abfließen. Es existieren aber auch Dichtungssysteme, bei denen die Wasserableitung über Nuten oder Hohlräume innerhalb des Dichtungsquerschnitts erfolgt.

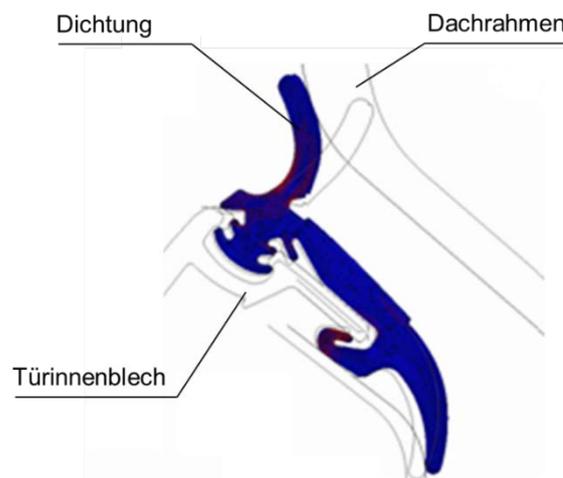


Abbildung 3.3: Schnitt durch einen Dachrahmen, nach [10]

Eine Ansammlung von Wasser an unerwünschten Stellen kann zu Korrosion, Schimmelbildung oder zum Beschlagen von Fenstern führen, im schlimmsten Fall können sogar Schäden in der Elektronik verursacht werden [11]. Kommt es bei einem Neuwagen zu solchen Problemen, liegt laut Oberlandesgericht Karlsruhe ein „erheblicher Mangel“ vor, der obendrein zu einem Rücktritt des Verkaufes berechtigt [12].

Durch moderne Fertigungsverfahren lassen sich heute minimale Spaltmaße zwischen Blechen realisieren, ganz vermeiden lassen sie sich jedoch nicht. An diesen Spalten, Ecken und Kanten kann es vor allem bei hohen Geschwindigkeiten durch gestörte Luftströmungen zu Verwirbelungen kommen. Die daraus entstehenden Windgeräusche wirken sich negativ auf das Komfortempfinden der Fahrzeuginsassen aus. Dieser Effekt soll durch den Einsatz geeigneter Dichtungen reduziert werden, aber vor allem bei Bereichen mit beweglichen Teilen stellt dies eine große Herausforderung dar. Die hierfür eingesetzten Dichtungen werden auch c_w -Dichtungen genannt [8].

Nicht zu vernachlässigen ist die Führung von Fenstern, Türen und Klappen beim Schließen. Die Dichtungssysteme haben hierbei einen maßgeblichen Einfluss auf die entstehenden Schließkräfte dieser Bauteile. Vor allem bei Automobilherstellern im Premiumsegment ist der Klang beim Schließen der Türen von Bedeutung.

Neben der Verarbeitbarkeit, der Alterungsbeständigkeit und den Herstellungskosten werden an die Dichtungen (besonders im Innenraum) auch optische Anforderungen gestellt. Diesen kann mittels Oberflächenbeschichtung mit Glanzlack, Beflockung oder farbigen Überzügen Rechnung getragen werden. Außerdem können mit Hilfe einer Beschichtung Haft- und Gleitreibung reduziert werden, um unangenehme Geräusche bei der Bewegung von Dichtungen auf Glas zu verhindern. Immer größere Rollen spielen auch der ökologische Fußabdruck sowie die Recyclingfähigkeit von Dichtungen [8], [13]. Befindet sich eine Dichtung im Sichtfeld des Lenkers, wie es beispielsweise bei der Verdeckdichtung eines Cabriolets der Fall ist, sind gesetzliche Vorschriften zu beachten, wie etwa ECE R125.

So wie alle im Innenraum eines Fahrzeuges verbauten Kunststoffe (Armaturen, Innenverkleidungen etc.) können auch Dichtungen im Laufe der Zeit gesundheitlich bedenkliche Substanzen abgeben, somit sind auch Dichtungswerkstoffe gefordert entsprechende gesetzliche Vorschriften einzuhalten. Dies betrifft jedoch mehr den Dichtungshersteller als den Industriepartner.

3.1.2 Klassifikation von Dichtungssystemen

Wie nach *U. Poestgens und Meteor Gummiwerke K.H. Bädje GmbH & Co.* [8] in den folgenden Kapiteln beschrieben, lassen sich Dichtungssysteme in statisch und dynamisch belastete Dichtungen gliedern. Statisch belastete Dichtungssysteme werden an festen, nicht beweglichen Teilen verwendet, wogegen dynamisch belastete Dichtungssysteme ihren Anwendungsbereich bei bewegten Bauteilen finden. Beim Öffnen oder Schließen von Türen, Klappen, Fenstern oder des Daches werden diese Dichtungen durch Stauchung und Entlastung dynamisch belastet.

3.1.2.1 Statisch belastete Dichtungssysteme

Front-, Heck- und (feststehende) Seitenscheibendichtungssysteme

Feststehende Scheiben werden heutzutage meist direkt mit der Karosserie verklebt. Die Dichtmasse wird direkt auf den Rand der Glasscheibe gespritzt. Mit diesem Verfahren (*Flexible Extrusion*) werden die Glasscheiben einerseits abgedichtet, andererseits ist ein einfacher Einbau der Glasscheibe als fertige Komponente möglich. Zusätzliche Lippen können als Kantenabdichtung zur Minimierung von Fahrgeräuschen angebracht werden.

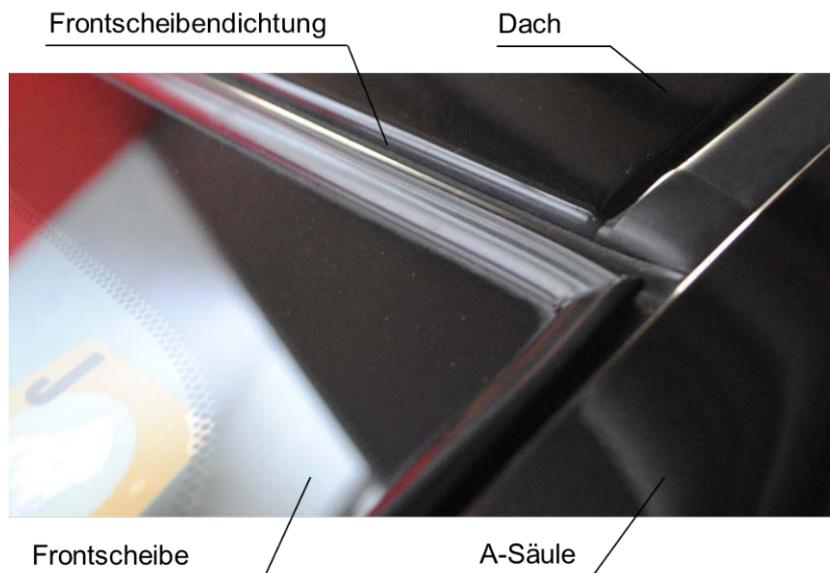


Abbildung 3.4: Frontscheibendichtung (Toyota Corolla)

Luftwiderstands-Dichtungssysteme (c_w -Dichtungssysteme)

Der Einbau von Dichtungen in Spalte der Karosserie senkt den Luftwiderstand und leistet somit einen Beitrag zur Reduktion des Kraftstoffverbrauches. Ebenso werden Verwirbelungen und in der Folge auch Geräusche minimiert, was wiederum den Fahrkomfort erhöht. Darüber hinaus lassen geschlossene Spalte das Fahrzeug optisch besser erscheinen.

Scheinwerfer- und Leuchtendichtungssysteme

Die Aufgabe dieser Dichtungen ist die in Scheinwerfer und Leuchten eingebaute Elektronik vor Wasser und Feuchtigkeit zu schützen. Außerdem muss ein Anlaufen der Gläser verhindert werden, damit die Leuchtstärke nicht an Intensität verliert.



Abbildung 3.5: Dichtungssystem an einem Scheinwerfer (Mercedes E-Klasse) [14]

3.1.2.2 Dynamisch belastete Dichtungssysteme

Dichtungssysteme für den Motorinnenraum

Die akustische Kapselung des Motorraumes verringert die Geräusche im Fahrgastraum. Die dazu verwendeten Dichtungen müssen wegen der dort auftretenden hohen Temperaturen besonders temperaturbeständig ausgeführt sein. Ferner ist auch eine Beständigkeit gegen Öle und anderer Flüssigkeiten notwendig.



Abbildung 3.6: Umlaufende Dichtung für den Motorinnenraum (Mini Cooper S Cabrio), nach [15]

Dachleisten-Dichtungssysteme

Diese Art von Dichtungssystemen verhindert beim Öffnen der Seitentür, dass angesammeltes Wasser vom Dach in den Innenraum beziehungsweise auf die Sitze gelangt. Dies geschieht beispielsweise durch eine Ableitung von Regenwasser mit Hilfe von Wasserführungsnuten. Vor allem bei Fahrzeugen ohne oberen Fensterrahmen können diese Dichtungen sehr aufwendig ausgeführt sein.



Abbildung 3.7: Dachleistendichtung (VW Golf)

Dichtungssysteme für Schiebedächer

Um Schiebedächer abzudichten sind für die Dichtungen enge Toleranzbereiche notwendig. Schon kleinste Abweichungen können zu Undichtheiten oder sehr großen Schließkräften und somit zu einer Überlastung des Stellmotors führen. Das anfallende Regenwasser wird oft mit Hilfe von speziellen Ablaufschläuchen abgeleitet.

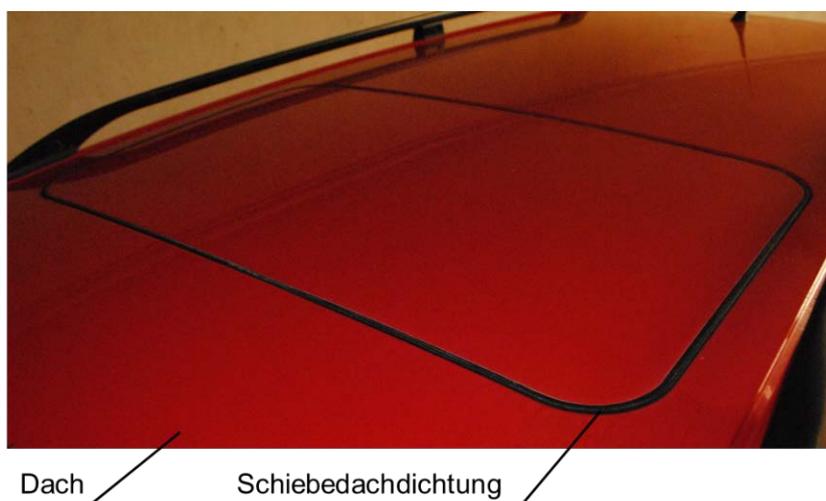


Abbildung 3.8: Dichtungssystem für ein Schiebedach (Audi 80 Avant)

Kantenschutz und Türdichtung

Der Kantenschutz ist umlaufend am Karosserie-Seitenrahmen angebracht und ist ausnahmslos in jedem Fahrzeug verbaut. Dagegen ist die an den Türen umlaufend montierte Türdichtung nur optional vorhanden. Werden Türdichtungen verwendet, bilden sie zusätzlich zum Kantenschutz eine zweite Dichtlinie. Im Bereich der Eckbögen können spezielle Formteile verwendet werden, damit die Dichtung optimal anliegt.



Abbildung 3.9: Kantenschutz (Seat Altea XL)

Fensterführungsdichtungen

Die Fensterführungsdichtung übernimmt sowohl die Führung der bewegten Seitenscheibe an der Türoberkante als auch die seitliche Führung. Wie aus Abbildung 3.10 ersichtlich, besteht sie oftmals aus verschiedenen Materialien und Oberflächen, um für jeden Dichtungsabschnitt die erforderliche Härte und Reibungseigenschaft zu erfüllen.



Abbildung 3.10: Fensterführungsdichtung einer Limousine im Bereich Dachrahmen, nach [13]

Fensterschachtdichtungen

An der Oberseite der Türbordkante befindet sich die Fensterschachtdichtung. Diese schließt einerseits den Spalt bei geöffneten Fenstern um Wasser und Fremdstoffe fern zu halten - die Elektronik und die Hebemechanik könnten sonst Schaden erlangen - andererseits ist sie auch für die Führung der Fenster verantwortlich.

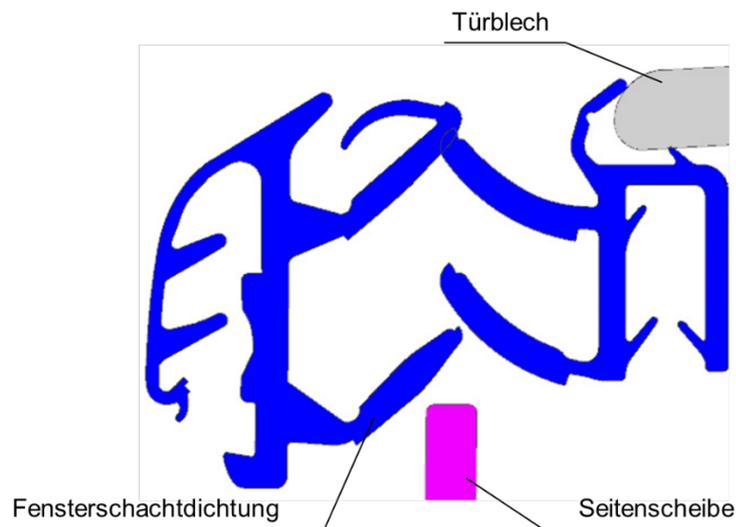


Abbildung 3.11: Dichtungssystem im Fensterschachtbereich, nach [10]

Dichtungssysteme für das Verdeckdach eines Cabriolets (Verdeckdichtung)

Zur Abdichtung des beweglichen Daches eines Cabriolets sind besonders aufwendige Dichtungssysteme notwendig. Hier wird verstärkt auf die Führung von Bauteilen, die Kanalisation von Wasser und die Geräuschminimierung geachtet. Zusätzlich erwartet der Fahrzeuglenker auch im Winter einen hohen Fahrkomfort ähnlich einer Limousine. Das fehlende Dach eines Cabriolets führt jedoch zu einer geringeren Karosseriesteifigkeit bei selbsttragenden Karosserien [16]. Die Verwindung der Karosserie ist verglichen mit einer Limousine größer, dies erfordert zum Ausgleich der größeren Verschiebungen wiederum breitere Toleranzbereiche der Abdichtung.

Diese Art von Dichtungssystemen wird in mehrere Abschnitte mit jeweils unterschiedlichen Anforderungen unterteilt, welche in Kapitel 5.2.1.1 näher beschrieben sind.

3.1.3 Dichtungswerkstoffe

Mit der stetig wachsenden Bedeutung von Dichtungssystemen in Fahrzeugen in den letzten Jahrzehnten erwies sich Kunststoff, beziehungsweise Gummi, als geeignetes Material. Davor wurde, wenn überhaupt ein Dichtungssystem vorhanden war, Leder oder Filz zur Abdichtung verwendet [8].

Klassifizierung von Kunststoffen

Kunststoffe, auch Polymere genannt, lassen sich anhand des mechanisch-thermischen Verhaltens grundsätzlich in drei Gruppen einteilen: Thermoplaste, Duroplaste und Elastomere.

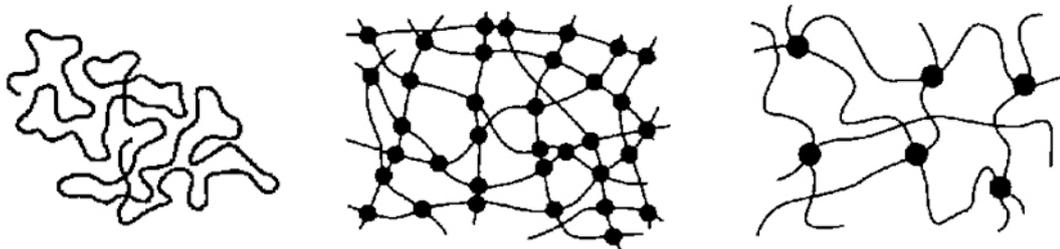


Abbildung 3.12: Chemische Struktur von Thermoplasten (links), Duroplasten (mittig) und Elastomeren (rechts), nach [17]

Thermoplaste sind Kunststoffe, bei denen die Molekülketten chemisch nicht vernetzt sind und lediglich durch zwischenmolekulare Kräfte zusammengehalten werden. Oberhalb der Schmelztemperatur beginnt ein Fließen (Schmelzen) des Materials und es kann verarbeitet werden. Nach der Abkühlung wird eine feste Gestalt eingenommen. Der Schmelz- und Erstarrungsvorgang ist beliebig oft wiederholbar [17].

Bei den Duroplasten sind die Molekülketten chemisch engmaschig miteinander quervernetzt, daher hat der Kunststoff ein hochsteifes Materialverhalten. Ist der Vernetzungsgrad hoch, besitzt der Kunststoff eine hohe Festigkeit und Steifigkeit bei einer geringen Dehnungsfähigkeit. Nach der Vernetzung beziehungsweise Vulkanisation sind Duroplaste nicht mehr schmelzbar, sondern zersetzen sich ab einer bestimmten Temperatur [17].

Elastomere sind wie Duroplaste vernetzt, besitzen aber eine weitmaschige Vernetzungsstruktur. Sie sind formfest und nach der Vernetzung nicht mehr schmelzbar. Das gummielastische Verhalten ist charakteristisch für Elastomere. Unter Belastung strecken sich die Molekülketten elastisch und nach der Entlastung findet der Kunststoff wieder in seine ursprüngliche, unverformte Gestalt zurück [17].

Bei Temperaturerhöhung über die Glasübergangstemperatur T_g wandeln sich Elastomere vom harten und spröden Zustand in den gummielastischen Zustand (Abbildung 3.13). Dieser Bereich wird Einfriertemperaturbereich ET genannt und es kommt zu einem sprunghaften

Anstieg der Dehnbarkeit und einem Abfall der Zugfestigkeit. Auf diesen Bereich folgt der Anwendungsbereich des Kunststoffes, bevor bei weiterer Erhöhung der Temperatur im Zersetzungsbereich ZT die Zersetzung erfolgt [18].

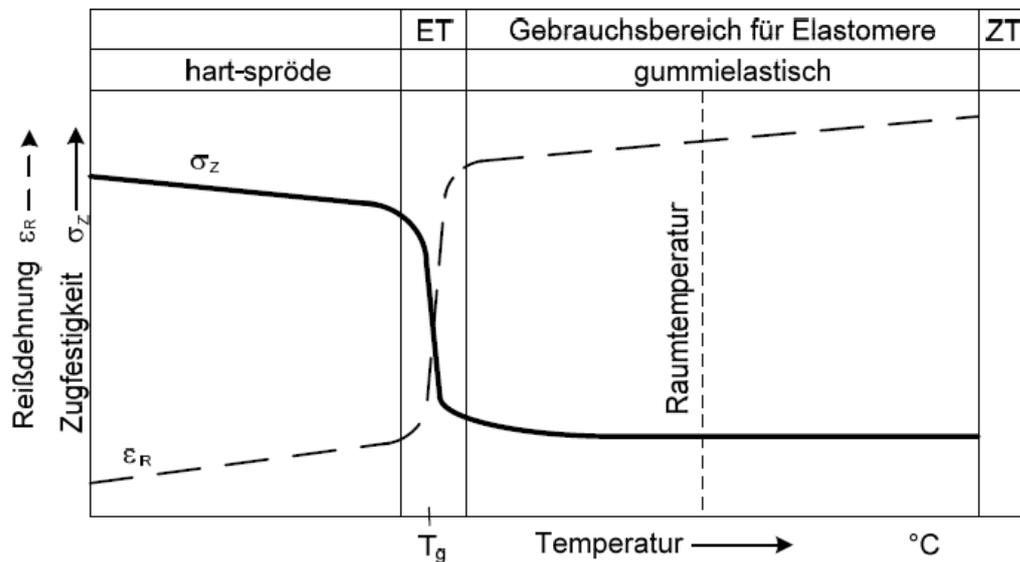


Abbildung 3.13: Zustandsdiagramm eines Elastomers [18]

Für Dichtungssysteme von Karosserien werden hauptsächlich Elastomere verwendet. Einer der wichtigsten Werkstoffe für Dichtungen ist synthetischer Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk, kurz EPDM. EPDM wird durch Peroxide vernetzt und besitzt eine gute UV-, Witterungs-, Alterungs- und Ozonbeständigkeit. Die Einsatztemperaturen betragen -50 bis $+180^\circ\text{C}$ [17].

Einen Sonderfall stellen die Thermoplastischen Elastomere dar, kurz TPE. Sie vereinigen die Vorteile von Thermoplasten und Elastomeren. Ihre Vernetzung erfolgt nicht chemisch, sondern physikalisch. Daher können sie unter Wärmezufuhr thermoplastisch verarbeitet werden, während sie bei Einsatztemperaturen ein Materialverhalten ähnlich jenem der Elastomere besitzen. Sie sind ebenfalls bedeutende Werkstoffe für Dichtungen [17], [19].

Unterscheidung der Zellstruktur

Bei Elastomeren kann außerdem eine Unterscheidung zwischen Moosgummi und Weichgummi getroffen werden. Eine offenzellige beziehungsweise schwammähnliche Struktur ist charakteristisch für Moosgummi, dessen Hohlräume mit Luft gefüllt sind. Unter Einwirkung von äußeren Drücken gibt er nach und ist dank der guten Verformungseigenschaften vor allem bei der Abdichtung von großen Toleranzen nützlich. Weichgummi dagegen ist massiv, besitzt eine höhere Verschleißfestigkeit und ist wegen der fehlenden Hohlräume inkompressibel, das heißt unter Einwirkung von Druck weicht Weichgummi aus [8].

3.1.4 Härteprüfung nach Shore

Unter Härte versteht man den Widerstand, den ein Werkstoff dem Eindringen eines Körpers entgegensetzt [20]. Für Elastomere oder gummielastische Polymere wird die Härte üblicherweise in Shore angegeben. Zur Messung der Shore-Härte wird ein federbelasteter Stift aus gehärtetem Stahl als Prüfkörper verwendet (Abbildung 3.14). Nach der Formgebung des Prüfkörpers unterscheidet man:

- Kegelstumpf (Shore A, Shore C)
- Kegel mit Kugelspitze (Shore D)

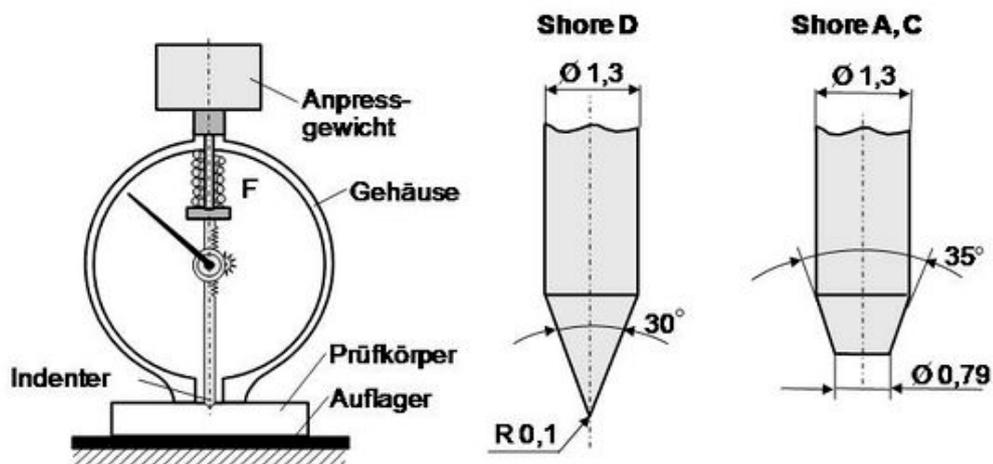


Abbildung 3.14: Prinzip der Härteprüfung nach Shore [21]

Die Eindringtiefe bestimmt dabei die Höhe der Kennzahl, welche auf einer Skala zwischen 0 und 100 liegt. So entspricht eine Eindringtiefe von 2,5 mm einer Härte von 0 Shore und ein harter Prüfkörper ohne Eindringtiefe (0mm) besitzt 100 Shore. Des Weiteren sind Dicke des Prüfkörpers, Temperaturintervall, Anpresskraft und die Dauer zum Ablesen vorgegeben. Die Härteprüfung kann mit einem Handprüfgerät erfolgen, daher ist eine Messung einfach und schnell durchzuführen [8], [21].

3.1.5 Dichtheitsprüfung

Eine Prüfung auf Wasserdichtheit ist für die Zulassungsfähigkeit eines neuen Fahrzeuges gesetzlich nicht vorgeschrieben, der Hersteller prüft stattdessen nach eigenen Vorgaben. Dem Industriepartner werden die Anforderungen somit vom Kunden erteilt, beziehungsweise ist durch „MSF Standard N70088“ ein eigenes Prüfverfahren definiert. Im Folgenden sind einige Tests nach diesem Standard näher beschrieben.

Regenschauer

Für die Simulation eines Regenschauers wird das Fahrzeug in verschiedenen Positionen mit unterschiedlicher Dauer berechnet.

Fahrzeugposition	Wassermenge	Dauer
Normal	35 l/min/m ²	10 Minuten
Steigung 12°	35 l/min/m ²	30 Minuten
Gefälle 12°	35 l/min/m ²	30 Minuten
links seitwärts 6°	35 l/min/m ²	30 Minuten
rechts seitwärts 6°	35 l/min/m ²	30 Minuten

Tabelle 3.1: Testbedingungen für einen Regenschauer, nach [22]



Abbildung 3.15: Simulation eines Regenschauers mit Fahrzeugposition „links seitwärts 6°“ [22]

Nieselregen

Bei diesem Test wird Nieselregen simuliert. Die Testbedingungen sind in Tabelle 3.2 notiert.

Fahrzeugposition	Wassermenge	Dauer
Normal	3 l/min/m ²	6 Stunden

Tabelle 3.2: Testbedingungen für Nieselregen, nach [22]

Autowäsche mit einer Bürstenwaschanlage

Bei diesem Test wird ein kompletter Zyklus durchgeführt, bestehend aus:

- 1 x Reinigungsschaum
- 1 x Vorreinigung mit Hochdruck
- 1 x Aufsprühen von Wasser
- 1 x Reinigungsschaum
- 2 x Waschen mit Bürsten
- 2 x Absprühen mit Wasser
- 2 x Trockenzyklus



Abbildung 3.16: Autowäsche mit einer Bürstenwaschanlage [22]

Autowäsche kontaktfrei – Hochdruck-Test

Das Fahrzeug wird mit einem Durchfluss von $4 \pm 0,2$ l/min mit Dachdüsen und Seitendüsen besprüht.

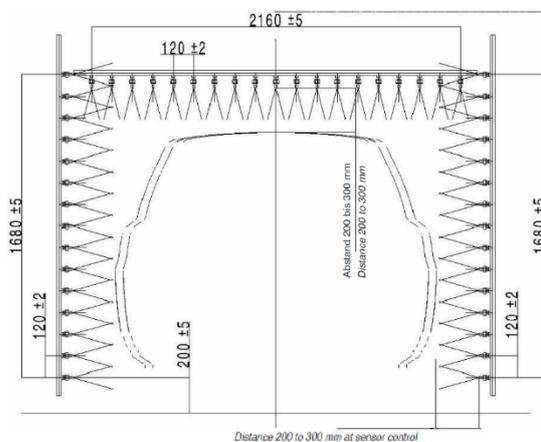


Abbildung 3.17: Autowäsche kontaktfrei – Hochdruck-Test [22]

Autowäsche kontaktfrei – Schwallwasser-Test

Hier wird das Fahrzeug mit einem Wasserschwall von 20 bis 23 l/min bei einem Druck von 0,5 bis 0,7 bar gewaschen. Die Waschanlage fährt dabei einmal die gesamte Fahrzeuglänge von vorne nach hinten mit einer Geschwindigkeit von 7 m/min ab.

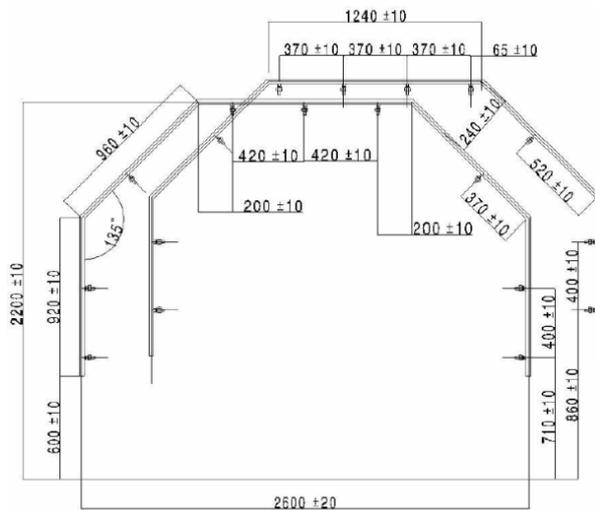


Abbildung 3.18: Autowäsche kontaktfrei – Schwallwasser-Test [22]

Autowäsche manuell

Mit einem Hochdruckreiniger wird das Fahrzeug mit vorgegebenem Durchfluss und definierter Temperatur gewaschen.



Abbildung 3.19: Autowäsche manuell [22]

3.2 Finite-Elemente-Methode

Sobald alle in der FEM-Software eingestellten Parameter stimmen, startet die Berechnung. Ob die Ergebnisse aber auch plausibel sind, muss durch den Berechnungsingenieur immer überprüft werden. In der FEM-Analyse ist eine exakte physikalische Lösung üblicherweise nicht bekannt, daher kann über die Größe eines Fehlers nichts ausgesagt werden. Die Anwendung erfordert somit ein hohes Maß an Erfahrung.

3.2.1 Grundlagen der FEM

Da in der Praxis häufig die Kräfte bekannt sind (etwa aus einer MKS-Berechnung) und die Verschiebungen die gesuchten Größen sind, arbeiten viele FEM-Programme nach dem Verschiebungsgrößen-Verfahren [23]. Dieses lässt sich leicht automatisieren und ist daher für eine Rechnerunterstützung besser geeignet als das Kraftgrößen-Verfahren.

Mit der FE-Methode lassen sich partielle Differentialgleichungen mit numerischen Verfahren lösen. Im Allgemeinen hat ein mechanisches FEM-System immer folgende Gleichgewichtsbedingung zu erfüllen:

$$F(u) = R(u) \quad (\text{Formel 3.1})$$

Dabei entspricht F der Summe der äußeren Kräfte. Für den Fall, dass ein äußerer Druck vorhanden ist, kann $F = F(u)$ sein. $R(u)$ ist die Summe der inneren Kräfte – verursacht durch innere Spannungen im Bauteil. Die Verschiebung der Knoten wird mit u bezeichnet.

3.2.2 Lineare FEM

Robert Hooke stellte anhand einer Feder den simplen Zusammenhang zwischen aufgebrachtener äußerer Kraft F und der daraus resultierenden Verschiebung u auf. Mit einer Konstanten K , genannt Steifigkeit, ergibt sich folgende Beziehung [24]:

$$F(u) = K u \quad (\text{Formel 3.2})$$

Für den linearen, statischen Fall gilt somit

$$R(u) = K u \quad (\text{Formel 3.3})$$

Für die Steifigkeit wird angenommen, dass diese *unabhängig* von der Verschiebung ist. Die gesuchte Verschiebung kann mit Division durch die Steifigkeit einfach ermittelt werden. Aus der Beziehung ergibt sich, dass sich eine Verdoppelung der Kraft in einer doppelten Verschiebung äußert. In der Realität trifft dies jedoch nur für sehr kleine Verschiebungen zu – häufig ist ein progressives Verhalten zu sehen, verursacht durch Materialeigenschaften und geometrische Effekte. Ein linearer Zusammenhang ist somit nicht mehr vorhanden. Eine Linearisierung ist daher nur bei Berechnungen mit kleinen Verschiebungen (in Relation zu den charakteristischen Größen) und elastischen Materialeigenschaften sinnvoll. Das Superpositionsprinzip, also die Überlagerung gleicher physikalischer Größen, ist für Durchbiegungen, Spannungen und Dehnungen gültig [24].

Heutige Problemstellungen sind zwar komplexer, aber das wesentliche Prinzip hat sich nicht verändert. Aus den Skalaren F und u werden Vektoren und die Konstante K wird zu einer sogenannten Steifigkeitsmatrix modifiziert [24].

3.2.3 Nichtlineare FEM

Alle Vorgänge in der Natur sind zu einem gewissen Grad nichtlinear. Deren Berechnungen sind komplexer als lineare Probleme, da etwa das Superpositionsprinzip keine Gültigkeit besitzt. In den Anfangsjahren der FEM-Analyse mussten Probleme oft linearisiert werden. Mit der Leistungssteigerung der Hardware in den letzten Jahren ist dies nicht mehr notwendig und physikalische Vorgänge können wirklichkeitsgetreuer modelliert werden. Aber auch die Software musste entsprechend angepasst werden um erfolgreiche nichtlineare Simulationen zu ermöglichen. Es ist allerdings zu erwähnen, dass auch eine nichtlineare FEM immer nur eine Annäherung an die Realität darstellt [24].

Einen Einfluss auf die Genauigkeit üben nach *MSC Software* [24] folgende Punkte aus:

- Geometrische Genauigkeit bzw. Vereinfachung der Körpergeometrie
- Diskretisierung (Art und Verteilung der Elemente)
- Materialeigenschaften und Materialverhalten
- Korrekte Einbindung der Kräfte und Randbedingungen
- Wahl der Lösungsmethode

Im Allgemeinen werden für nichtlineare FEM-Analysen mehr Bereiche mit einem verfeinerten Netz benötigt als für lineare FEM-Berechnungen, außerdem verlieren die finiten Elemente bei großen Verzerrungen des Originalnetzes oft an Genauigkeit [24]. Um gute Ergebnisse zu erhalten, müssen folgende Bereiche verfeinert werden [25]:

- Kontaktflächen (sowohl bei Kontakt mit anderen Körpern als auch Selbstkontakt)
- Gebiete mit Randbedingungen um Spannungssingularitäten zu vermeiden (zum Beispiel Einspannungen)
- Gebiete mit hohen Spannungsgradienten und großen Verformungen

Vor allem bei der Simulation von Elastomeren können sich die Bauteile extrem verformen, sodass eine lineare Berechnung nicht mehr zielführend erscheint. Die Verformungen müssen somit inkrementell aufgebracht werden. Eine solche Analyse führt oftmals zu komplexen Konturen und unerwarteten Ergebnissen. Außerdem weisen Elastomere ein nichtlineares Materialverhalten auf, welches ebenfalls in der Analyse berücksichtigt werden muss (siehe Kapitel 4.1) [23].

3.2.4 Arten von Nichtlinearitäten

Nichtlinearität kann man grundsätzlich in drei Gruppen klassifizieren. Bei Problemstellungen in der Realität kommt es oft zu einer Kombination dieser Gruppen [23], [24].

Nichtlineare Geometrie

Große Verformungen können nicht mehr mit linear-elastischen Annahmen berechnet werden. Durch den hohen Verformungsgrad kann nicht von der Anfangsgeometrie ausgegangen werden und die Verformungen müssen inkrementell aufgebracht werden. Dadurch kann für jedes Inkrement auf ein aktuelles Netz Bezug genommen werden [23].

Geometrisch lineares System	Geometrisch nichtlineares System
Gleichgewicht wird am unverformten System hergestellt	Gleichgewicht wird am verformten System hergestellt
kleine Dehnungen (es reicht eine Definition der Längenänderung bezogen auf die Ausgangslänge)	große Dehnungen
kleine Rotationen (es reicht eine linearisierte Betrachtung der Kinematik)	große Rotationen

Tabelle 3.3: Gegenüberstellung von geometrisch linearen Systemen mit geometrisch nichtlinearen Systemen, nach [26]

Nichtlineares Materialverhalten

Ein Materialmodell beschreibt grundsätzlich den Zusammenhang zwischen Dehnungen und Spannungen [26]. Ist die Verformung nicht proportional zur Belastung, so wird das Material durch nichtlineares Materialverhalten beschrieben. Metalle besitzen bei kleiner Belastung überwiegend ein elastisches Materialverhalten, wogegen Kunststoffe typischerweise ein nichtlineares Verhalten zeigen.

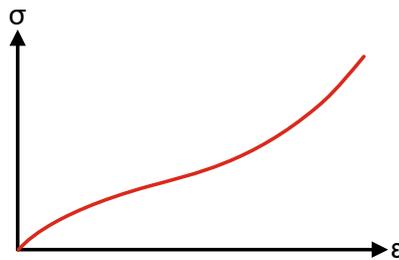


Abbildung 3.20: Typische Materialkennkurve für Elastomere, nach [27]

Nichtlineare (bzw. verschiebungsabhängige) Randbedingungen

Ein Kontaktproblem stellt einen hochgradig nichtlinearen Effekt dar, bei dem die Berührungszonen im Vorhinein nicht bekannt sind und daher nur angenommen werden können. Da sich die Randbedingungen für jedes Inkrement ändern, können solche Probleme nur mit inkrementellen Lösungsverfahren gelöst werden. Bei einem Kontakt können mechanische Effekte wie Stoßeffekte, Deformationen, Haftung, Reibung, Relativbewegung, Selbstkontakt, Trennung oder auch wiederholter Kontakt auftreten. Durch eine quasistatische Betrachtung werden dynamische Effekte (Trägheit, Dämpfung) vernachlässigt [23].

3.2.5 Lösungsverfahren für nichtlineare Systeme

Für nichtlineare Problemstellungen gilt der von Newton aufgestellte lineare Zusammenhang zwischen Kraft und Verschiebung nicht mehr, somit ist

$$F(u) \neq K u \quad (\text{Formel 3.4})$$

Für den Fall, dass die inneren Kräfte $R(u)$ nichtlinear von den Knotenverschiebungen abhängig sind, können die inneren Kräfte nicht mehr wie in Formel 3.2 beschrieben werden. Somit lautet das nun zu lösende Gleichungssystem [23]:

$$F(u) = K(u) u \quad (\text{Formel 3.5})$$

Dieses Gleichungssystem kann nicht analytisch, sondern nur iterativ gelöst werden. Im Folgenden werden zwei in der FEM übliche iterative Lösungsverfahren beschrieben.

Full Newton-Raphson Verfahren

Das *Full Newton-Raphson Verfahren* ist das Standardverfahren für nichtlineare FEM-Analysen in Marc Mentat. Beinahe alle nichtlinearen Gleichungen können damit numerisch gelöst werden. Da nach jeder Iteration eine neue Steifigkeitsmatrix gebildet wird, ist der Nachteil dieses Verfahrens, dass es sehr rechenintensiv ist. Das Verfahren bietet jedoch eine schnelle Konvergenz [28], [29].

Modified Newton-Raphson Verfahren

Beim *Modified Newton-Raphson Verfahren* läuft der Iterationsalgorithmus ähnlich dem *Full Newton-Raphson Verfahren* ab, wobei anstatt einer Neuberechnung der Tangentensteifigkeitsmatrix immer dieselbe Anfangsmatrix verwendet wird. Dies ist auch der Vorteil dieses Verfahrens, da die Matrix nur einmal gebildet werden muss und der Konvergenzradius größer ist. Nachteilig ist jedoch die langsamere Konvergenz durch die lineare Annäherung. Dies kann zu einer hohen Anzahl an Iterationen führen oder sogar zu keiner Konvergenz. Dieses Verfahren ist für umfangreiche, aber nur wenig nichtlineare Probleme gut geeignet [28], [29].

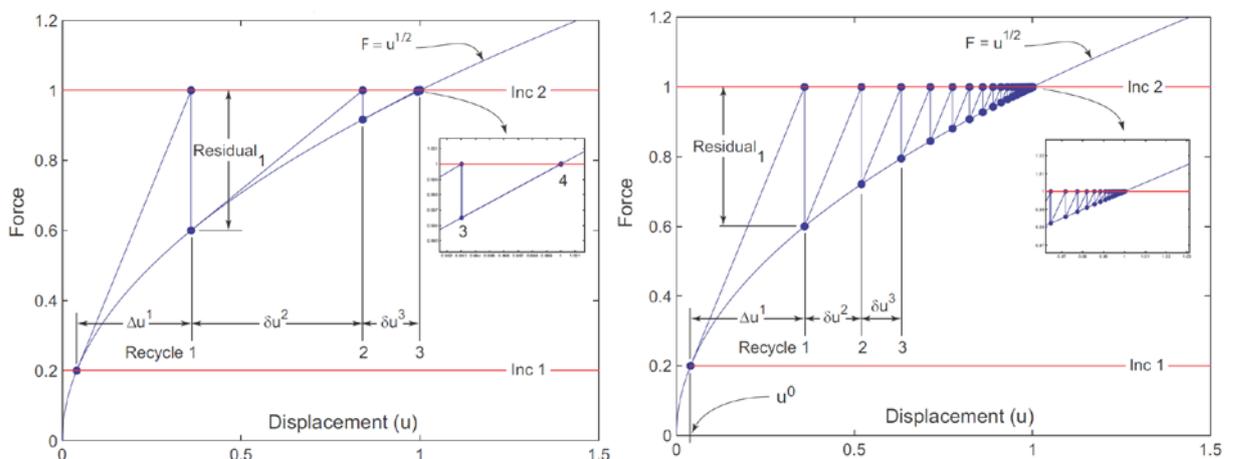


Abbildung 3.21: Grafische Darstellung des *Full Newton-Raphson Verfahrens* (links) und des *Modified Newton-Raphson Verfahrens* (rechts) [28]

3.3 Kontaktprobleme in der nichtlinearen FEM

Nachfolgend werden Kontaktprobleme in der nichtlinearen FEM-Analyse näher beschrieben, im Speziellen wird auf die in dieser Arbeit verwendete FEM-Software Marc Mentat eingegangen. Das Hintergrundwissen zu den folgenden Kapiteln wurde von *MSC Software Corporation* [28] und [30] entnommen.

3.3.1 Kontaktkörper

Marc Mentat unterscheidet grundsätzlich zwischen zwei Arten von Kontaktkörpern:

- Verformbare Körper (**Meshed Deformable**) sind vernetzt und bestehen aus finiten Elementen.
- Steife Körper (**Geometric**) sind aus Flächen aufgebaut und unverformbar.

Verformbare Kontaktkörper

Verformbare Körper sind eine Gruppierung finiter Elemente, bei denen die Randflächen durch die entsprechenden Netzelemente vorgegeben sind. In ihrem Eigenschaftsfenster ist die **Boundary Description** üblicherweise auf **Discrete** eingestellt (Abbildung 3.22 links). Die Option **Analytical** ermöglicht zwar eine genauere Definition der Ränder weil die Randflächen aus den durchschnittlichen Normalvektoren der Knoten erzeugt werden, die Rechenzeit kann sich jedoch vergrößern. Daher ist diese Option eher für kleine Verformungen gekrümmter Körper geeignet.

Die außen gelegenen Knoten und Flächen der verformbaren Kontaktkörper werden von Marc Mentat automatisch erkannt und werden verwendet, um mit einem Suchalgorithmus Kontakte zu erkennen (siehe Kapitel 3.3.5).

Steife Kontaktkörper

Steife Körper sind nicht verformbar. Die Spannungsverteilung dieser Körper ist meist nicht von Interesse und wird auch nicht ausgegeben. Sie besitzen als **Boundary Description** meist die Option **Analytical** (Abbildung 3.22 rechts), somit werden ihre Oberflächen durch *Non-Uniform Rational B-Splines*, kurz NURBS, beschrieben. NURBS sind mathematisch beschriebene Kurven oder Flächen, die mit Hilfe von Knoten und Kontrollpunkten zur Darstellung beliebiger Formen von Geometrien verwendet werden können. Diese Einstellung stellt auch die von Marc Mentat empfohlene Option für gekrümmte Flächen dar, denn die Genauigkeit der Geometrie wird erhöht und die Flächennormale kann ebenfalls genauer berechnet werden.

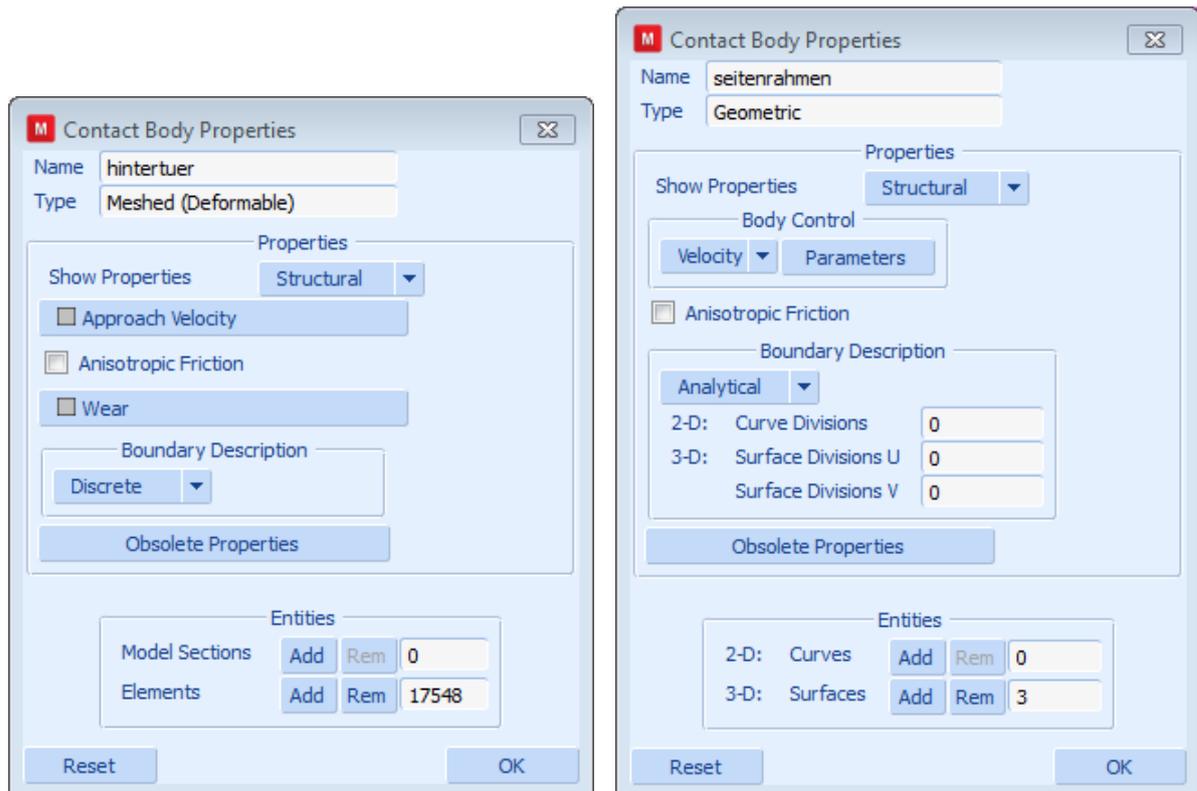


Abbildung 3.22: Dialogfenster von verformbaren Kontaktkörpern (links) und steifen Kontaktkörpern (rechts)

Oberflächen von steifen Kontaktkörpern

Steife Körper müssen nicht komplett als Bauteil importiert werden. Es ist ausreichend, wenn nur die in Kontakt stehenden Flächen eingefügt werden. Jedoch ist zu berücksichtigen, dass ein verformbarer Körper nicht außerhalb der Randfläche eines steifen Körpers rutschen darf. Eine Verschiebung muss immer in eine normale und in eine tangentielle Komponente bezüglich der steifen Fläche zerlegt werden können (Abbildung 3.23). Ist dies nicht möglich, so verursacht dies Fehler während der FEM-Berechnung.

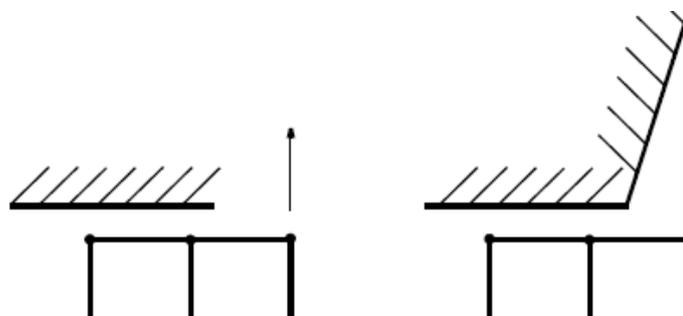


Abbildung 3.23: Falsche Definition (links) und richtige Definition (rechts) [28]

Jede Oberfläche eines steifen Körpers besitzt eine äußere und eine innere Fläche, dessen richtige Definition für die Analyse wichtig ist. Die Außenseite von steifen Körpern ist in Marc Mentat standardmäßig in goldener Farbgebung markiert, die Innenseite in der Farbe pink. Sind die Seiten verdreht, so kann dies mit der Funktion **Flip Surfaces** richtiggestellt werden.

In Abbildung 3.24 ist das Modell aus Kapitel 5.1 zu sehen, bestehend aus zwei verformbaren Dichtkörpern und einem steifen Seitenrahmen. Wichtig ist dabei die korrekte Ausrichtung der äußeren und inneren Flächen des Seitenrahmens.

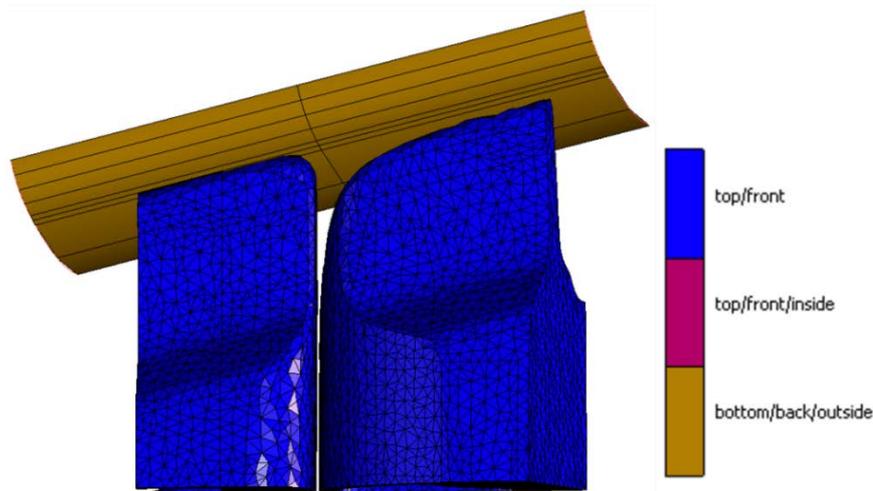


Abbildung 3.24: Definition der Innen- und Außenflächen

3.3.2 Contact Table

Speziell bei mehreren Kontaktkörpern ist es empfehlenswert, die Anzahl der möglichen Kontakte zu reduzieren. Dies erleichtert dem Suchalgorithmus die Suche nach Kontakten. Durch die Definition einer **Contact Table** lassen sich potentielle Kontakte durch den Anwender vorgeben. Außerdem können in der **Contact Table** weitere Parameter für jedes Kontaktpaar einzeln eingetragen werden, welche die globalen Einstellungen überschreiben.

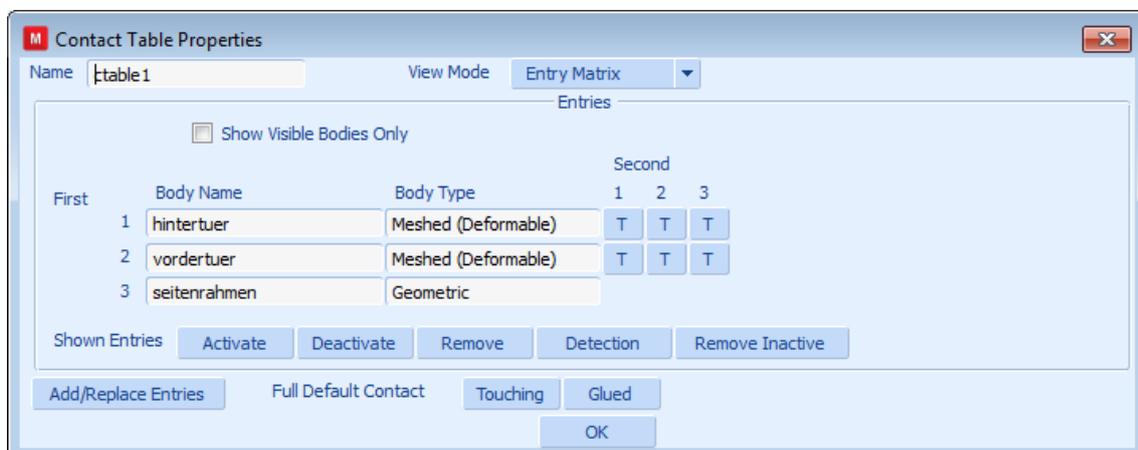


Abbildung 3.25: Dialogfenster **Contact Table**

Die Ansicht als Matrix erlaubt vor allem bei Simulationen mit mehreren Kontaktkörpern einen guten Überblick über die möglichen Kontaktpaare (Abbildung 3.25). Das angezeigte **T** in den Zellen des Dialogfensters steht für einen berührenden Kontakt (**Touching**), das **G** für einen klebenden Kontakt (**Glued**). Klickt man auf eine Zelle, so erscheint ein Detailfenster zu dem entsprechenden Kontaktpaar, in dem verschiedene Parameter des Kontakts eingestellt werden können (Abbildung 3.26).

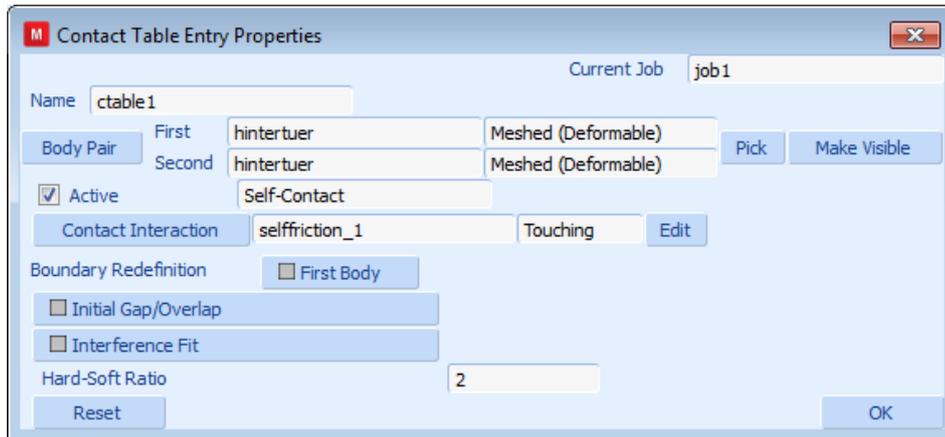


Abbildung 3.26: Dialogfenster **Contact Table Entry Properties**

3.3.3 Node to Segment in Marc Mentat

Unter **Jobs / Contact Control** können globale Einstellungen des Kontakts, wie etwa die allgemeine Sucheinstellung, definiert werden (Abbildung 3.27). Die in Marc Mentat standardmäßig eingestellte und übliche Suchmethode ist **Node to segment**. Diese beinhaltet eine *Master-Slave* Beziehung (siehe Kapitel 3.3.4). In Kontakt stehende Randknoten des *Slave* werden hier gegen die berührenden Segmente des *Master* auf Durchdringung überprüft.

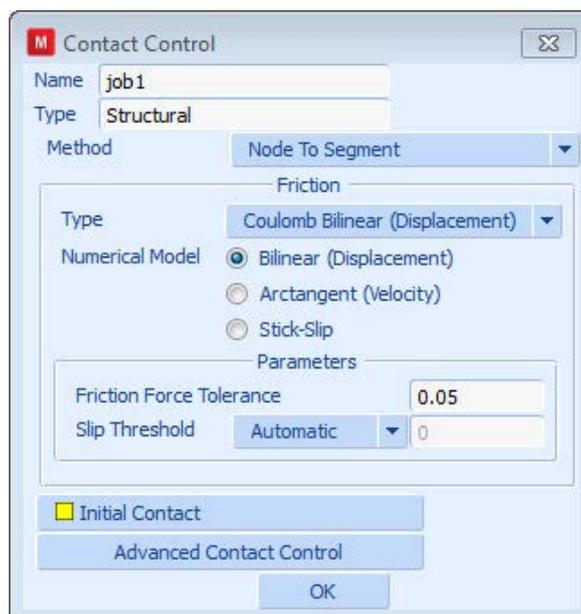


Abbildung 3.27: Dialogfenster **Jobs / Contact Control**

3.3.4 Master-Slave Verfahren

Mit Hilfe des sogenannten *Master-Slave* Verfahrens überprüft der Programmalgorithmus, ob sich zwei Körper berühren oder nicht. Ein Kontaktkörper ist dabei als *Master* definiert und der andere Körper als *Slave*. Der Suchalgorithmus überprüft, ob Randknoten des *Slave* in die Segmente des *Master* eindringen. Knoten des *Master* können in die Oberfläche des *Slave* eindringen, ohne dass Reaktionen hervorgerufen werden; umgekehrt ist dies nicht möglich und wird normalerweise auch nicht überprüft [23], [31].

Grundsätzlich ist die Festlegung als *Master* und *Slave* beliebig, es gibt jedoch Empfehlungen. Befinden sich zwei Körper in Kontakt, so soll

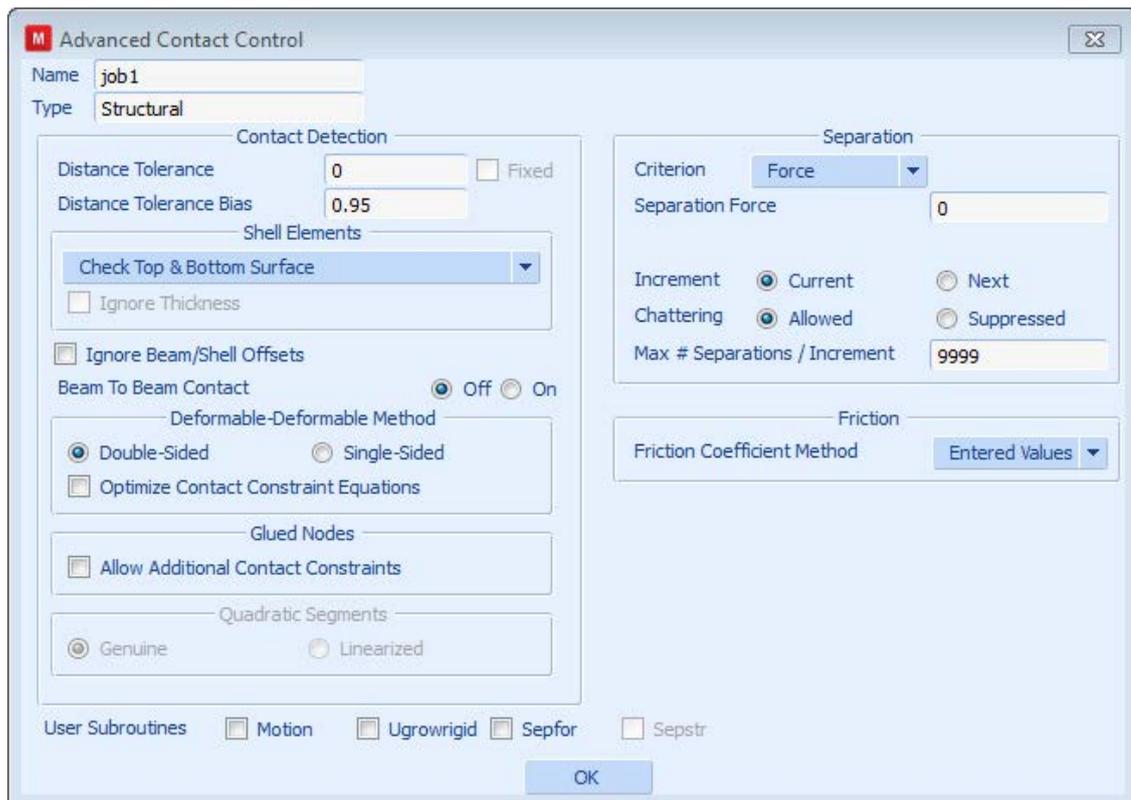
- der feiner vernetzte Körper der *Slave* sein
- der weichere Körper immer der *Slave* sein und somit der steife Körper immer der *Master* sein

Marc Mentat bietet den großen Vorteil, dass der Anwender die Kontaktkörper nicht selbst als *Master* oder *Slave* definieren muss. Hier wird die Entscheidung, welche Komponente *Master* und *Slave* ist, nämlich wie folgt festgelegt [28].

Verformbarer Körper vs. verformbarer Körper

Prinzipiell gibt es für den Fall von Kontakt zweier verformbarer Körper keine Festlegung von *Master* und *Slave*, da jeder Körper gegen jeden anderen Körper überprüft wird. Eine Ausnahme gibt es für die Einstellung **Single-sided**. Unter **Jobs / Contact Control / Advanced Contact Control** kann als globale Kontakt-Einstellung zwischen **Single-sided** und **Double-sided** gewählt werden (Abbildung 3.28):

- **Single-sided:** Hier werden nur die Knoten des ersten Körpers (entspricht somit *Slave*) gegen den zweiten Körper (hat höhere Reihenfolge, entspricht somit *Master*) überprüft. Welcher Körper der erste und der zweite ist, wird über die Reihenfolge der Erstellung in Marc Mentat festgelegt. Dies hat zur Folge, dass der Körper mit einem feineren Netz immer zuerst erstellt werden sollte, bevor ein Körper mit gröberem Netz erstellt wird!
- **Double-sided:** Diese Einstellung bedeutet, dass beide verformbare Körper sowohl als *Master* als auch als *Slave* agieren können.

Abbildung 3.28: Dialogfenster **Advanced Contact Control**

In der **Contact Table** können diese globalen Einstellungen für jede Kontaktpaarung einzeln abgeändert werden:

- **Default:** Zuerst werden die Knoten des ersten Körpers gegen den zweiten Körper überprüft, danach die Knoten des zweiten Körpers gegen den ersten Körper.
- **Automatic:** Marc Mentat ermittelt automatisch den Körper mit der kleinsten außengelegenen Elementkante, dessen Knoten dann gegen den zweiten Körper überprüft werden. Eine umgekehrte Überprüfung findet nicht statt.
- **First → Second:** Hier findet nur eine Überprüfung der Knoten des ersten Körpers gegen den zweiten Körper statt.
- **Second → First:** Hier findet nur eine Überprüfung der Knoten des zweiten Körpers gegen den ersten Körper statt.
- **Double-sided:** Überschreibt die globale Einstellung zwischen **Single-sided** und **Double-sided** im Dialogfenster **Advanced Contact Control**.

Selbstkontakt

Hier gelten dieselben Vorschriften wie für den Fall „verformbarer Körper vs. verformbarer Körper“.

Verformbarer Körper vs. steifer Körper

Für diesen Fall ist immer der steife Körper als *Master* und der verformbare Körper als *Slave* vorgegeben. Knoten können also nie die steife Oberfläche durchdringen. Die Diskretisierung (speziell in Bereichen großer Krümmung) ermöglicht jedoch, dass Elementkanten die Oberfläche durchdringen (Abbildung 3.29). Marc Mentat bietet mit der Option **Adaptive mesh generation** eine Abhilfe an, indem das Netz in solchen Bereichen verfeinert wird.

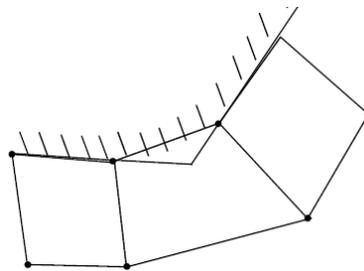


Abbildung 3.29: Durchdringung von Elementkanten infolge Diskretisierung [28]

Steifer Körper vs. steifer Körper

Diese Kombination von Körperkontakt ist eigentlich nicht möglich und ist in Marc Mentat standardmäßig nicht vorgesehen. In Sonderfällen können aber auch solche Kontakte berechnet werden.

3.3.5 Suchalgorithmus

Während des Prozesses der Kontakttermittlung ist es unwahrscheinlich, dass ein Knoten exakt ein Segment berührt. So wird während eines Inkrements vom Programmalgorithmus jeder potentielle Knoten dahingehend überprüft, ob er sich in der Nähe eines Segments befindet. Falls in der **Contact Table** definiert, sind auch Segmente desselben Körpers möglich (Selbstkontakt).

Jedem Segment wird eine sogenannte Toleranzzone zugeordnet. Befindet sich ein Knoten innerhalb dieser Toleranzzone, so wird Kontakt angenommen. Die Größe dieser Toleranzzone ist für die Berechnung nicht unwesentlich. Ist sie zu klein, so sind Kontakt und Durchdringung schwer zu ermitteln, was zu längeren Rechenzeiten und somit zu höheren Kosten führt. Dagegen führen große Toleranzzonen zu vorzeitigem Kontakt und einer größeren Ungenauigkeit, gleichzeitig durchdringt eine große Anzahl an Knoten die Fläche. Standardmäßig wird die Größe der Toleranzzone automatisch durch Marc Mentat ermittelt, nämlich 5% der kleinsten Elementkante.

Der Suchalgorithmus unterscheidet vier Fälle, die beim Kontakt zweier Körper eintreten können. In Abbildung 3.30 ist der Knoten eines *Slave* dargestellt, der sich dem Element (beziehungsweise Segment) eines *Master* schrittweise nähert.

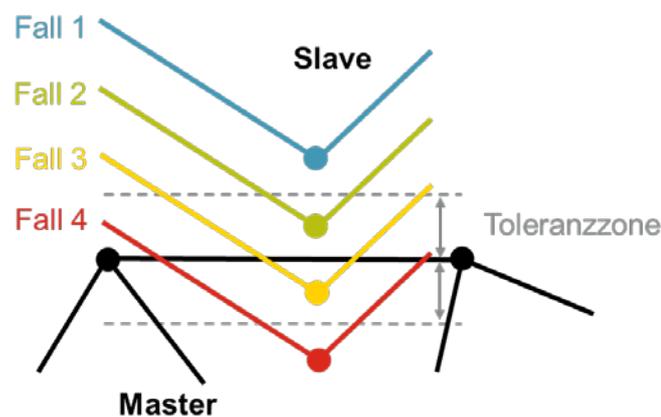


Abbildung 3.30: Mögliche Situationen von Kontakt, nach [31]

Fall 1 (Knoten ist außerhalb des Elements und außerhalb der Toleranzzone):

Die beiden Körper sind nicht in Kontakt und der Knoten verbleibt in seiner Position.

Fall 2 (Knoten ist außerhalb des Elements und innerhalb der Toleranzzone):

Der Knoten wird auf das Segment des *Master* projiziert.

Fall 3 (Knoten ist innerhalb des Elements und innerhalb der Toleranzzone):

Der Knoten wird auf das Segment des *Master* zurückgelegt.

Fall 4 (Der Knoten ist innerhalb des Elements und außerhalb der Toleranzzone):

Der Knoten durchdringt den *Master*, daher startet ein neues Inkrement mit einem modifizierten Zeitschritt. Tritt dieser Fall bereits zu Berechnungsstart ein, wird kein Kontakt erkannt.

3.3.6 Reibungsmodell

Äußere Reibung findet zwischen berührenden Kontaktflächen statt und ist ein komplexes physikalisches Phänomen, abhängig von Oberflächenrauigkeit, Temperatur, Normalkraft und Relativbewegung. Für die meisten Anwendungsfälle ist das simple *Coulombsche Reibungsgesetz* ausreichend. Dieses unterscheidet grundsätzlich zwischen einer Haft- oder Gleitreibung [28].

$$F_R < -\mu F_C \dots \text{Haftreibung} \quad (\text{Formel 3.6})$$

$$F_R = -\mu F_C \dots \text{Gleitreibung} \quad (\text{Formel 3.7})$$

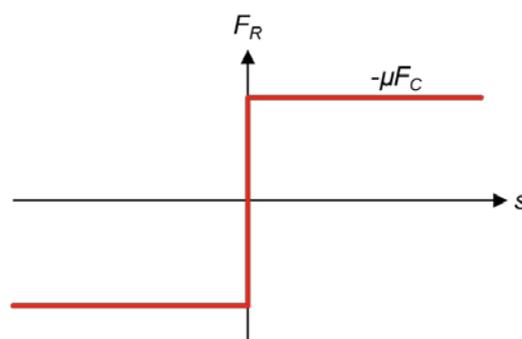


Abbildung 3.31: Coulombsches Reibungsgesetz in tangentialer Richtung, nach [26]

Zunächst wird vom FEM-Programm Haftung zwischen den beiden Kontaktkörpern angenommen. Ist die berechnete Tangentialkraft jedoch größer als die maximale Reibkraft, so herrscht Gleitreibung und der Reibweg s ist nicht mehr null. Kommt es nun zu einer Umkehrung der Bewegungsrichtung eines Körpers, so ändert auch die Reibkraft sprunghaft ihre Richtung (Abbildung 3.31). Diese Unstetigkeit kann zu Gleichgewichtsstörungen und somit zu Konvergenzproblemen führen [26].

Dieses numerische Problem kann in Marc Mentat durch verschiedene Näherungen an das *Coulombsche Reibungsgesetz* entfernt werden. Für die in dieser Arbeit durchgeführten Simulationen wird das *Bilineare Reibungsmodell* verwendet, welches unter **Contact Control** eingestellt wird (Abbildung 3.32).

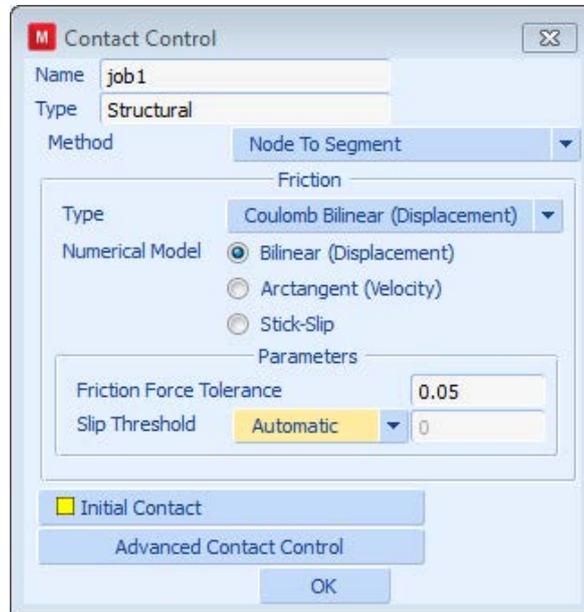


Abbildung 3.32: Dialogfenster **Contact Control**

Das *Bilineare Reibungsmodell* führt eine künstliche Feder ein, die als tangentielle Steifigkeit k_t wirkt (Abbildung 3.33). Physikalisch ist dies so vorstellbar, dass sich die „verzahnten“ Oberflächen vor dem Gleiten deformieren [26].

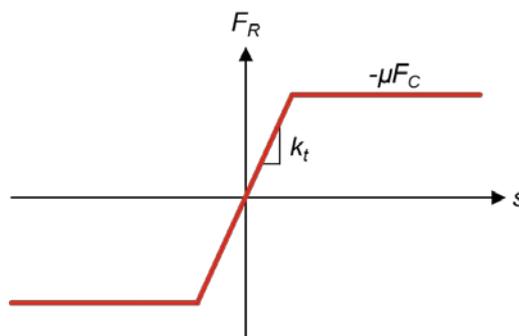


Abbildung 3.33: Bilineares Reibungsmodell, nach [26]

Kommt es jedoch während einer Simulation zu sehr großen Kontaktkräften, so stimmt das *Coulombsche Reibungsgesetz* nicht mehr mit den experimentellen Ergebnissen überein. Dies kann an Spannungen liegen, die bereits über den Festigkeitsgrenzen der Materialien liegen und daher physikalisch gar nicht möglich sind (Abbildung 3.34). Eine Abhilfe solcher Situationen könnte in Marc Mentat durch ein anderes Reibungsmodell, Einführung eines nichtlinearen Reibungskoeffizienten oder Begrenzung der maximalen Reibspannungen (Einstellung **Friction Stress Limit**) geschaffen werden.

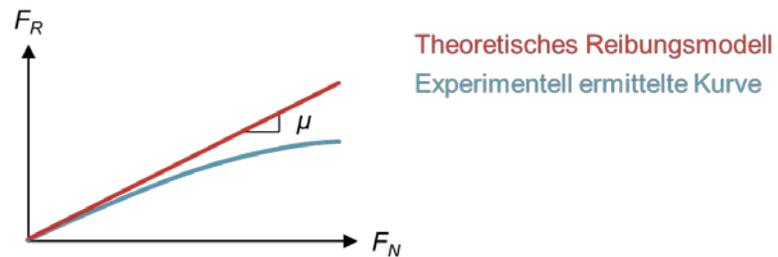


Abbildung 3.34: Abweichungen der theoretischen und experimentell ermittelten Kräfte, nach [28]

3.4 Datenaustausch im CAx-Umfeld

3.4.1 Techniken der virtuellen Produktentwicklung

Die Techniken der virtuellen Produktentwicklung werden allgemein häufig unter dem Begriff CAx (Computer-Aided Technologies) zusammengefasst. Es existieren verschiedene Softwaresysteme, wobei im Folgenden die Wechselbeziehung zwischen CAD und CAE betrachtet wird.

Unter CAD (Computer-Aided Design) versteht man die rechnergestützte Konstruktion. Dies beinhaltet sowohl die digitale Zeichnungserstellung als auch die Produktmodellierung. CAD-Systeme liefern die geometrische Grundlage eines Produktes und stellen oft den Ausgangspunkt der virtuellen Produktentstehung dar [2].

Die rechnergestützten Simulationen, Analysen und Berechnungen sind wichtiger Bestandteil im Produktentstehungsprozess und werden als CAE (Computer-Aided Engineering) bezeichnet [2]. Die wichtigsten Methoden von CAE sind:

- Finite-Elemente-Methode (FEM)
- Computational Fluid Dynamics (CFD)
- Noise Vibration and Harshness (NVH)
- Mehrkörpersimulation (MKS)

„Simulation ist das Nachbilden eines Systems mit seinen dynamischen Prozessen in einem experimentierfähigen Modell, um zu Erkenntnissen zu gelangen, die auf die Wirklichkeit übertragbar sind“ [VDI-Richtlinie 3633]. Die in den Simulationen verwendeten Modelle sind also eine Vereinfachung eines Systems. Durch diese Vereinfachungen wird der Fokus auf die Problemstellung gelegt, denn eine Lösung bei Betrachtung des komplexen Gesamtsystems wäre unmöglich. Außerdem bilden die Modelle die Basis für eine Reproduzierbarkeit der Produkteigenschaften und somit der Ergebnisse. Trotzdem sind real durchgeführte Versuche unersetzlich und können nicht gänzlich abgelöst werden. Viel mehr ergänzen sich diese beiden Disziplinen in der Entwicklung [3], [32].

(virtuelle) Simulation	(physischer) Versuch
Vorentwicklung	Ergebnisse beinhalten alle Einflüsse
Limits können ohne Gefahren überschritten werden	Feststellen von Schwachpunkten (z.B. Vibrationen)
Reproduzierbarkeit der Ergebnisse	Hohe Kosten
Herleitung schwer messbarer Parameter	Ermöglicht Fehlersuche
Finden von alternativen Varianten	Befugnis der Produktionsfreigabe

Tabelle 3.4: Gegenüberstellung der Vorteile von Simulationen und Versuchen, nach [32]

In dieser Arbeit werden verschiedene Simulationen mit der FEM-Analyse durchgeführt. Mit der Technik der FEM können einerseits die Produkteigenschaften in den frühen Phasen des Produktentstehungsprozesses frühzeitig in Erfahrung gebracht werden (*Frontloading*) oder Problemfeldanalysen können durchgeführt werden, andererseits dienen sie der Absicherung oder Validierung von Eigenschaften in späteren Prozessphasen (Abbildung 3.35). Teure und aufwendige Versuche mit physischen Prototypen können dadurch enorm verringert werden und ersparen Entwicklungszeit und -kosten.



Abbildung 3.35: Einsatzgebiet der FEM im Produktentstehungsprozess, nach [3]

3.4.2 Datenaustausch

Der Austausch von digital abgespeicherten Produktdaten zwischen verschiedenen CAx-Anwendungssoftwaresystemen kann durch sogenannte CAx-Prozessketten dargestellt werden. Dabei bildet in vielen Fällen das CAD-System, welches die geometrischen Produkteigenschaften beinhaltet, den Kern der virtuellen Entwicklung.

Im Produktentstehungsprozess sind mehrere Iterationsschleifen vorhanden, in denen die Produktdaten vom CAD-System in ein CAE-System übertragen werden und nach der Analyse zur Bearbeitung wieder ins CAD-System rückgeführt werden (Abbildung 3.36). Einen großen Vorteil erhält man bei Verwendung von parametrisch-assoziativen CAD-Systemen, bei denen die Modifikation der Produkteigenschaften mit Parameteränderungen rasch erfolgt.

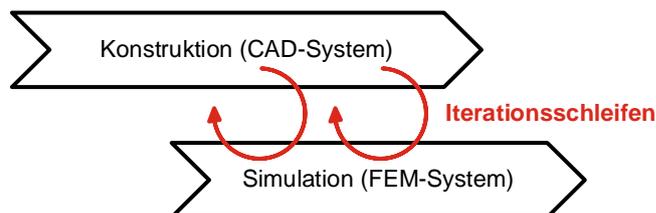


Abbildung 3.36: Iterativer Datenaustausch im CAD-CAE Prozess

Grundsätzlich wird zwischen einem horizontalen und einem vertikalen Austausch von Daten unterschieden (Abbildung 3.37). Werden Produktdaten zwischen CAx-Systemen des gleichen Typs ausgetauscht, handelt es sich um einen vertikalen Datenaustausch. Als Beispiel sei der Transfer von CAD-Daten des Herstellers zum Zulieferer erwähnt [32].

Ein horizontaler Datenaustausch findet statt, wenn im Entwicklungsprozess die Produktdaten zum nächsten Entwicklungsschritt überführt werden müssen. Dies trifft beispielsweise beim Austausch von Daten von einem CAD-System und einem FEM-System zu. Dieser Typ von

Datenaustausch ist schwieriger zu handhaben: Da nur ein Teil der Produktdaten im Zielsystem benötigt wird, ist oftmals nur eine einseitige Datenübertragung verfügbar. Um einen vollständigen Datenaustausch zu ermöglichen, ist meist ein zusätzlicher Aufwand nötig [32].

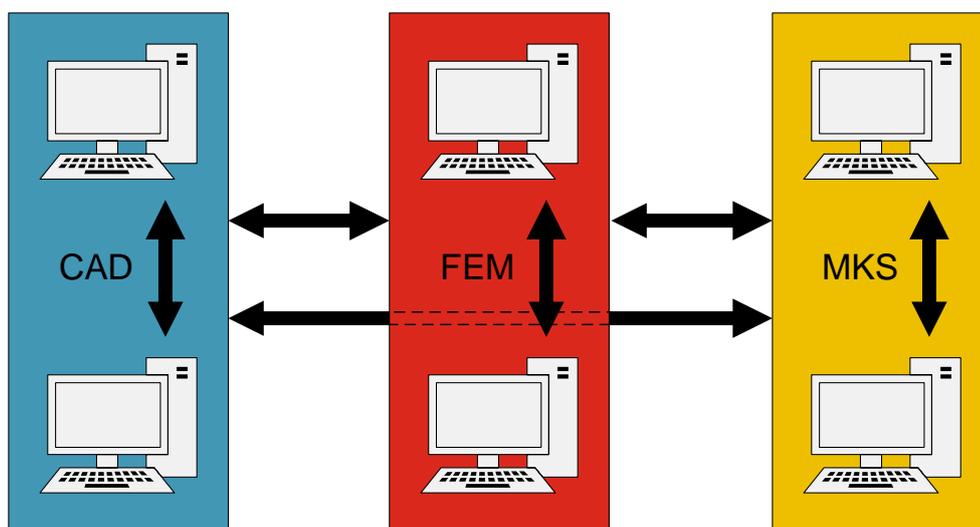


Abbildung 3.37: Horizontaler und vertikaler Datenaustausch, nach [32]

3.4.3 Datenformate

Ein Datenformat beschreibt den Aufbau und die Struktur von digitalen Informationen. Diese Informationen können gespeichert oder von einem Programm verarbeitet werden. Prinzipiell unterscheidet man zwischen zwei Arten von Datenformaten: native und neutrale Datenformate [33].

Native Datenformate

Native Datenformate beinhalten zahlreiche programmspezifische Informationen. Sie besitzen üblicherweise die höchstmögliche Genauigkeit, eine Konstruktionshistorie und eine vorgegebene Modellstruktur. CATIA V5 arbeitet beispielsweise mit einer geometrischen Genauigkeit von 0,001 mm. Die Informationen werden vollständig und oft optimiert gespeichert und ihr Anwendungsgebiet liegt im Entwicklungsprozess von Produkten. Zum Austausch zwischen unterschiedlichen CAx-Werkzeugen sind diese Formate jedoch nicht geeignet. Dazu muss man auf sogenannte neutrale Datenformate zurückgreifen [33].

Neutrale Datenformate

Neutrale Datenformate sind nicht an ein spezielles Programm gebunden, sondern können von mehreren Programmen gelesen werden. Sie haben das Ziel, durch eine Standardisierung den einfachen Austausch von Daten zwischen unterschiedlichen CAx-Programmen zu ermöglichen. Zusätzlich vereinfachen sie den Transfer mit Zulieferern. Die neutralen Datenformate enthalten nur einen begrenzten Teil an Informationen; ein Vorteil, falls an eine externe Firma nicht alle Details weitergegeben werden sollen [33].

Bei den folgenden zwei näher beschriebenen neutralen Datenformaten handelt es sich um geometrische Formate. Das bedeutet, dass sie die CAD-Produktinformationen in geometrische Einheiten zerlegen, welche mathematisch beschrieben werden.

IGES (Initial Graphics Exchange Specification) bezeichnet ein neutrales Datenformat, welches für zwei- und dreidimensionale Geometriedaten geeignet ist. Es wurde bereits vor 40 Jahren entwickelt, findet jedoch auch heute noch seine Anwendung: Geometrien für FEM-Programme werden noch häufig als *IGES* importiert. Die Informationen werden unkomprimiert abgespeichert, daher können komplexe Geometrien zu großen Dateien führen [33].

Das Datenformat *STEP* (Standard for the Exchange of Product Model Ddata) repräsentiert nicht nur die Visualisierung, sondern auch zusätzliche Informationen (Featuremodelle, Produktstrukturen etc.) des Produktmodells. Der Austausch erfolgt jedoch nicht mit parametrischen Daten. Es gibt mehrere Applikationsprotokolle, welche branchenspezifische Anwendungsbereiche abdecken. Für den Automobilbereich wird das Applikationsprotokoll AP214 zur Verfügung gestellt. Die unkomprimierte Speicherung kann große Dateien verursachen [2], [33].

3.4.4 CAD-FEM Prozesskette

Im Folgenden wird die CAD-FEM Prozesskette betrachtet, welche anhand des CAD-Systems CATIA V5 und des FEM-Systems Marc Mentat erläutert wird. Die CAD-Software stellt dabei mit ihren Produktdaten die Ausgangsbasis dar und liefert diese an die FEM-Software, welche der Berechnung von Spannungen und Deformationen dient. Eine FEM-Software besteht gewöhnlich aus drei Bereichen (Abbildung 3.38).

Der *Pre-Prozessor* ist neben der Erzeugung eines sinnvollen Netzes auch für die Festlegung der Materialien, Elementeigenschaften, Randbedingungen und Kräfte des Systems verantwortlich. Zudem muss der *Pre-Prozessor* das native Datenformat des CAD-Systems oder neutrale Datenformate einlesen können und für den *Solver* die FEM-Inputdatei ausgeben. Im *Solver* werden die Gleichungssysteme numerisch gelöst, indem die Verschiebungen des Systems berechnet werden. Über Werkstoffgesetze können anschließend Spannungen und weitere gewünschte physikalische Größen ermittelt werden. Der *Post-Prozessor* dient der Ausgabe der Ergebnisse, in dem verformte Strukturen, Kontaktflächen, Dehnungen, Spannungen etc. dargestellt werden. Um anschauliche Abbildungen zu ermöglichen, werden oftmals Farbfüllbilder verwendet [23].

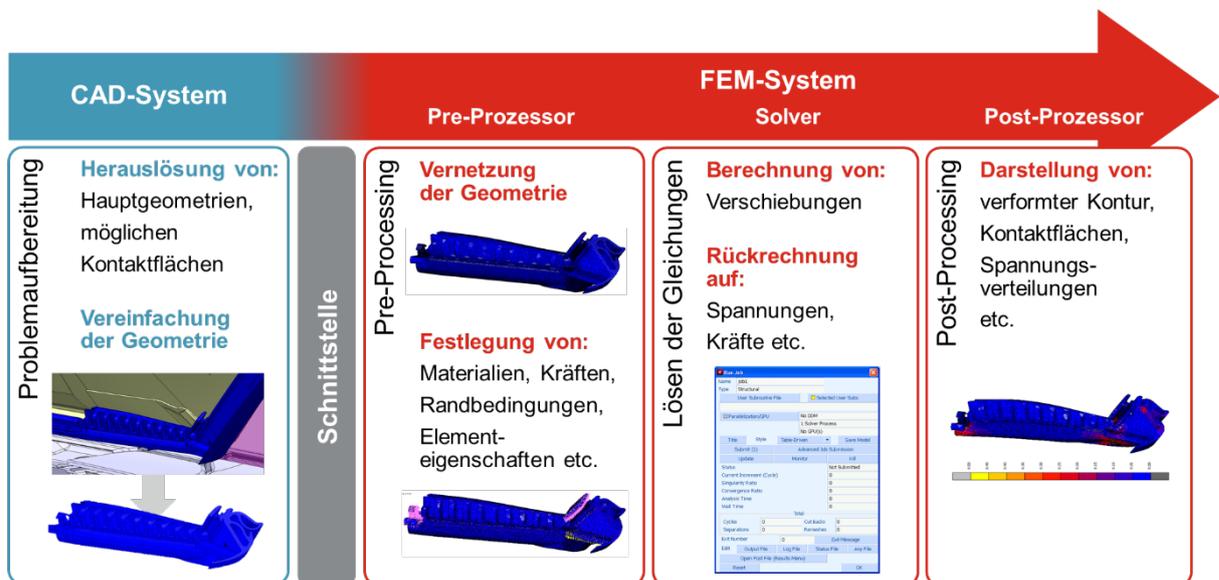


Abbildung 3.38: Grundsätzlicher Ablauf einer FEM-Analyse, nach [23]

In dieser Arbeit erfolgt die Vernetzung nicht im *Pre-Prozessor* des FEM-Systems, sondern wie vom Industriepartner vorgegeben im CAD-System. CATIA V5 ist in der Lage mit einem integrierten *Solver* FEM-Berechnungen für einfache Problemstellungen durchzuführen, daher ermöglicht es auch die Vernetzung von Körpern. Um in CATIA V5 ein Netz zu erstellen, muss dazu in das *Workbench Advanced Meshing Tools* gewechselt werden.

Beim Datenaustausch zwischen dem CAD- und dem FEM-System handelt es sich um einen horizontalen Datenaustausch, da es sich um unterschiedliche CAx-Systeme handelt. Grundsätzlich sind drei Punkte beim Datenaustausch zu beachten:

(1) Umfang an erforderlicher Geometrie

Vor allem bei 3D-Berechnungen ergeben sich hier große Herausforderungen, denn 3D-Flächen sind aufwendiger aufzutreiben und zu bearbeiten als 2D-Konturen.

(2) Modellierungstiefe und Datenqualität

Je nach Aufgabenstellung kann das Bauteil vereinfacht werden. So können an manchen Stellen eines Bauteils geometrische Details (Radien, Nuten etc.) vernachlässigt werden [23]. Außerdem sind die Modellierungstiefe und die Qualität der Daten von Interesse, dabei spielt vor allem bei 3D-Berechnungen die Flächenqualität (Stetigkeiten, Übergänge, bezugslose Flächen etc.) eine große Rolle:

Befindet sich ein Knoten eines verformbaren Körpers in Kontakt mit einem Segment eines steifen Körpers, ist es möglich, dass dieser Knoten von einem Segment zu einem anderen Segment gleitet. Falls ein Knoten ein Segment verlässt und das angrenzende Segment durch Punkt-Unstetigkeiten nicht findet, führt dies zu zusätzlichen Rechenoperationen. Tritt ein kleiner Spalt zwischen den Teilflächen auf, können sich Knoten sogar daran verhaken.

Vor allem bei 3D-Geometrien weisen Übergänge zwischen den Segmenten oft eine Punkt-Unstetigkeit auf, was an den zugrundeliegenden CAD-Daten liegen kann. CAD-Systeme arbeiten bei der Modellierung mit höchster Genauigkeit, beispielsweise besitzt CATIA V5 eine Toleranz von 0,001 mm. Beim Export der Geometriedaten in ein neutrales Datenformat (z.B. *IGES*) können die kleinen Toleranzen zu Problemen in der Verarbeitung und somit zu fehlerhaften Darstellungen im FEM-System führen. Sind Flächen stark gekrümmt oder bestehen aus vielen Einzelsegmenten, können diese beim Export als *IGES* nach Marc Mentat ebenfalls fehlerhafte Darstellungen verursachen (beispielsweise überlappende Flächen oder Lücken zwischen Segmenten, Abbildung 3.39).

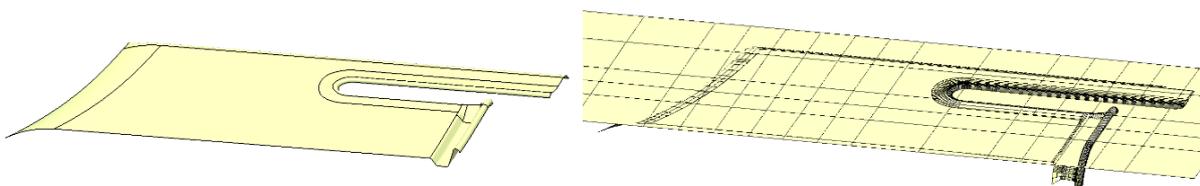


Abbildung 3.39: Unterschiedliche Darstellung von 3D-Flächen in CATIA V5 (links) und nach dem Export nach Marc Mentat (rechts)

(3) Datenformat

Hier ist zu entscheiden, welcher Inhalt zum Zielsystem transportiert wird. Der Inhalt kann nur die geometrischen Produkteigenschaften beinhalten oder aber auch zusätzliche Informationen. In der vorliegenden Arbeit werden nur die Geometrien und die vernetzten Körper vom CAD-System in das FEM-System übertragen. Materialeigenschaften werden im *Pre-Prozessor* der FEM-Software definiert, andere Modelleigenschaften wie Bemaßungen, Textnotationen, Kinematik etc. werden nicht benötigt. Dabei werden die Flächen der steifen Kontaktkörper im Format *IGES* in das Zielsystem übertragen. Die Flächen der vernetzten, verformbaren Kontaktkörper werden im Format *DAT* übermittelt, welches die Koordinaten aller Knoten und Elemente beinhaltet. Die im FEM-System berechneten verformten Konturen der vernetzten Körper werden anschließend im Dateiformat *STL* in das CAD-System rückgeführt.



Abbildung 3.40: Verwendete Datenformate beim Datenaustausch der CAD-FEM Prozesskette in dieser Arbeit

4 Herausforderungen bei der FEM-Analyse von Dichtungen

Die FEM-Analyse von Dichtungssystemen in der Automobilindustrie erlaubt zahlreiche Anwendungsfälle. Dichtungen werden in CAD-Systemen immer im unverformten Zustand dargestellt, daher bietet die Kenntnis der verformten Kontur folgende Vorteile [10]:

- Durchführung von Designabstimmungen
- Beurteilung der Raumausnutzung (*Package*)
- Betrachtung von Toleranzlagen abweichend der KO-Lage

Weiters ist es möglich, verschiedene Kräfte in Erfahrung zu bringen:

- Türschließkräfte
- Scheibenverschiebekräfte
- Aufsteck- und Abzugskräfte

Da Dichtungen oft aus verschiedenen Materialien und Oberflächen bestehen, kann mit Hilfe von FEM-Analysen das Verhalten unterschiedlicher Materialien und Varianten von Reibungsverhältnissen rasch ermittelt werden. Die Anzahl an kostspieligen physischen Prototypen kann somit verringert werden.

Die bei Dichtungssystemen verwendeten Materialien (Elastomere) zeigen in ihrem Einsatz oft komplexe Effekte. Dies stellt die FEM-Simulation vor eine große Herausforderung, teilweise können diese Effekte jedoch vernachlässigt werden. Zudem erlauben Elastomere große Verformungen, was in der FEM-Simulation ebenfalls zu berücksichtigen ist.

4.1 Verhalten von Elastomeren

Die für Dichtungswerkstoffe verwendeten Elastomere weisen im normalen Anwendungsbereich ein ausgeprägtes zeitabhängiges Deformationsverhalten auf, das durch ein viskoelastisches Materialverhalten beschrieben wird. Dabei kommt es zu einer Überlagerung der Eigenschaften von ideal-elastischen Festkörpern und ideal-viskosen Flüssigkeiten. Wirkt eine Kraft auf einen Festkörper ein, so verformt sich dieser augenblicklich (wie bei einer Feder), während eine Krafteinwirkung auf eine Flüssigkeit eine zeitlich anwachsende Verformung zur Folge hat [34]. Die Ursache der Viskoelastizität von Elastomeren liegt in der verzögerten Gleichgewichtseinstellung der Molekülketten [27].

4.1.1 Hyperelastizität

Unter Krafteinwirkung lassen sich Elastomere um ein Vielfaches ihrer Ausgangslänge strecken und nehmen nach dem Wegfall der einwirkenden Kraft wieder ihre ursprüngliche Gestalt ein. Diese Materialeigenschaft wird unter quasistatischen Bedingungen als *Hyperelastizität* bezeichnet [18].

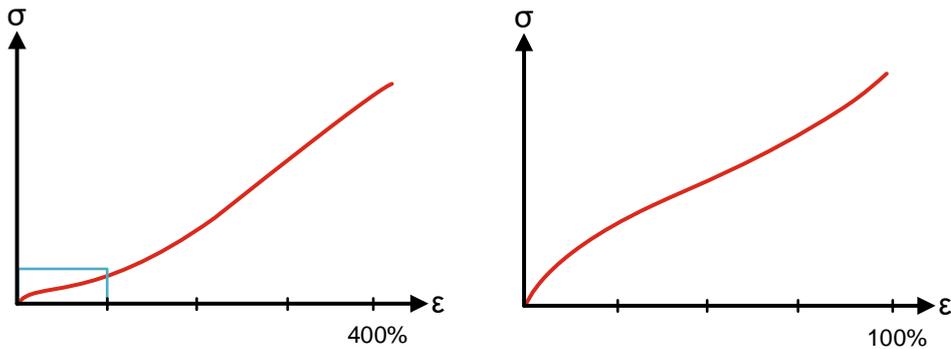


Abbildung 4.1: Spannungs-Dehnungs-Diagramm eines Elastomers unter quasistatischer Belastung, nach [18]

Wie aus Abbildung 4.1 ersichtlich, herrscht zwischen Spannung und Dehnung bei quasistatischer Belastung eine nichtlinear-elastische Beziehung. Aufgrund der großen Verformungen hat sich eine phänomenologische Beschreibung von Elastomeren mit Hilfe des Hyperelastizitätsmodells nach *Mooney-Rivlin* etabliert, unter der Voraussetzung, dass sich das Material homogen, isotrop und inkompressibel verhält [18], [23]. Mathematisch lässt sich das Materialverhalten folgendermaßen beschreiben [30]:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (\text{Formel 4.1})$$

Dabei wird die Formänderungsenergie W durch die experimentell ermittelten Materialkonstanten C_{10} und C_{01} sowie den Dehnungsinvarianten I_1 und I_2 berechnet. Dieses Materialmodell ist durch die beiden Materialkonstanten einfach anzuwenden und wird auch in dieser Arbeit verwendet.

4.1.2 Hysterese

Bei grafischer Darstellung des Materialverhaltens von Elastomeren im Spannungs-Dehnungs-Diagramm erkennt man eine Fläche zwischen Belastungs- und Entlastungskurve (*Hystereseschleife*). Durch innere Reibung der Molekülketten wird Bewegungsenergie in Wärmeenergie umgewandelt und ein irreversibler Wärmestrom an die Umgebung abgegeben. Läuft die Belastung sehr langsam ab (quasistatisch), so geht die *Hystereseschleife* gegen null [27].

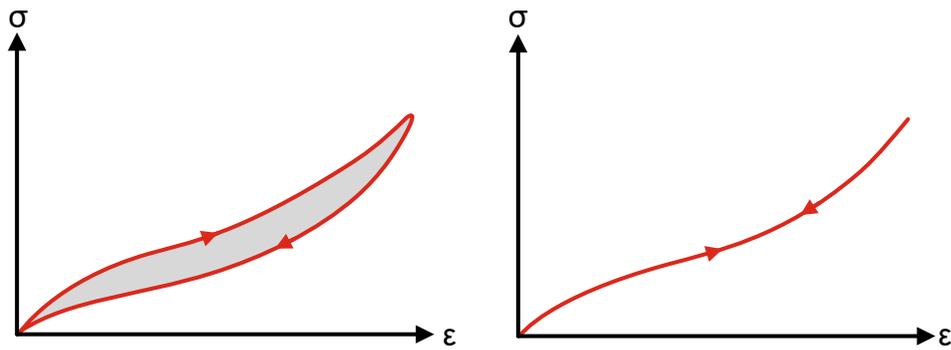


Abbildung 4.2: Spannungs-Dehnungs-Diagramm mit Hysterese (links) und unter quasistatischer Belastung (rechts), nach [27]

In dieser Arbeit wird der Hysterese-Effekt nicht berücksichtigt, da die durchgeführten FEM-Analysen mit quasistatischen Annahmen berechnet werden.

4.1.3 Kriech- und Relaxationsverhalten

Erfährt ein Elastomer eine konstante statische Verformung, so nimmt die Spannung im Bauteil über die Zeit ab (Abbildung 4.3). Dieser Vorgang nennt sich *Relaxation*. Steigt mit der Zeit die Verformung eines elastomeren Prüfkörpers bei konstanter statischer Belastung an, spricht man von *Kriechen*. Dies liegt an den langsam ablaufenden Abgleitvorgängen der Molekülketten [18], [35].

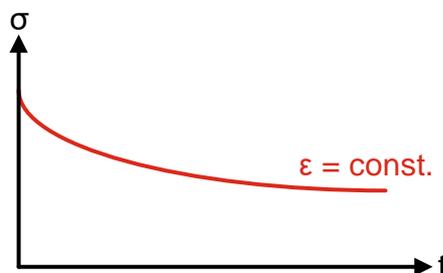


Abbildung 4.3: Relaxationsverhalten eines Elastomers, nach [35]

4.1.4 Mullins-Effekt

Der *Mullins-Effekt* tritt besonders bei gefüllten Elastomeren auf. Der Füllstoff soll der Verbesserung von Materialeigenschaften oder einer billigen Erhöhung des Volumens dienen, dabei kommt es zu einer Wechselwirkung zwischen Füllstoff und Elastomer. Er beschreibt Entfestigungseffekte von Elastomeren bei wiederholter Dehnung. Die Ursache liegt sowohl an maximal verstreckten Molekülketten, welche bei erster Belastung brechen und sich neu orientieren, als auch an abgleitenden Kontakten zwischen Molekülketten und der Oberfläche von Füllstoffteilchen [35], [36].

Wird das Bauteil bei gleicher Belastung zyklisch beansprucht, so sinkt die Steifigkeit mit jedem Belastungszyklus (Abbildung 4.4 links). Dieser Entfestigungseffekt ist nach dem zweiten

Belastungszyklus am stärksten vorhanden und nimmt mit jedem weiteren Zyklus ab, bis nach einer gewissen Anzahl an gleichen Belastungszyklen konstantes Werkstoffverhalten gezeigt wird; das Bauteil ist *vorkonditioniert* [18]. Nach der Entlastung bleibt am Bauteil eine Restdehnung ϵ_{Rest} vorhanden [27].

Wird dieses *vorkonditionierte* Bauteil über die bisherige maximale Dehnung belastet, so treten erneut Schädigungen ein und die Spannungs-Dehnungs-Kurve folgt zunächst dem Verlauf der ersten Beanspruchung (*jungfräuliche Kurve*). Nach wiederholter Belastung tritt auch hier wieder eine Restdehnung auf (Abbildung 4.4 rechts). Das Werkstoffverhalten ist somit auch von der bisherigen Belastungshistorie abhängig [35].

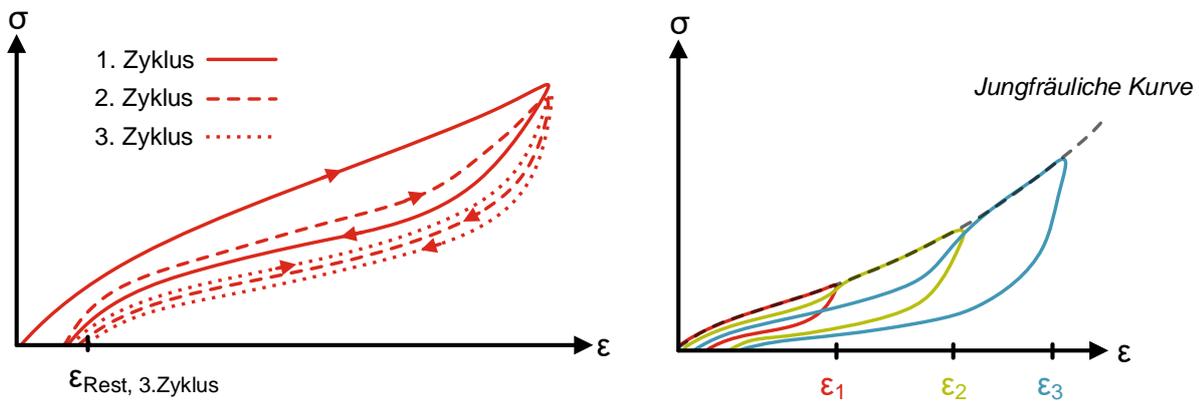


Abbildung 4.4: *Mullins-Effekt*, nach [35], [36]

Der *Mullins-Effekt* wird für die Anwendungsfälle in dieser Arbeit vernachlässigt. Dichtungen werden nur beim Öffnen und Schließen von Türen, Fenstern und Klappen belastet, dabei tritt keine zyklische Belastung auf.

4.2 Dichtungen mit Einleger

Dichtungen können metallische Einleger besitzen um einen sicheren Sitz etwa auf der Karosserie zu gewährleisten. Die U-förmigen Stanzbänder sind in den Dichtungskörper eingebettet und bestehen aus Aluminium oder Stahl (Abbildung 4.5).

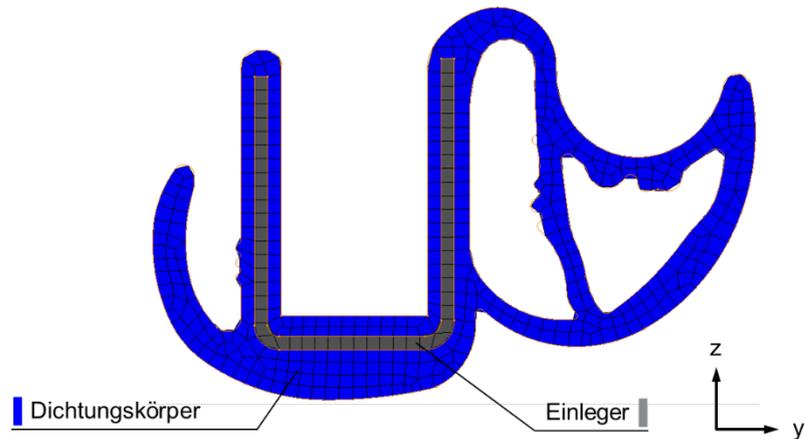


Abbildung 4.5: Dichtung mit U-förmigem Einleger

Die Materialkennwerte der Einleger können schnell in Erfahrung gebracht werden, durch vorhandene Lochungen des Stanzbandes (Abbildung 4.6) zeigt das Material jedoch anisotropes Verhalten und die Beziehung Kraft-Verformung ist abhängig von der Belastungsrichtung. Daher werden die in dieser Arbeit verwendeten Einleger vereinfacht als ungestanzter Gummi-Werkstoff mit den zur Verfügung stehenden Kennwerten der höchsten Härte (90 Shore) angenommen.

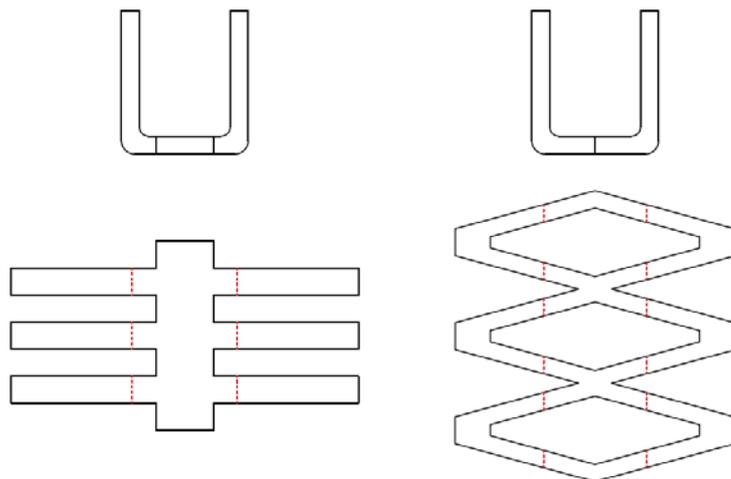


Abbildung 4.6: Formen von Einleger

4.3 Toleranzlagen

Bei Dichtungen sind Toleranzen der angrenzenden Bauteile abweichend der Konstruktionslage (KO-Lage) zu beachten, welche durch die Montage und/oder Herstellung entstehen können. Diese Toleranzen können die Verformung der Dichtung und somit Dichtheit, Türschließkräfte etc. beeinflussen; sie müssen daher bei der FEM-Berechnung berücksichtigt werden.

Die Abbildung aller möglichen Kombinationen von Toleranzlagen der Bauteile und der Dichtung stellt einen sehr großen Arbeitsaufwand dar. Vielmehr werden, basierend auf Erfahrungswerten, nur jene Bauteile in Toleranzlagen abgebildet, bei denen größere Toleranzen zu erwarten sind. Eine mögliche Verdrehung der Dichtung wird beim Industriepartner üblicherweise nicht berücksichtigt.

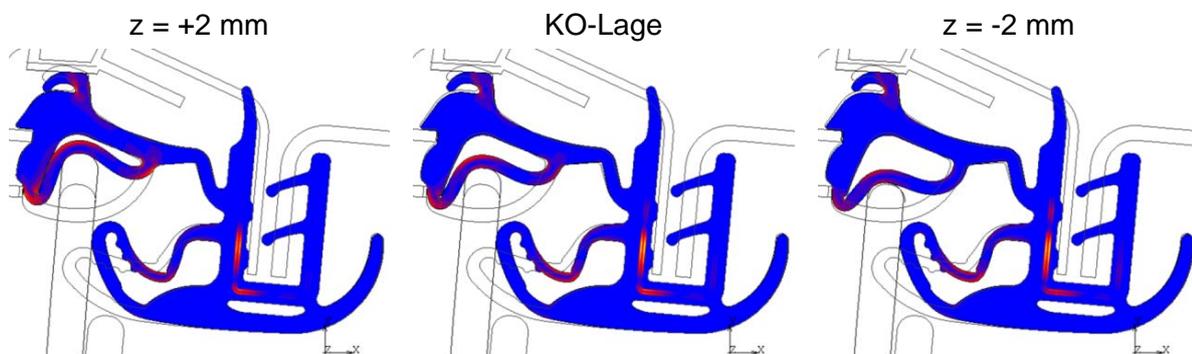


Abbildung 4.7: Darstellung verschiedener Toleranzlagen einer Seitenscheibe [10]

4.4 Nichtlineare FEM-Analyse

Bei FEM-Verformungsanalysen von Dichtungssystemen müssen üblicherweise alle drei Arten von Nichtlinearitäten berücksichtigt werden (siehe Kapitel 3.2.4):

- Große Verformungen → Nichtlineare Geometrie
- Elastomere → Nichtlineares Materialverhalten
- Kontaktprobleme → Nichtlineare Randbedingungen

Die Inkompressibilität der verformbaren Elastomere muss in der FEM-Analyse berücksichtigt werden. Mit der Einstellung **Full & Herrmann Formulation** (Abbildung 4.8) kann den Elementen ein zusätzlicher Freiheitsgrad für Druck zugewiesen werden, was sich für Elastomere gut eignet [25].

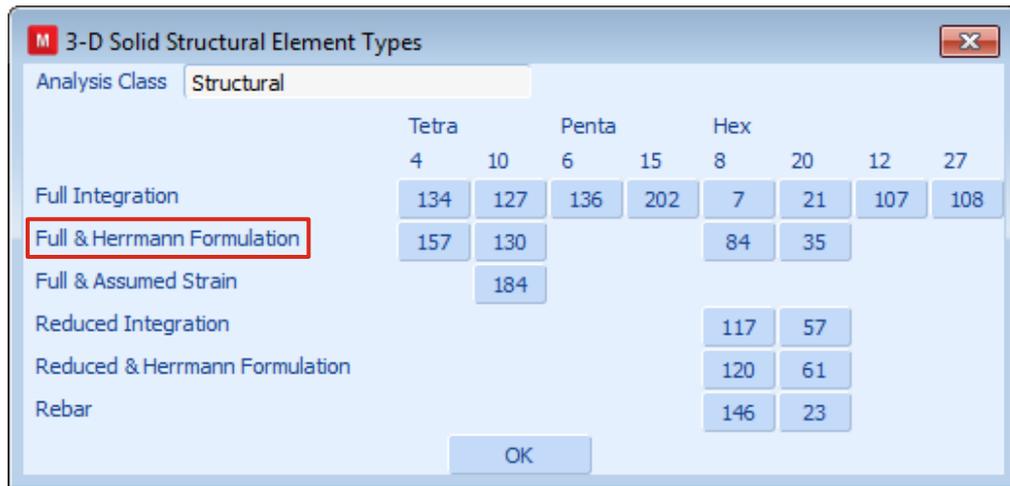


Abbildung 4.8: Zuweisung der Elementeigenschaften

Weiters ist der Elementtyp zu beachten. Lineare Elemente besitzen an jedem Eckpunkt einen Eckknoten an dem die Verschiebung berechnet wird; Verschiebungen zwischen den Knoten werden linear approximiert. Ist zusätzlich zu den Eckknoten an jeder Elementkante ein Mittelknoten vorhanden, so spricht man von parabolischen Elementen. Die Berechnung der Knotenverschiebungen erfolgt hier sowohl für die Eck- als auch für die Mittelknoten und läuft somit genauer ab als bei linearen Elementen [37]. Parabolische Elemente (beziehungsweise allgemein Elemente höherer Ordnung) können gekrümmte Geometrien gut darstellen, sollten aber nur für kleinere Verzerrungen verwendet werden. Dagegen sind lineare Elemente für Analysen mit Elastomeren zu bevorzugen, da sie für große Deformationen und Dehnungen besser geeignet sind [31].

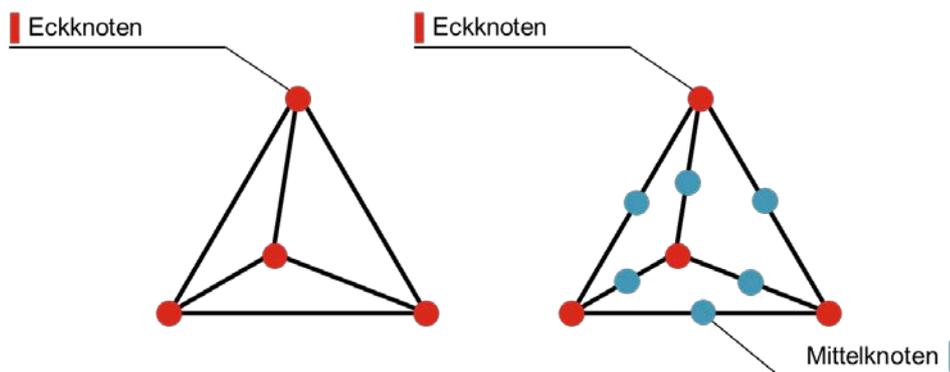


Abbildung 4.9: Lineares Tetraeder-Element TETRA4 (links) und parabolisches Tetraeder-Element TETRA10 (rechts)

5 Betrachtete Problemstellungen

5.1 Simulation 1: Fensterführungsichtung

Dieses Modell betrachtet den Ausschnitt zweier Fensterführungsichtungen der BMW-Baureihe F39 im Bereich der B-Säule und des Daches (Abbildung 5.1).

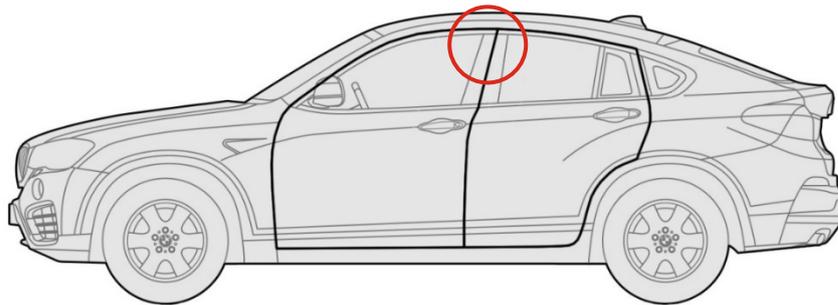


Abbildung 5.1: Lage des betrachteten Ausschnittes, nach [7]

5.1.1 Problemstellung

Die an der B-Säule eines Fahrzeuges zusammentreffenden Fensterführungsichtungen der Vorder- und Hintertür berühren sich bei geschlossenen Türen. Ist die Vordertür nicht geöffnet und die Hintertür wird geschlossen, zeigt sich bei Prototypen des vorliegenden Fahrzeugmodells, dass sich die beiden Dichtungen gegenseitig behindern. Im konkreten Fall kommt es unter Umständen vor, dass die Fensterführungsichtung der Hintertür beim Schließen entgegen ihrer vorhergesehenen Position weggedrückt wird.

5.1.2 Ziele und Vorgehensweise

Die auftretenden Verformungen der Fensterführungsichtungen von Vorder- und Hintertür sollen während des Schließvorganges der Hintertür mittels einer FEM-Simulation berechnet werden. Ausgehend von den CAD-Daten wird dabei die ausführliche Vorgehensweise von der Vorbereitung der Geometrien über die Modellerstellung einer nichtlinearen FEM-Simulation bis zur Auswertung der Ergebnisse im *Post-Prozessor* beschrieben. Dieser Vorgang stellt meist einen Iterationsvorgang dar, der auch bei dieser Simulation erwähnt wird. Abschließend wird beurteilt, ob zwischen den mit unterschiedlichen Diskretisierungen berechneten Modellen signifikante Unterschiede in Rechenzeit, Verformung und Kraftverlauf beim Kontakt der beiden Fensterführungsichtungen auftreten.

Zu Beginn wird ein Testmodell mit einer groben Netzgröße von 0,8 mm berechnet. Die Rechenzeit bleibt gering, eine erste Abschätzung der Verformungen kann vorgenommen werden und die lokal feiner zu vernetzenden Bereiche lassen sich rasch erkennen.

Anschließend wird das Modell mit unterschiedlich feinen Netzgrößen berechnet um die Berechnungen miteinander vergleichen zu können und eine optimale Netzgröße zu ermitteln:

- Die Netzgröße soll einerseits nicht zu fein sein, damit die Rechenzeit so kurz wie möglich ist.
- Die Netzgröße soll andererseits nicht zu grob sein, damit Diskretisierungsfehler so klein wie möglich sind und die Simulationsergebnisse mit der Realität annähernd gut übereinstimmen.

Um Toleranzlagen abseits der Konstruktionslage zu berücksichtigen, wird in dieser Simulation die Fensterführungsdichtung der Hintertür zusätzlich mit einer Überdrückung von $z = +2$ mm dargestellt.

5.1.3 CAD-Modell

Das CAD-Modell steht als CATIA V5 Bauteildatei mit dem Datenformat *CATPart* zur Verfügung und beinhaltet die Fensterführungsdichtungen der Vordertür und der Hintertür sowie den Seitenrahmen. Für die Simulation ist es ausreichend, das Gebiet an der B-Säule im Dachbereich zu betrachten. Dazu werden die Dichtungen abgeschnitten und nur ein Teil des Seitenrahmens wird herausgelöst. Eine Annäherung der Bewegungsrichtung der Hintertür ist bereits als Linie eingezeichnet.

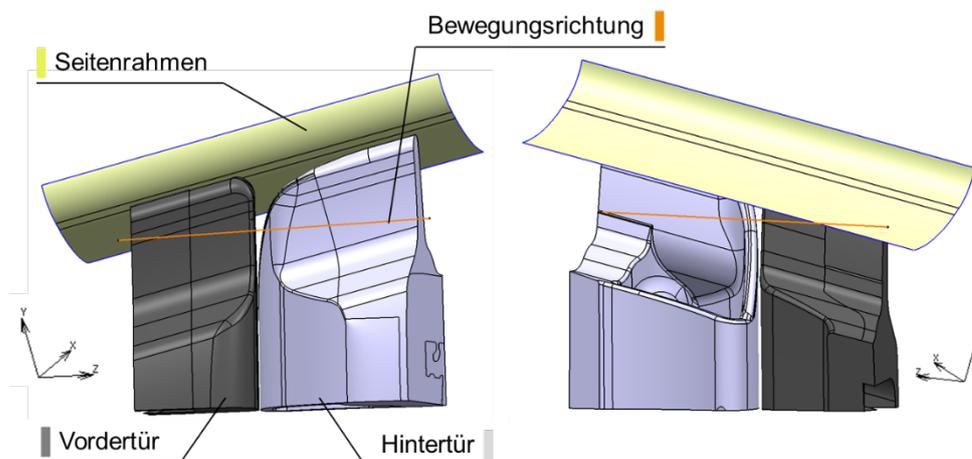


Abbildung 5.2: Betrachtete Körper und Bewegungsrichtung der Hintertür

Das Modell wird im ersten Schritt so ausgerichtet, dass die Bewegungsrichtung mit der z-Achse des Hauptkoordinatensystems (0|0|0) zusammenfällt. Dies ist nicht unbedingt notwendig, erleichtert jedoch bei der Modellerstellung in der FEM-Software die Einstellung des Bewegungsablaufes. Ansonsten müsste der Vektor der Bewegungsrichtung im dreidimensionalen Raum ermittelt werden.

Zu Beginn der Analyse sollen Kontaktkörper entweder in Kontakt stehen oder (idealerweise) getrennt sein. Die Hintertür wird nun 4 mm entlang der negativen z-Achse verschoben, damit

sie sich nicht mehr mit der Vordertür überschneidet. Die Überdrückung der beiden Dichtungen von 2 mm wird erst in der FEM-Software implementiert. Außerdem wird die Kontaktfläche des Seitenrahmens in positiver x-Achse um 5 mm verschoben.

Wie im nächsten Kapitel genauer beschrieben, kann bei Volumenkörpern immer nur der **PartBody** (Hauptkörper) vernetzt werden, daher muss man beide Fensterführungsichtungen getrennt vernetzen. Jedes Bauteil wird kopiert und in eine neue Datei als **PartBody** mit **Paste Special / As Result** eingefügt. Beide Bauteile sind nun getrennte, bezugslose Körper und weisen daher keinerlei Assoziationen untereinander auf.

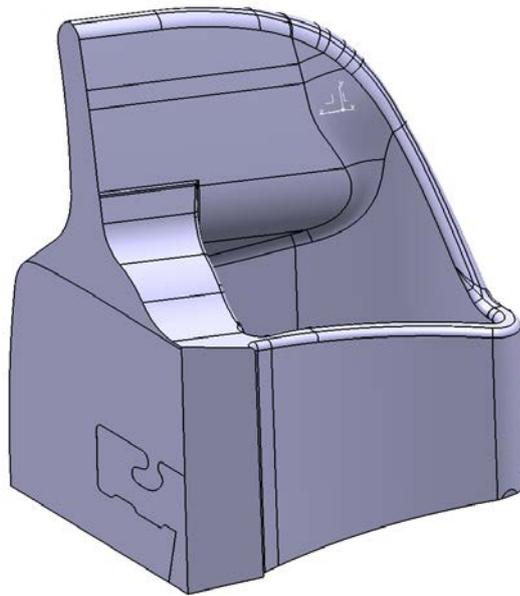


Abbildung 5.3: Ausschnitt der Fensterführungsichtung der Hintertür

5.1.4 Vernetzung der ursprünglichen Geometrie

In diesem Kapitel wird die Vorgehensweise der Vernetzung des Bauteils Hintertür mittels CATIA V5 beschrieben. Dazu wird in CATIA V5 auf das *Workbench Advanced Meshing Tools* gewechselt. Die Vernetzung des Modells der Vordertür läuft analog ab.

Für die automatische Vernetzung von Volumenkörpern mit Hilfe einer Software werden üblicherweise Tetraeder-Elemente verwendet. In CATIA V5 lassen sich Volumenkörper mit der Funktion **Octree Tetrahedron Mesher** vernetzen. Es ist jedoch zu beachten, dass nur der **PartBody** (Hauptkörper) eines Bauteils und keine nachträglich eingefügten **Bodies** (Teilkörper) vernetzt werden können. Befinden sich im **PartBody** mehrere getrennte Volumen, so werden alle diese Volumina mit denselben Parametern vernetzt.

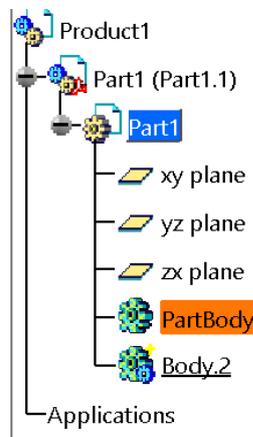


Abbildung 5.4: Zum Vernetzen kann nur der **PartBody** selektiert werden

Die Funktion **Octree Tetrahedron Mesher** wird gewählt, der **PartBody** selektiert und ein Dialogfenster mit den wichtigsten Einstellungen zum Vernetzen öffnet sich (Abbildung 5.5 links). Hier können die globalen Parameter (für das gesamte Bauteil gültig) und die lokalen Parameter (gelten nur für vom Benutzer definierte Gebiete) ausgewählt werden. Ein Dialogfenster mit zusätzlichen Einstellungen zur Volumenvernetzung, welche im Fenster zuvor nicht angezeigt wurden, erhält man mit einem Doppelklick auf das eben erstellte Netz im Strukturbaum (Abbildung 5.5 rechts). Die in diesem Dialogfenster einstellbaren Parameter werden in weiterer Folge nach *CATIADOC* [5] kurz beschrieben.

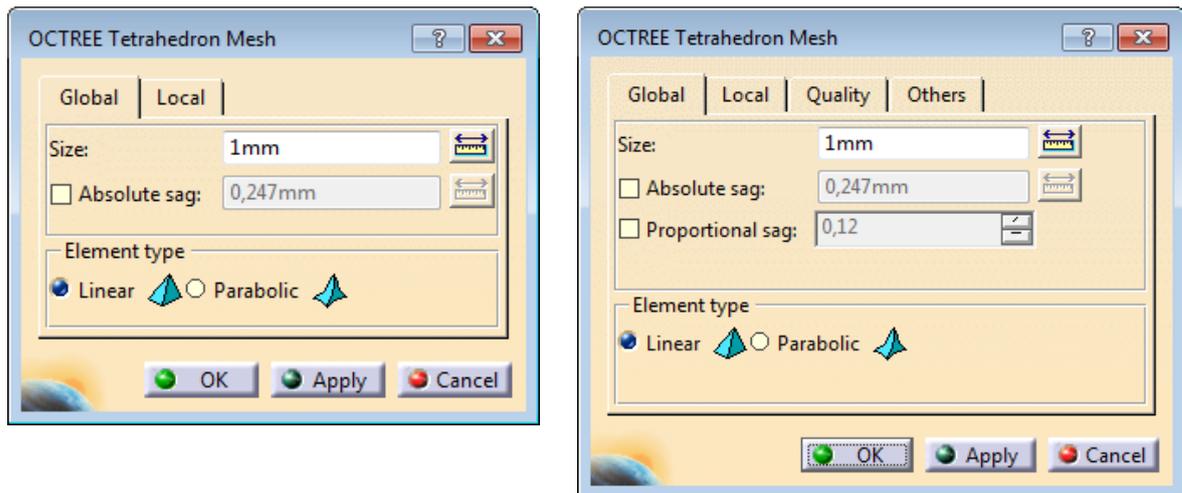


Abbildung 5.5: Dialogfenster **Octree Tetrahedron Mesh** mit einfachen (links) und zusätzlichen Einstellungen (rechts)

Im Reiter **Global** finden sich Einstellungen zur Geometrie:

- **Size** beschreibt die *mittlere Größe* der Netzelemente, somit werden im Inneren der Volumenkörper üblicherweise größere Elemente erstellt und an der Oberfläche kleinere Elemente.
- **Absolute sag** definiert einen maximalen Abstand zwischen der vorhandenen Geometrie und dem Netz.

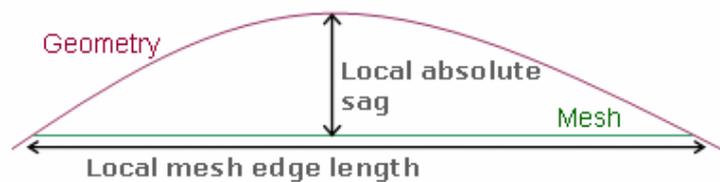


Abbildung 5.6: Darstellung des **Absolute Sag** [5]

- **Proportional sag** beschreibt das Verhältnis von **Absolute sag** zur lokalen Elementlänge.
- Mit **Element type** kann der Benutzer eine Auswahl von linearen oder parabolischen Elementen vornehmen, wobei für die folgenden Berechnungen in dieser Arbeit ausschließlich lineare Elemente verwendet werden (siehe Kapitel 4.4).

Im Reiter **Local** lassen sich Parameter für bestimmte Bereiche definieren:

- **Local size** öffnet ein Dialogfenster, in welchem eine oder mehrere Flächen selektiert werden, um sie mit einer bestimmten Netzgröße (feiner oder gröber als die globale Netzgröße) zu vernetzen.
- **Local sag** funktioniert nach demselben Prinzip wie **Local size**, jedoch wird hier der **Sag** für selektierte Flächen lokal definiert.
- Mit **Edges distribution**, **Imposed points** und **Size distribution** können weitere Einstellungen getroffen werden, die aber für die Netzerstellung bei diesen Modellen nicht notwendig sind.

Im Reiter **Quality** werden folgende Einstellungen gewählt:

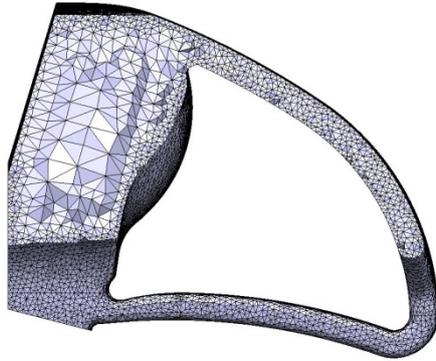
- Unter **Criteria** wird ausgewählt, ob das Netz nach **Shape**, **Skewness** oder **Stretch** optimiert wird; standardmäßig ist **Shape** eingestellt.
- **Intermediate nodes parameters** lassen sich nur für parabolische Elemente verändern.

Unter **Others** lassen sich folgende Parameter einstellen:

- Flächenkanten, welche kleiner sind als in **Geometry size limit** vorgegeben, werden vor dem Vernetzen ignoriert. Sind alle Kanten einer Fläche kleiner als dieser Grenzwert, so wird die Fläche komplett vernachlässigt.
- **Mesh edges suppression** entfernt nachträglich kleine Elementkanten.
- **Global split** ist besonders für Bauteile mit einem Schlauch von Interesse. Durch Aktivieren dieser Einstellung werden selbst in dünnen Geometrien mindestens zwei Schichten von Elementen erzeugt. Dies entspricht auch der allgemeinen Empfehlung, für Verformungsanalysen eine Wandstärke von mindestens 2-3 Schichten zu verwenden [25]. Jedoch werden bei der Aktivierung von **Global split** die Parameter **Mesh edges suppression** und **Geometry size limit** ignoriert und selbst in sehr kleine Flächen werden zwei Elementschichten gelegt.

- Mit **Global interior size** lässt sich die maximale Größe von Elementen im Inneren von Bauteilen festlegen. Ist dieser Wert kleiner als **Size** gewählt, so wird **Size** ignoriert und das gesamte Bauteil wird mit **Global interior size** vernetzt.

Global interior size ist deaktiviert



Global interior size ist aktiviert

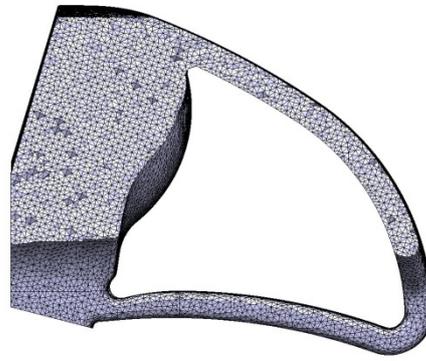


Abbildung 5.7: Einstellung **Global interior size**

- Mit **Min size for sag spec** lässt sich die Mindestgröße von Elementen an Bereichen festlegen, welche mit einem **Sag** definiert wurden. Dieser Wert kann auch kleiner als **Geometry Size Limit** sein und wird immer berücksichtigt.

Trotz aller Einstellungsmöglichkeiten beträgt die kleinste mögliche Netzgröße der Fensterführungsichtung der Hintertür nur 1 mm. Für kleinere Werte zeigt CATIA V5 eine Fehlermeldung an und die Netzerstellung bricht ab (Abbildung 5.8). Da für manche Berechnungen jedoch eine feinere Netzgröße benötigt wird, ist diese Netzgröße nicht ausreichend.

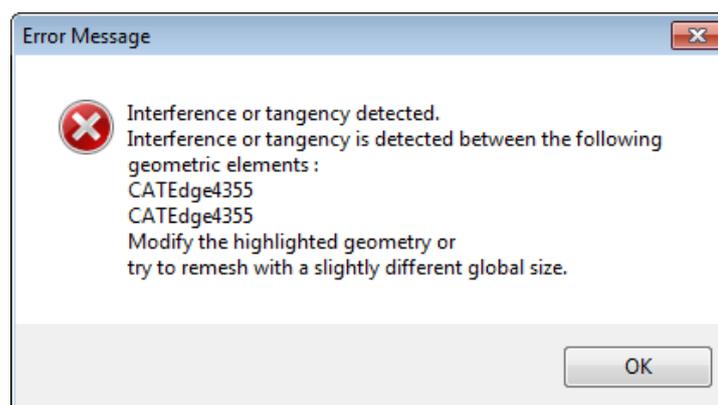


Abbildung 5.8: Typische Fehlermeldung bei der Netzerstellung

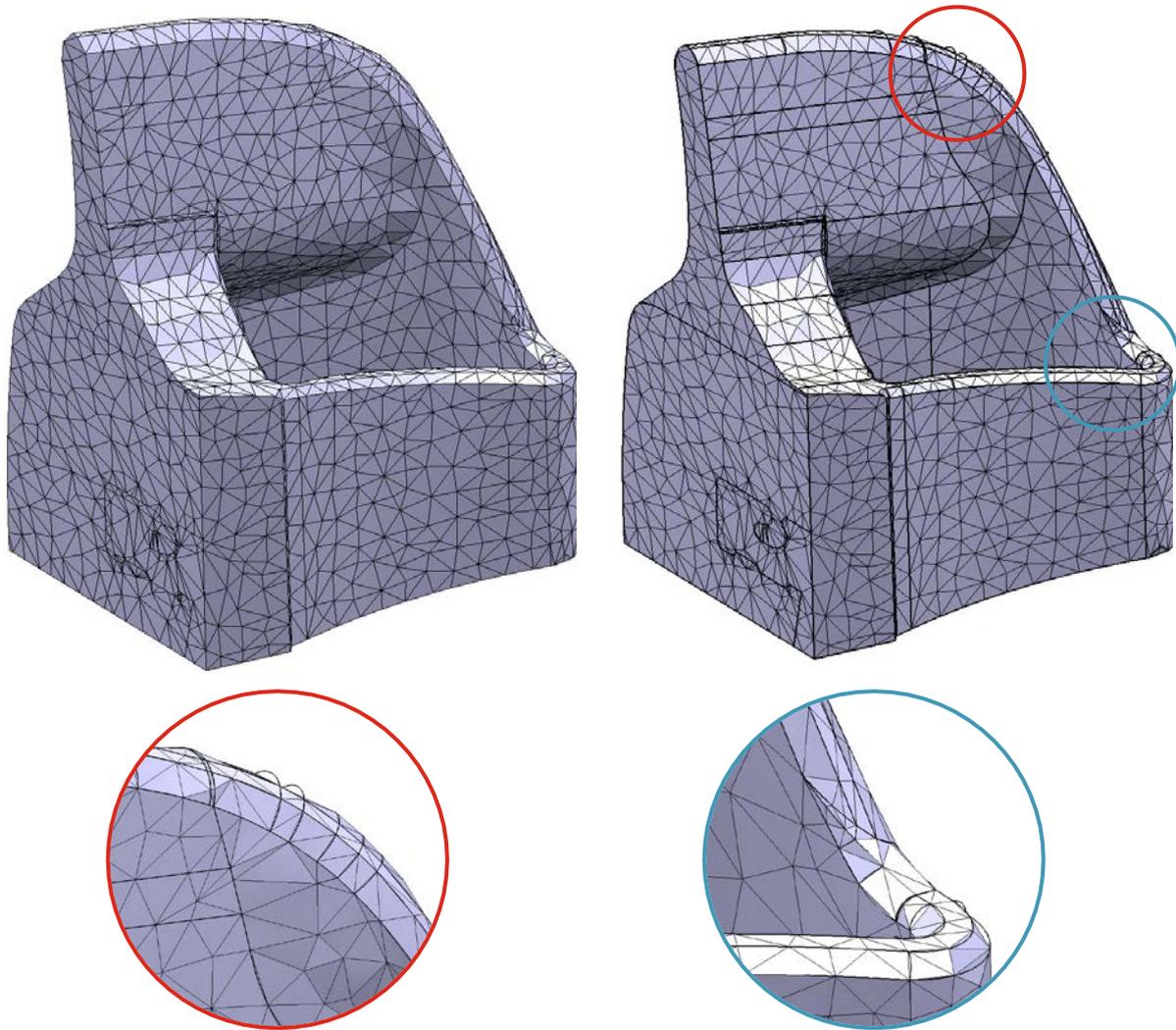


Abbildung 5.9: Vernetzung der ursprünglichen Geometrie mit **Global size** = 1 mm

Eine globale Netzgröße von 1 mm scheint für dieses Bauteil zu groß zu sein. Vor allem die Bereiche mit dünnen Wänden müssen (wie zuvor erwähnt) für realitätsnahe Verformungen mehr Elemente aufweisen.

Will man in bestimmten Bereichen Verfeinerungen durchführen, so ist dies nicht möglich, da in CATIA V5 Fehlermeldungen bei der Netzerstellung auftreten. Daher können Kontaktflächen (Flächen, welche während der Simulation voraussichtlich mit anderen Flächen in Kontakt treten werden) oder Gebiete welche sich stark verformen werden nicht feiner vernetzt werden.

Trotz tangentenstetiger Konstruktion (in einem gewissen Toleranzbereich) werden Teilflächen der Oberflächenkontur des Bauteils in das *Workbench Advanced Meshing Tools* übernommen. Diese internen Kanten haben einen Einfluss auf die Vernetzung, denn das Netz richtet sich entlang dieser Kanten aus (Abbildung 5.9). Ob dies auf die Ergebnisse der Berechnungen einen großen Einfluss ausübt, darüber kann keine Aussage getroffen werden. Jedoch kommt es durch zahlreiche kleine Flächen in manchen Gebieten (beispielsweise bei Verrundungen) zu einer ungewollten Ansammlung von vielen kleinen Elementen. Dies können Stellen sein, welche sich während der Simulation nur sehr wenig verformen und somit die Rechenzeit

unnötig verlängern. Die Optionen **Geometry size limit** und **Mesh edges suppression** wirken diesem Effekt entgegen, können das Auftreten jedoch nicht zur Gänze unterbinden.

Somit bleibt nur die Möglichkeit einer manuellen Anpassung der Geometrie in CATIA V5 um die Anzahl der Flächen zu verringern, die Oberflächenqualität zu verbessern und ein gewünschtes Netz zu erhalten. Im Anhang findet sich eine Beschreibung von Funktionen, mit denen die Flächen zum überwiegenden Teil überarbeitet wurden.

5.1.5 Vernetzung der überarbeiteten Geometrie

Bei der Vernetzung des manuell überarbeiteten Bauteils lässt sich nun eine **Global size** von bis zu 0,25 mm einstellen. Es kann trotzdem vorkommen, dass bestimmte Netzgrößen eine Fehlermeldung nach sich ziehen. Wird aber bei einer **Global size** von beispielsweise 0,5 mm eine Fehlermeldung ausgeworfen, so kann für die Netzgröße ein Wert von 0,49 mm oder 0,51 mm probiert werden, wodurch in vielen Fällen eine Fehlermeldung abgewendet wird.

CATIA V5 bietet mit der Schaltfläche **Quality Analysis** mehrere Möglichkeiten an um die Netzqualität zu beurteilen. **Skewness, Stretch, Min Angle, Max Angle, Size Ratio** etc. sind nur ein paar genannte Qualitätsmerkmale, welche angezeigt werden können. Zusätzlich lassen sich für jeden Indikator die Grenzwerte für die Beurteilung (**Best, Poor, Bad**) und die Farbcodes für die Darstellung wählen. Für die in Abbildung 5.11 dargestellte Gegenüberstellung des Modelles mit der ursprünglichen unbearbeiteten Oberfläche und dem Modell mit der manuell überarbeiteten Oberfläche wird das **Aspect Ratio** herangezogen.

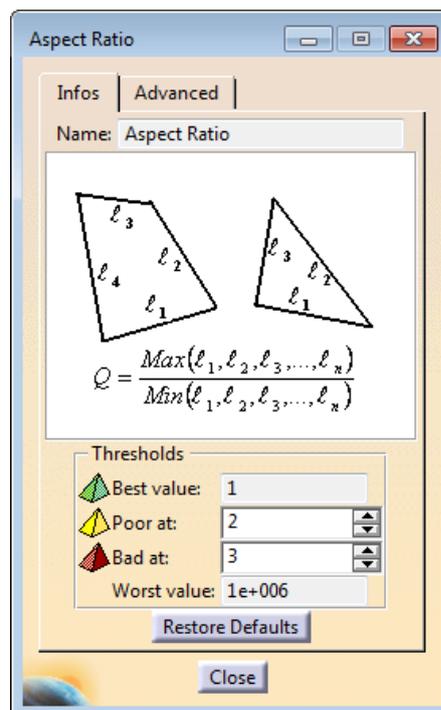
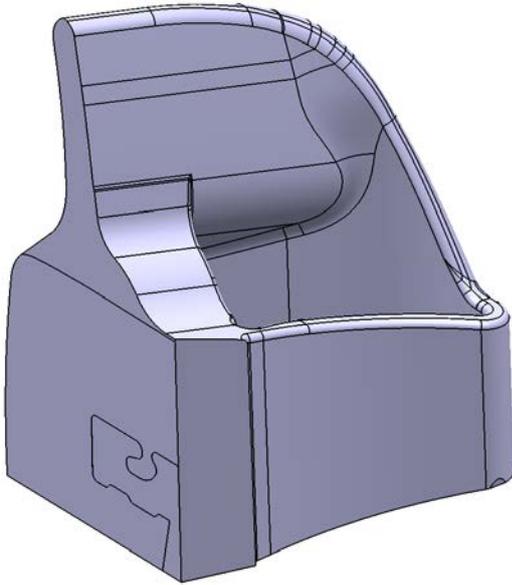
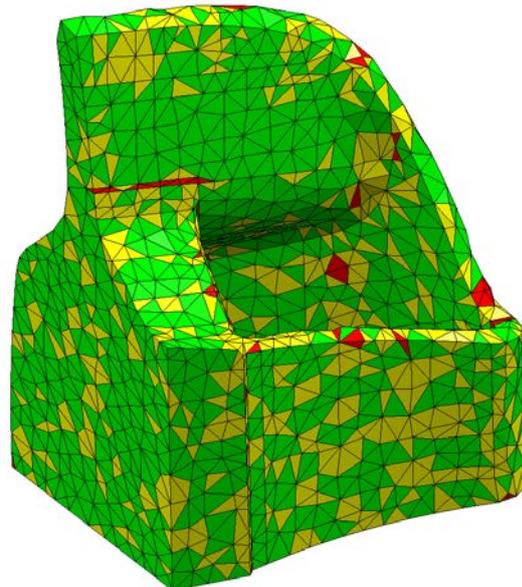
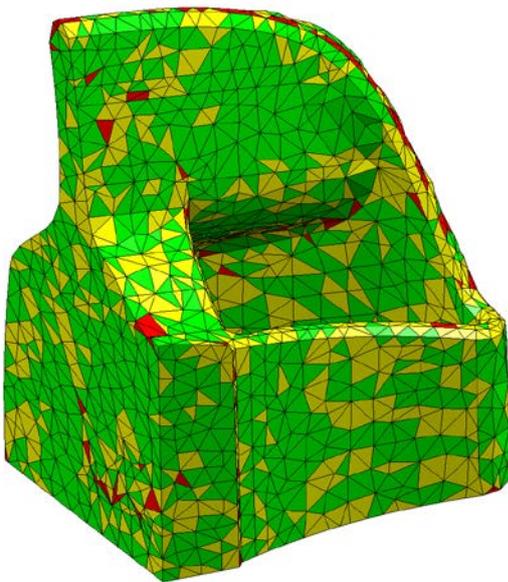
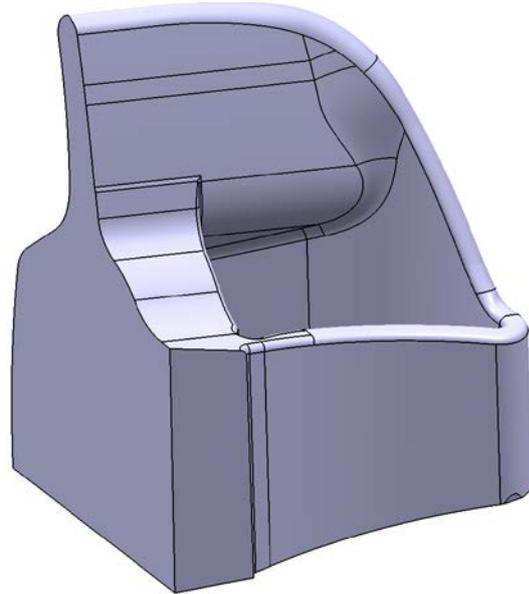


Abbildung 5.10: Dialogfenster **Aspect Ratio** mit den verwendeten Grenzwerten und Farbcodes

Netz mit **ursprünglicher** Geometrie



Netz mit **überarbeiteter** Geometrie



Global size = 1 mm
Geometry size limit = 0,2 mm
Mesh edges suppression = 0,2 mm
 # Elemente: 10.398
 # Knoten: 2.819

Best = 63,94%
Poor = 33,59%
Bad = 2,46%

Global size = 1 mm
Geometry size limit = 0,2 mm
Mesh edges suppression = 0,2 mm
 # Elemente: 10.187
 # Knoten: 2.750

Best = 65,64%
Poor = 32,90%
Bad = 1,45%

Abbildung 5.11: Vergleich der ursprünglichen (links) mit der überarbeiteten Oberflächengeometrie (rechts)

5.1.6 FEM-Simulation

In CATIA V5 wurden die Oberflächen der Vorder- und Hintertürdichtung manuell überarbeitet und anschließend vernetzt. Anhand der FEM-Software werden nun Kontaktkörper, Reibungsverhältnisse, Elementeigenschaften, Materialcharakteristika, Bewegungsabläufe, Randbedingungen und Lastfälle für die Simulation definiert.

5.1.6.1 Kontaktkörper und Reibungsverhältnisse

Das FEM-Modell setzt sich aus drei Kontaktkörpern zusammen:

- Vordertür, verformbar, Härte 60 Shore
- Hintertür, verformbar, Härte 60 Shore
- Seitenrahmen, steif

Den beiden verformbaren Dichtkörpern wird der Materialtyp *Mooney-Rivlin* zugewiesen (siehe Kapitel 4.1.1).

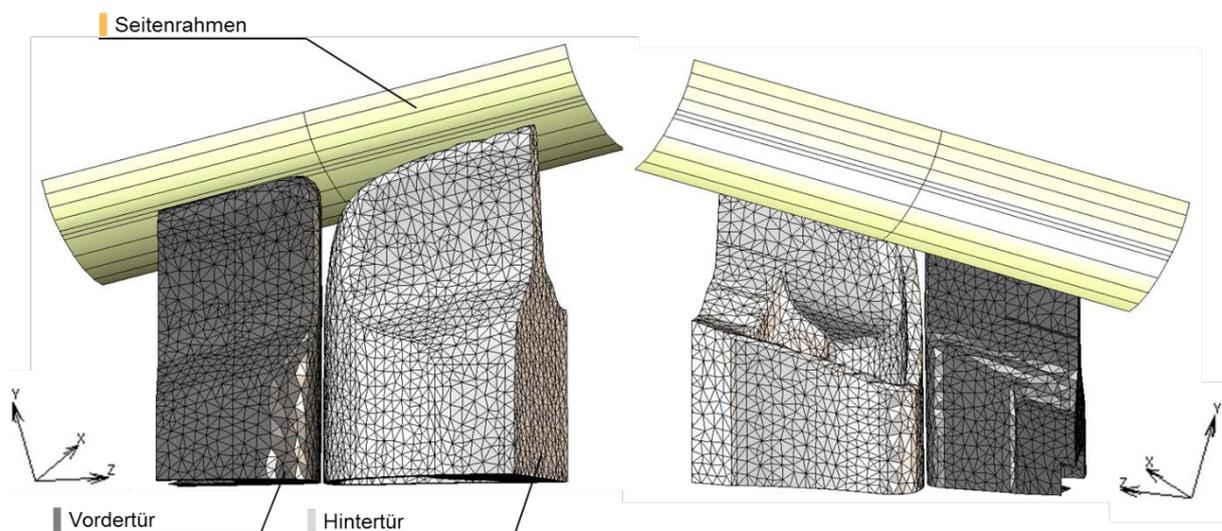


Abbildung 5.12: Kontaktkörper

In der **Contact Table** können die Reibungsverhältnisse für jeden Kontakt zwischen den Kontaktkörpern separat definiert werden. Die Tabelle ermöglicht außerdem eine übersichtliche Darstellung aller Kontaktpaarungen. Ein Kontaktpaar mit denselben Kontaktkörpern bedeutet Selbstkontakt.

	Hintertür	Vordertür	Seitenrahmen
Hintertür	$\mu = 1$	$\mu = 1$	$\mu = 0,5$
Vordertür	$\mu = 1$	$\mu = 1$	$\mu = 0,5$

Tabelle 5.1: Definierte Reibungsverhältnisse

5.1.6.2 Bewegungsablauf und Randbedingungen

Im ersten Schritt bewegt sich der Seitenrahmen auf die beiden Dichtungen zu. Anschließend nähert sich die Hintertür der Vordertür.

Kontaktkörper	Verschiebungsweg	Bewegungsrichtung	Inkmente
Seitenrahmen	5 mm	$x = -1$	0 ... 20
Hintertür (bis KO-Lage)	4 mm	$z = -1$	20 ... 36
Hintertür (Überdrückung)	2 mm	$z = -1$	36 ... 44

Tabelle 5.2: Reihenfolge des Bewegungsablaufes

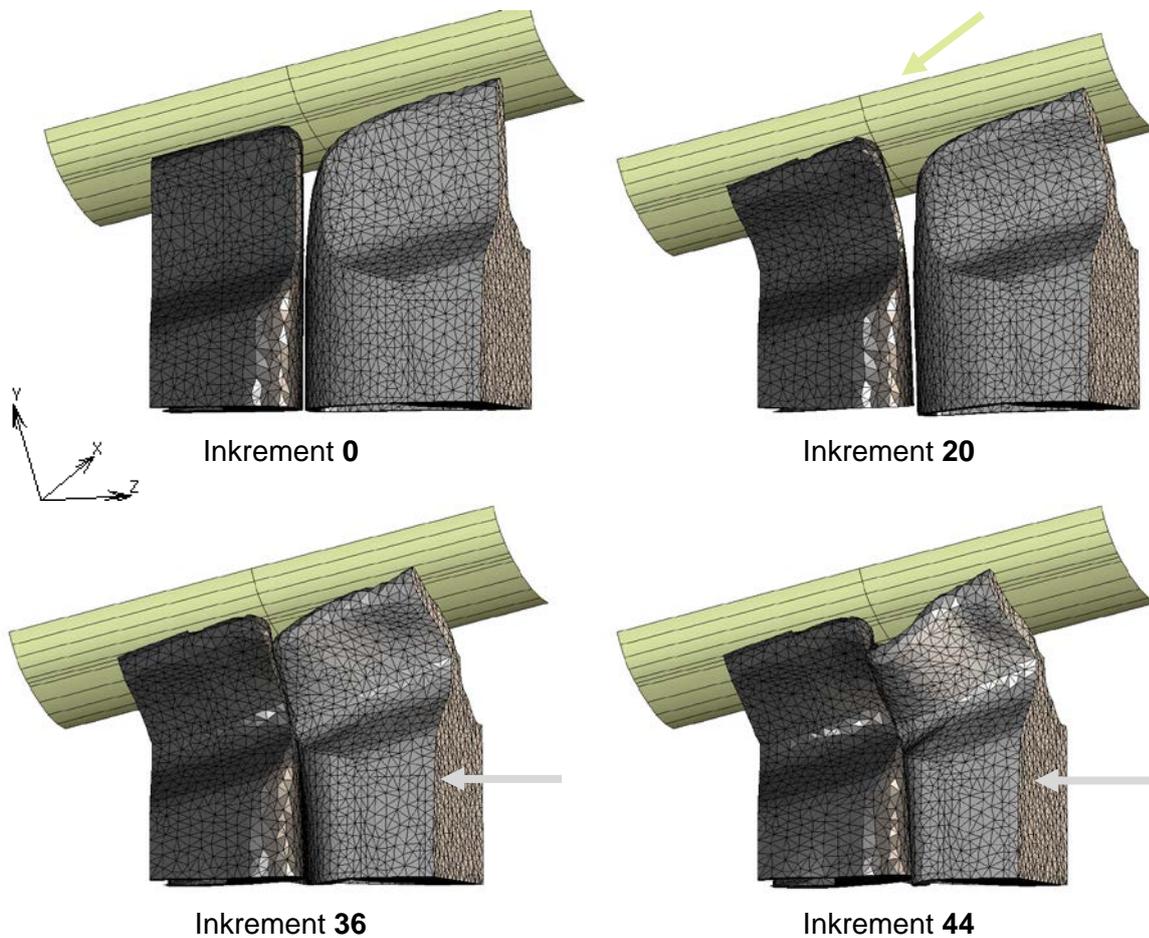


Abbildung 5.13: Grafische Darstellung des Bewegungsablaufes

Die Bewegungen werden den einzelnen Körpern je nach Kontaktkörper-Typ auf unterschiedliche Weise zugewiesen. Die Bewegung von steifen Körpern wird direkt im Kontaktkörper definiert, jene von verformbaren Körpern muss in den Randbedingungen eingestellt werden.

Bewegung steifer Kontaktkörper

Die Bewegung eines steifen Körpers, so wie dem Seitenrahmen, lässt sich über Geschwindigkeiten, Rotationen und Wachstumsraten definieren. Dies wird im Kontaktkörper unter **Parameters** eingestellt. Im Fall des Seitenrahmens soll sich dieser entlang der negativen x-Achse mit konstanter Geschwindigkeit bewegen. Der Start und das Ende des Geschwindigkeitsverlaufes werden, sofern sich der Körper nicht während dem gesamten Lastfall bewegen soll, mittels eines Funktionsgraphen (Abbildung 5.15) definiert.

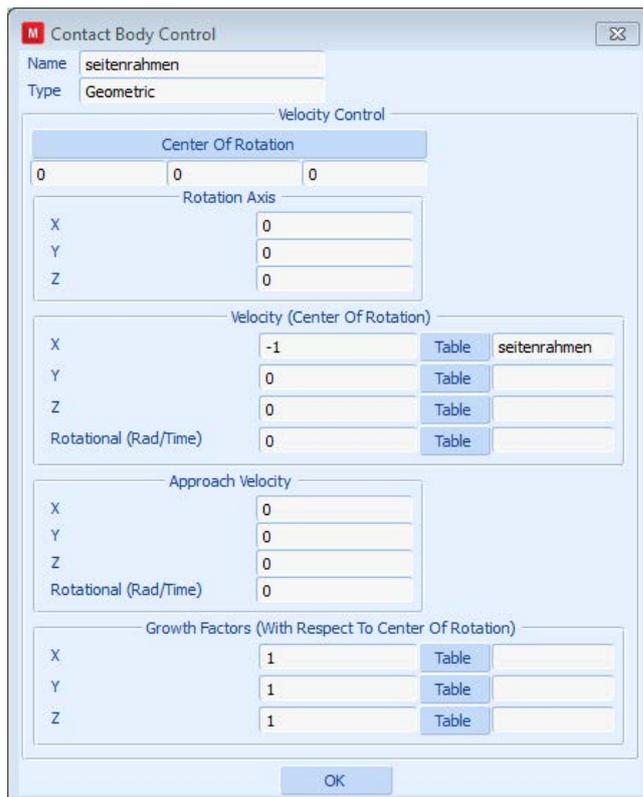


Abbildung 5.14: Randbedingungen des Seitenrahmens

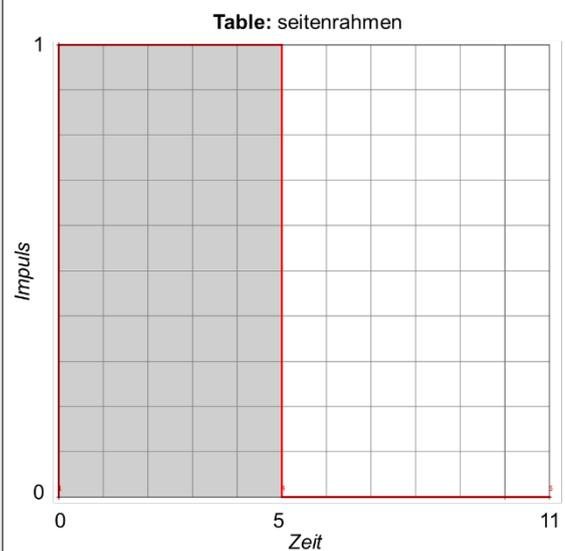


Abbildung 5.15: Geschwindigkeitsverlauf des Seitenrahmens in x-Richtung

Bewegung verformbarer Kontaktkörper

Die Definition der Bewegung verformbarer Körper, wie in der aktuellen Simulation der Hintertür, unterscheidet sich von den steifen Körpern. Diese wird nämlich nicht dem kompletten Kontaktkörper zugewiesen, sondern nur konkreten Knoten; außerdem kann anstatt einer Geschwindigkeit nur ein Verschiebungsweg von Knoten definiert werden. Um eine konstante Bewegung zu erhalten, wird der Verlauf dieser Verschiebung mit Hilfe einer Rampenfunktion dargestellt (Abbildung 5.17). Konflikte mit Kontaktbedingungen sind zu vermeiden, daher ist es empfehlenswert die Verschiebungen nur jenen Knoten zuzuweisen, welche voraussichtlich *nicht* in Kontakt mit anderen Körpern kommen werden [30].

Die Hintertür wird entlang der negativen z-Achse verschoben, da das Modell in CATIA V5 bereits so gedreht wurde, dass sich die Bewegungsrichtung der Hintertür mit der z-Achse deckt (siehe Kapitel 5.1.3). Da die Schnittfläche der Hintertür die Einspannung des Körpers bildet, wird den Knoten der Schnittfläche eine Verschiebung in z-Richtung zugewiesen. Somit wird für die Randbedingung der Hintertür im Dialogfenster die Verschiebung in z-Richtung mit -1 definiert ($z = -1$). Des Weiteren soll sich die Schnittfläche in x- und y-Richtung nicht verschieben dürfen, also wird in deren Felder der Wert 0 eingetragen ($x = 0, y = 0$).

Die Lippe der Hintertür bleibt jedoch, gleich wie bei der Vordertür, in x- und y-Richtung frei beweglich, es wird daher nur $z = 0$ aktiviert.

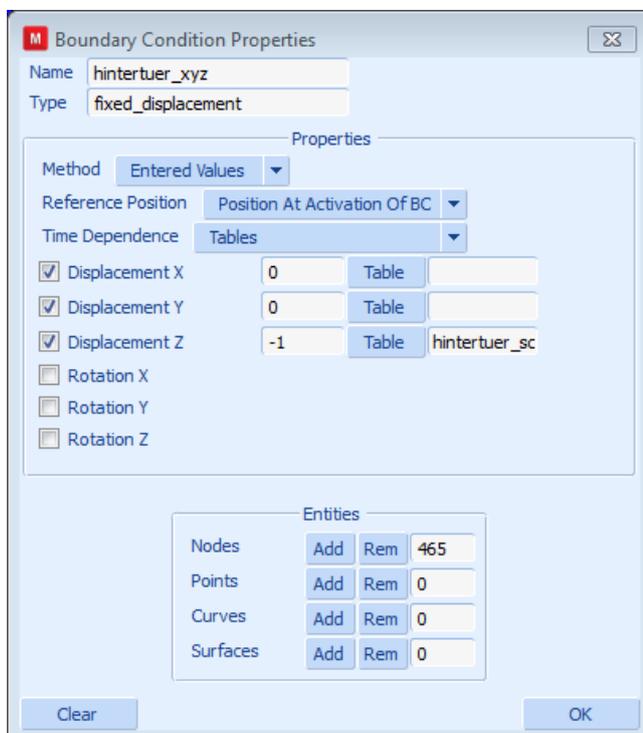


Abbildung 5.16: Randbedingungen der Schnittfläche der Hintertür

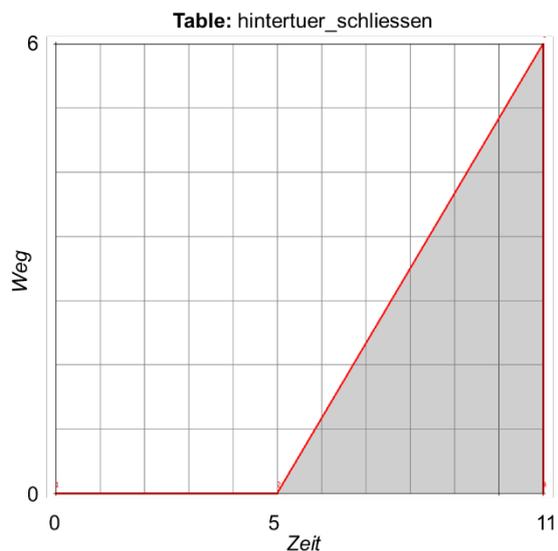


Abbildung 5.17: Verschiebungsverlauf der Hintertür in z-Richtung

Unter den Randbedingungen werden neben der Bewegung verformbarer Kontaktkörper auch Einspannungen definiert. Die Fensterführungsichtung der Vordertür steht während der gesamten Simulation still. Hier stellt die Schnittkante die Einspannung dar und somit wird für die Verschiebungen der Knoten in allen drei Koordinatenachsen jeweils der Wert 0 eingestellt ($x = 0, y = 0, z = 0$). Die Lippe der Vordertür muss jedoch in x- und y-Richtung frei verformbar bleiben, dies wird mit Hilfe einer eigenen Randbedingung den Knoten der Lippe zugewiesen ($z = -1$). Alle definierten Randbedingungen sind in Abbildung 5.18 dargestellt.

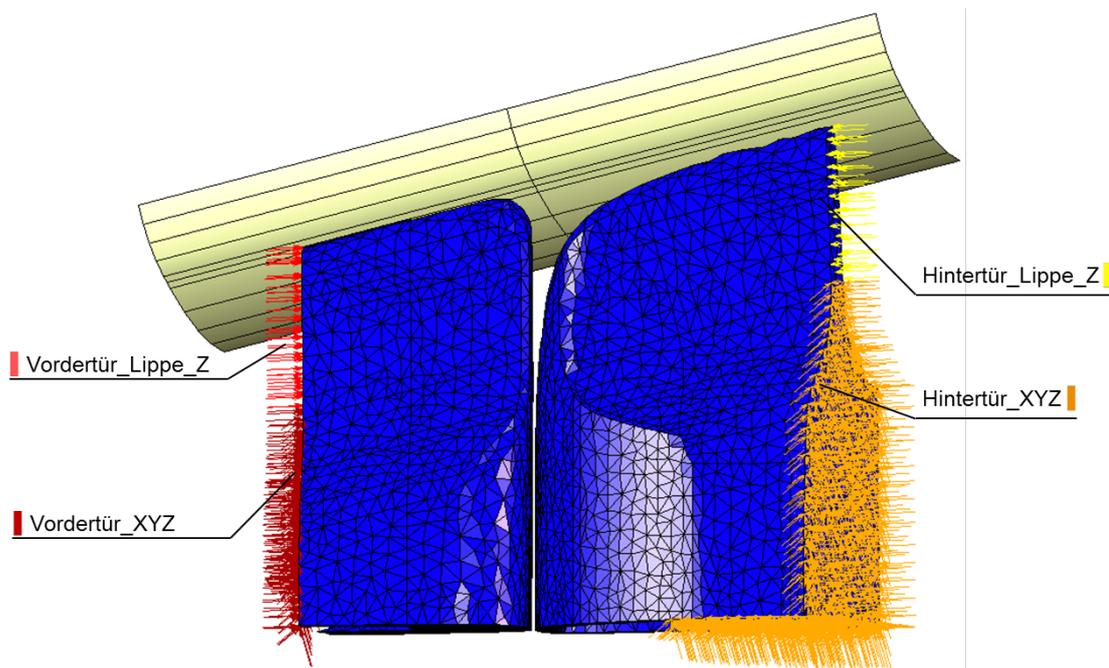


Abbildung 5.18: Randbedingungen von Vorder- und Hintertürdichtung

5.1.6.3 Festlegung des Lastfalls

Für diese Simulation wird eine statische Berechnung (**Structural Load Case**) gewählt, welche aus einem Lastfall (**Loadcase**) aufgebaut ist. In diesem Lastfall werden **Contact Table**, Randbedingungen, Lösungsverfahren und die Dauer des Lastfalls definiert (Abbildung 5.19).

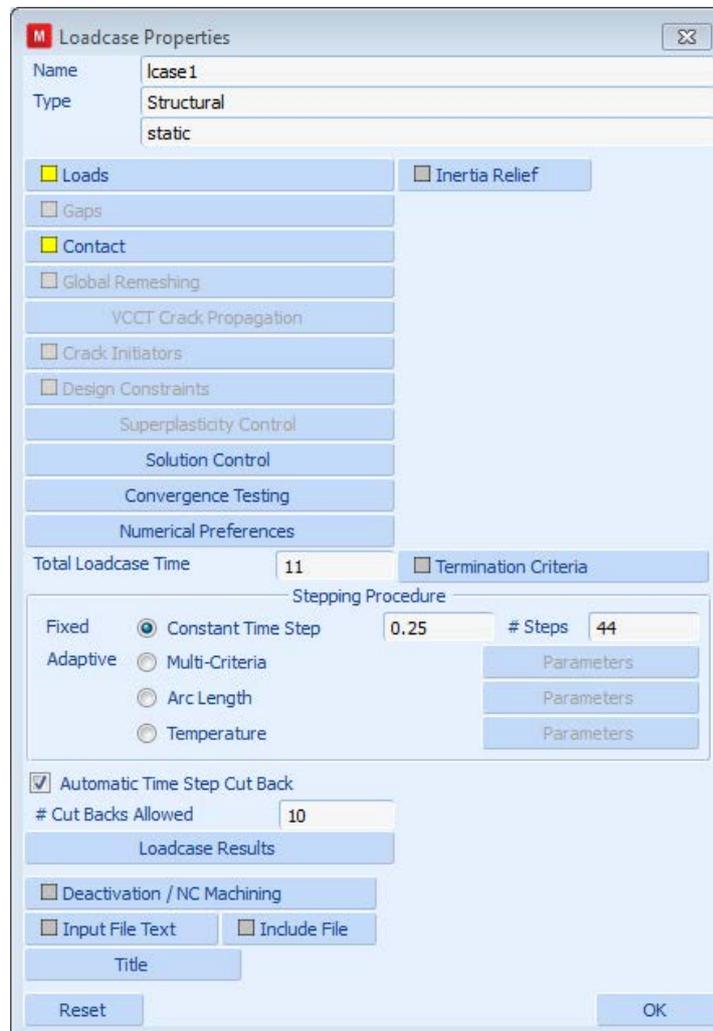


Abbildung 5.19: Dialogfenster **Loadcase**

Die Dauer des Lastfalls und die Gesamtanzahl der Inkremente werden vom Anwender eingegeben, wodurch ein konstanter Zeitschritt für die Analyse ermittelt wird. Mit der aktivierten Option **Automatic Time Step Cut Back** kann während der Berechnung der Zeitschritt für ein Inkrement automatisch verkleinert werden, dies erleichtert die Möglichkeit einer schnelleren Konvergenz. Dieser Vorgang nennt sich *Cut-Back* und tritt ein, falls Elemente *Inside-Out* werden oder ein Berechnungsincrement nicht konvergiert. Die maximale Anzahl der *Cut-Backs* kann im **Loadcase** ebenfalls definiert werden [30].

Als Lösungsverfahren wird das in Marc Mentat standardmäßig aktivierte *Full Newton-Raphson Verfahren* genutzt.

5.1.7 Erkenntnisse

Bei der Betrachtung der Ergebnisse im *Post-Prozessor* von Marc Mentat lassen sich Aussagen über die Verformungen, Spannungen, korrekte Annahme der Randbedingungen etc. treffen. Dazu sind die hier dargestellten drei skalaren Darstellungsmöglichkeiten sehr hilfreich.

Die folgenden Bilder zeigen die Verformung der beiden Fensterführungsichtungen mit 2 mm Überdrückung (Inkrement 44). Dabei macht es den Anschein, dass sich die Lippen der beiden Dichtkörper in negativer z-Richtung verformen. Die Randbedingungen der Lippen wurden zwar richtig definiert, aber die Darstellung der Verformungen ist ungewöhnlich und entspricht nicht den Erwartungen.

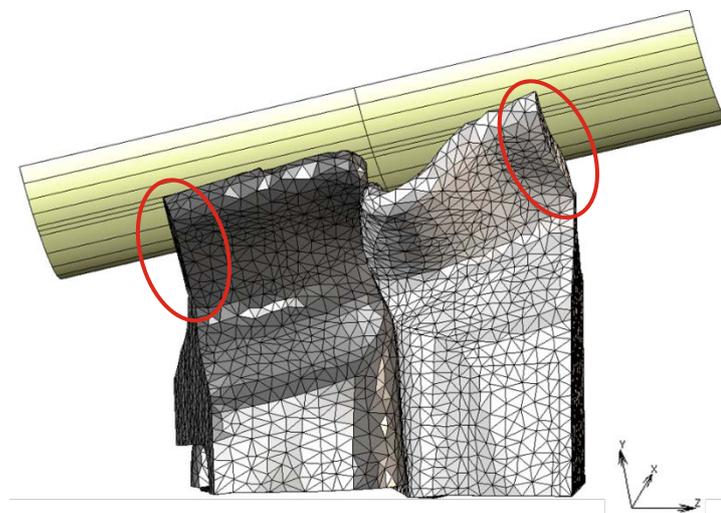


Abbildung 5.20: Ungewollte Verformungen der Lippen nach links

Mit **Equivalent Cauchy Stress** werden die auftretenden Spannungen in den Bauteilen angezeigt.

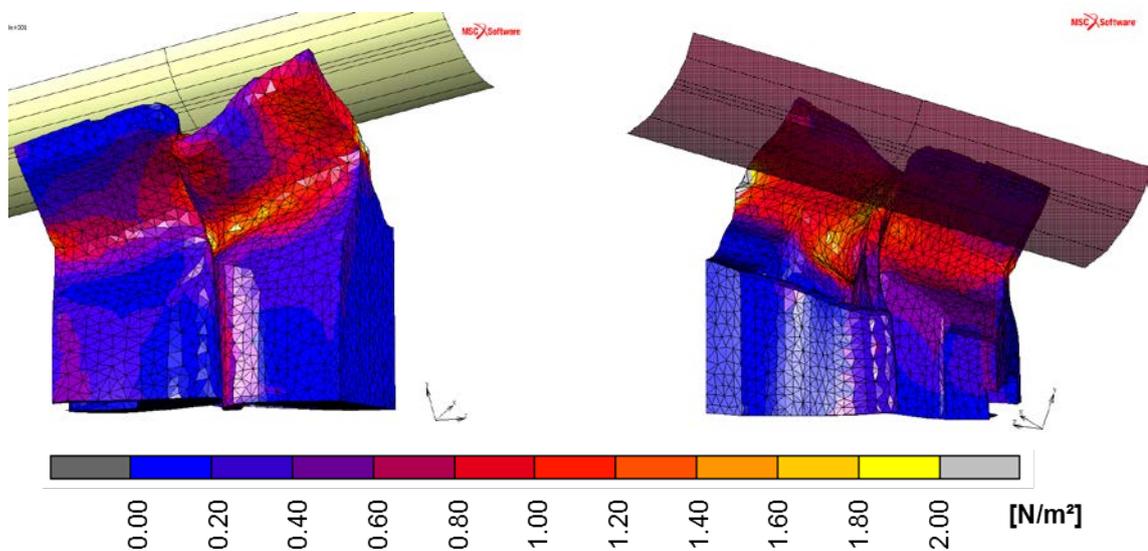


Abbildung 5.21: Darstellung des **Equivalent Cauchy Stress**

Die Ansicht des **Equivalent Elastic Strain** eignet sich gut um Bereiche zu ermitteln, welche einer großen Dehnung/Verzerrung und somit großen Verformungen ausgesetzt sind.

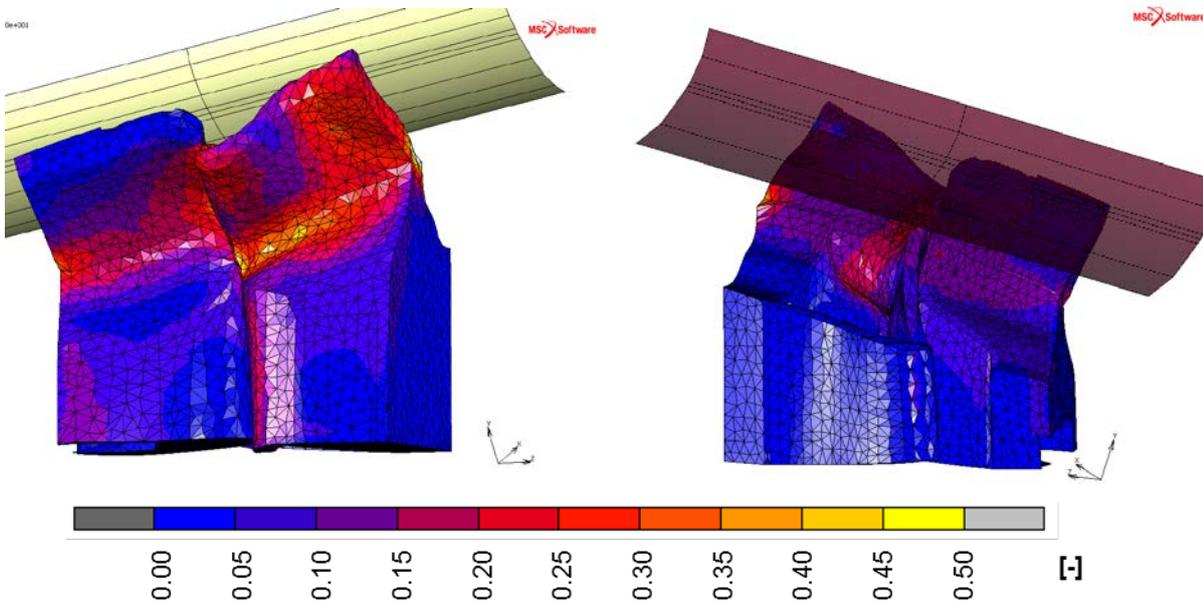


Abbildung 5.22: Darstellung des **Equivalent Cauchy Strain**

Bei Darstellung des **Contact Status** werden die Kontaktflächen der verformbaren Kontaktkörper angezeigt. Theoretisch existieren nur die Zustände 0 (kein Kontakt) und 1 (Kontakt), Marc Mentat zeigt jedoch auch Werte zwischen 0 und 1 an. Dies sind Bereiche, an denen noch kein Kontakt herrscht, sich aber Knoten in der unmittelbaren Nähe befinden [25].

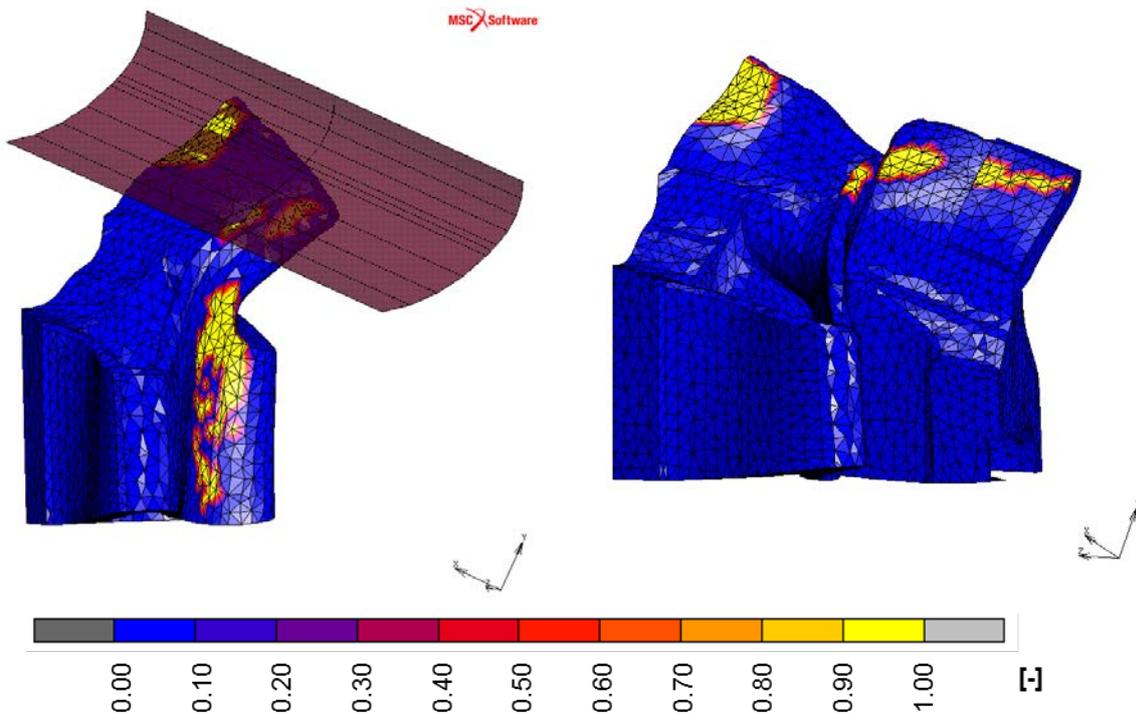


Abbildung 5.23: Darstellung des **Contact Status**

5.1.8 Adaptierung des Modells und erneute Vernetzung

Um die seltsamen Verformungen der Lippen zu verhindern, müssen die Bewegungen der Knoten an der Schnittkante in z-Richtung (beziehungsweise der Bewegungsrichtung) gesperrt werden. Dies wurde im Modell zwar berücksichtigt, da jedoch die Schnittflächen nicht normal zur Bewegungsrichtung stehen, unterliegen die Lippen einer derartigen Verformung. Somit müssen die Schnittkanten in der CAD-Software normal zur Bewegungsrichtung beschnitten werden. Anschließend wird das Modell neu vernetzt und wieder in die FEM-Software importiert.

Mit der Funktion **Split** werden die beiden Volumenkörper jeweils so beschnitten, dass die Schnittflächen normal zur Bewegungsrichtung stehen (Abbildung 5.24). Im Anschluss erfolgt eine erneute Vernetzung mit denselben Parametern wie zuvor.

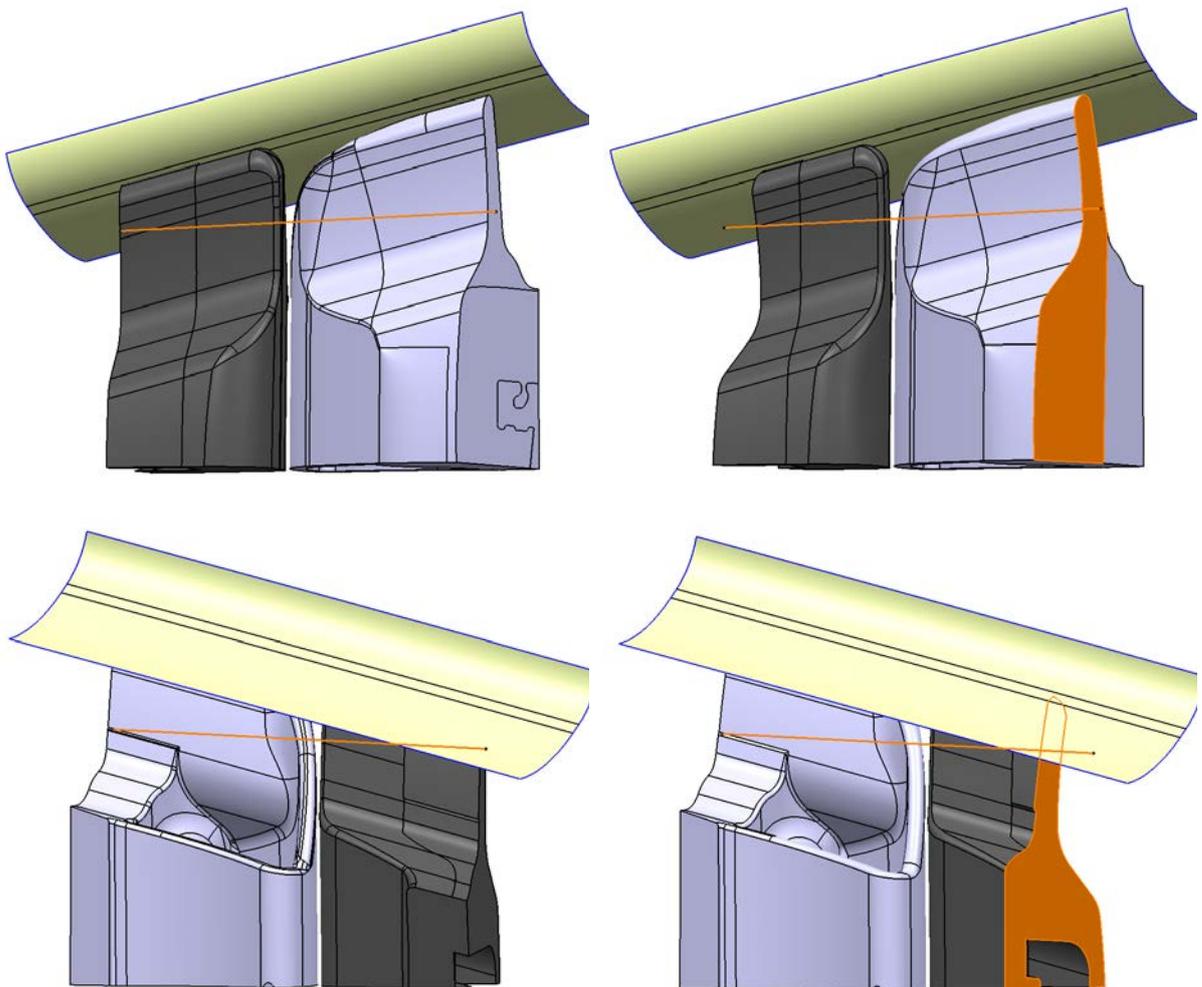


Abbildung 5.24: Schnittflächen vor (links) und nach dem Beschnitt (rechts)

Das neue Netz wird wieder in das FEM-System Marc Mentat importiert, dabei können bereits definierte Einstellungen wiederverwendet werden. Da jedoch die alten Elemente und Knoten gelöscht und durch neue ersetzt werden, ist eine erneute Definition folgender Einstellungen notwendig:

- Den Elementen muss ein **Contact Body** zugewiesen werden.
- Den Elementen müssen korrekte **Materials** zugeteilt werden.
- **Boundary Conditions** gehören den Knoten zugewiesen.
- Die **Element types** müssen für die Elemente eingestellt werden.
- Zum Schluss sollte noch ein **Renumber / All Geometry And Mesh** durchgeführt werden.
- Die **Geometric Properties** müssen neu definiert werden (ist jedoch nur für zweidimensionale FEM-Analysen notwendig).

Nun kann das Modell mit verschiedenen Diskretisierungen berechnet werden.

5.1.9 Verwendete Netze

Das Modell wird nun mit sechs unterschiedlich fein diskretisierten Netzen berechnet. Die globale Netzgröße wird von 0,8 mm ausgehend schrittweise um jeweils 0,2 mm verkleinert (Tabelle 5.3). Bei allen Berechnungen bleiben die in der FEM-Software eingestellten Parameter (wie Kontakt, Reibung, Elementeigenschaften, Material etc.) gleich, es ändern sich nur die Netzparameter. Als Elementtyp wird für alle Berechnungen ein linearer Tetraeder (TETRA4) verwendet.

Berechnung (Netz)	# Elemente	# Knoten	Global size [mm]	Global sag (Abs/Prop)	Local size [mm]	Local sag	Geometry size limit [mm]	Mesh edges suppression [mm]	Global Interior size [mm]	Rechenzeit [s]	Plattform
A sehr grob	24.720	6.301	0,8	- / -	-	-	0,2	0,2	-	1.019	PC
B grob	50.735	12.161	0,6	- / -	-	-	0,2	0,2	-	2.864	PC
C fein	135.176	30.537	0,4	- / -	-	-	0,2	0,2	-	12.039	PC
D sehr fein	682.522	144.879	0,2	- / -	-	-	0,1	0,2	-	218.054	PC
E sehr fein	1.362.199	270.163	0,2	- / -	-	-	0,2	0,2	0,2	178.274	Cluster
F lokale Verfeinerungen	78.567	18.158	0,8	0,25 / -	0,4 - 0,5	-	0,2	0,2	-	7.165	PC

Tabelle 5.3: Vergleich der unterschiedlichen Netzparameter

Ein Schnitt durch die Fensterführungsdichtung der Hintertür zeigt die unterschiedlichen Diskretisierungen sowohl an der Oberfläche als auch im Körperinneren.

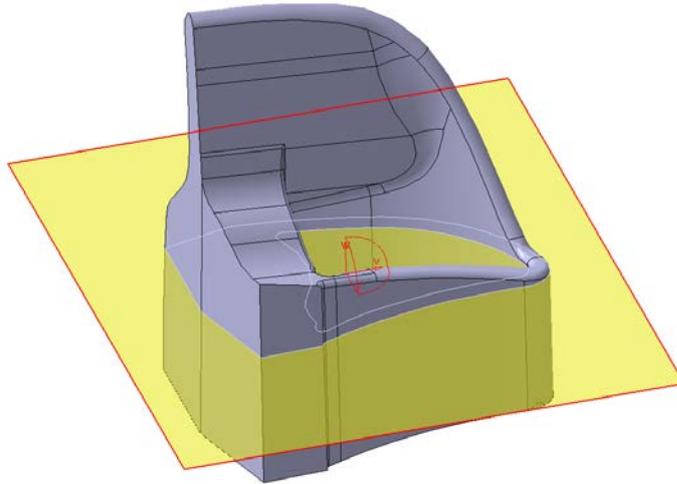


Abbildung 5.25: Schnittebene durch die Fensterführungsdichtung der Hintertür

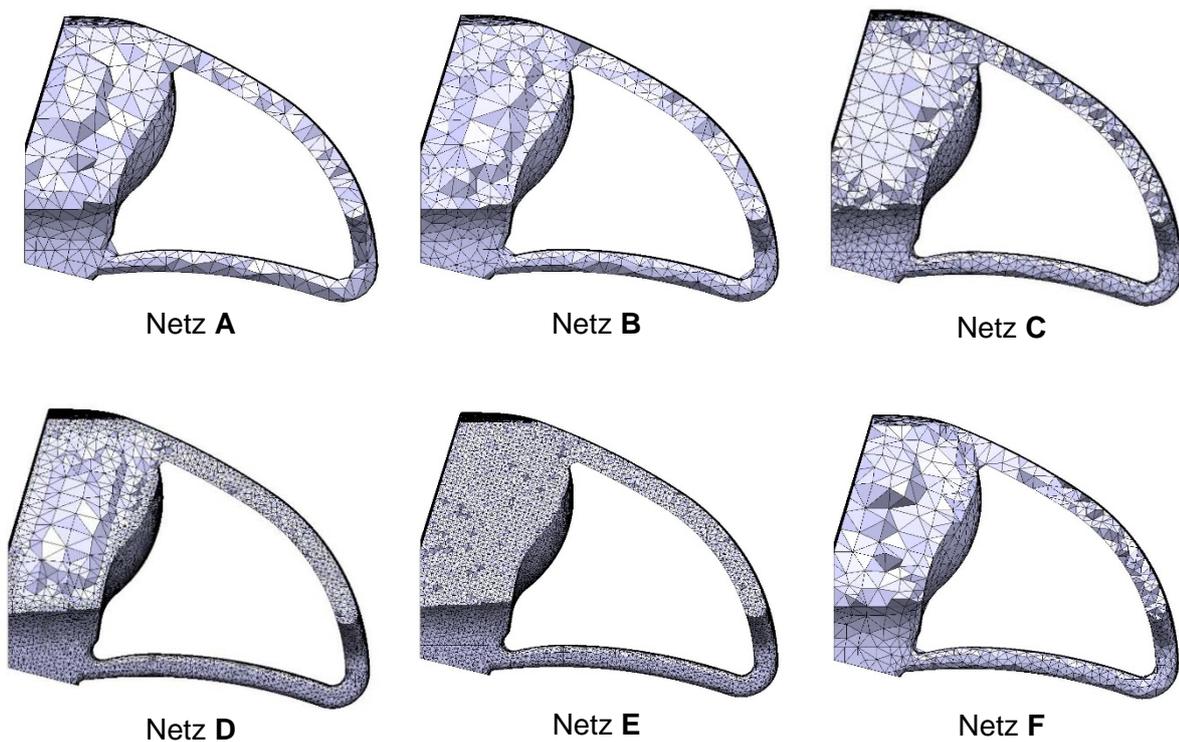


Abbildung 5.26: Vergleich der unterschiedlichen Diskretisierungen

Für Berechnung A wird ein Netz mit einer **Global size** von 0,8 mm verwendet. Die Einstellungen **Global sag** und **Local sag** werden nicht verwendet, bei **Geometry size limit** und **Mesh edges suppression** wird jeweils ein Wert von 0,2 mm eingestellt.

Die Netzgröße wird nun schrittweise um 0,2 mm verkleinert: Netz B hat eine **Global size** von 0,6 mm, Netz C hat 0,4 mm und Netz D besitzt 0,2 mm.

Das Netz von Berechnung E unterscheidet sich von den vorherigen Berechnungen nur durch die Einstellung **Global Interior Size**. Ist diese Einstellung deaktiviert, treten im Inneren der Kontaktkörper teilweise sehr große Elemente auf, während die äußeren Randelemente sehr fein vernetzt sind. Ob dies einen großen Einfluss auf die Verformungen hat, soll im Weiteren untersucht werden.

Berechnung F verwendet ein Netz mit einer **Global size** von 0,8 mm. An den Kontaktflächen und in Gebieten mit hohen Spannungsgradienten wird die Netzgröße jedoch lokal verkleinert (bis zu 0,4 mm). Diese lokalen Anpassungen müssen manuell erfolgen und bedeuten einen zusätzlichen Zeitaufwand für die Vorbereitung der Berechnung.

5.1.10 Diskussion der Ergebnisse

Zur Beurteilung der Berechnungen werden die Rechenzeit, die Verformung bei 2 mm Überdrückung und der Kraftaufwand bei Kollision der beiden Fensterführungsichtungen herangezogen.

Rechenzeit

Bei dem Vergleich der Rechenzeiten erkennt man deutliche Unterschiede. Berechnung D und E überschreiten mit 60 beziehungsweise 198 Stunden Rechenzeit bei Weitem ein akzeptables Maß, vor allem, wenn man die relativ kleine Größe des Modells bedenkt. So sind Rechenzeiten bis etwa 12 Stunden als zufriedenstellend zu bewerten, da man diese Berechnungen über Nacht durchführen kann. Anzumerken ist auch, dass Berechnung E mit dem Cluster gerechnet wurde und die Rechenzeit mit dem Faktor 4 multipliziert wurde, um einen Vergleich mit den anderen Berechnungen am Arbeitsplatzrechner zu ermöglichen (siehe Kapitel 2.3.4). Dies ist am schraffierten Bereich in Abbildung 5.27 ersichtlich.

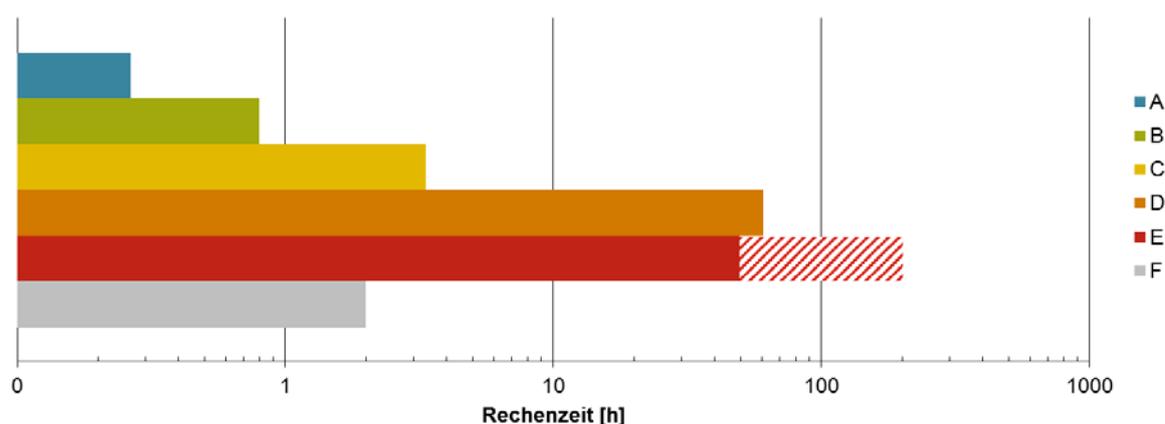


Abbildung 5.27: Vergleich der Rechenzeiten

Verformung bei 2 mm Überdrückung

Werden alle verformten Modelle bei einer Überdrückung von 2 mm überlagert, kann man kleine Unterschiede zwischen den Modellen erkennen. Zur besseren Sichtbarkeit wird eine Schnittebene durch die Modelle gelegt (Abbildung 5.28).

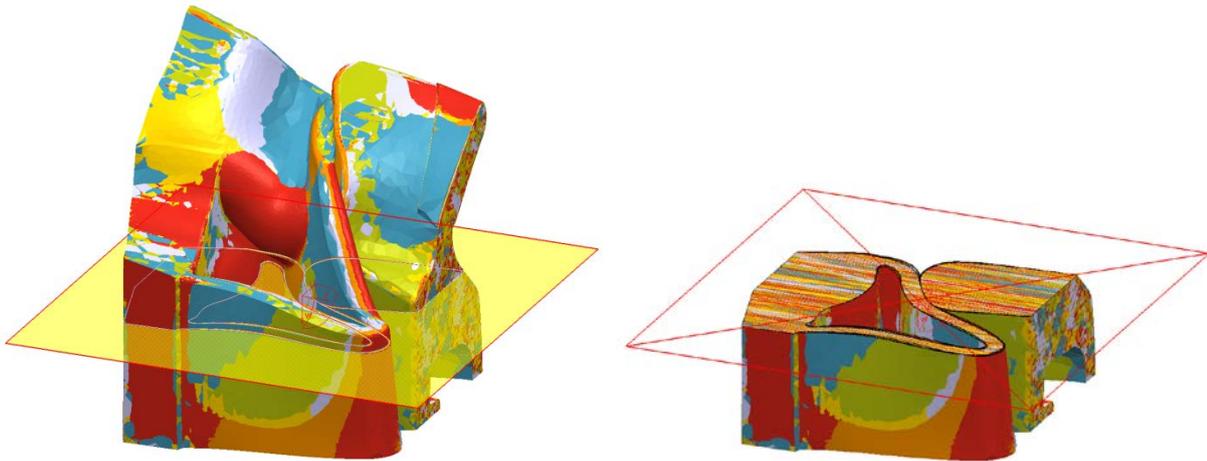


Abbildung 5.28: Überlagerung der verformten Modelle mit eingezeichneter Schnittebene

In Abbildung 5.29 werden die in der Schnittebene gelegenen Randkurven der verformten Geometrien dargestellt. Dabei sind Abweichungen im Bereich von maximal 0,3 mm zu erkennen. Die unterschiedlichen Verformungen sind sehr gering, weshalb die Abweichungen von einigen Zehntel Millimeter zwischen den unterschiedlichen Berechnungen vernachlässigbar sind.

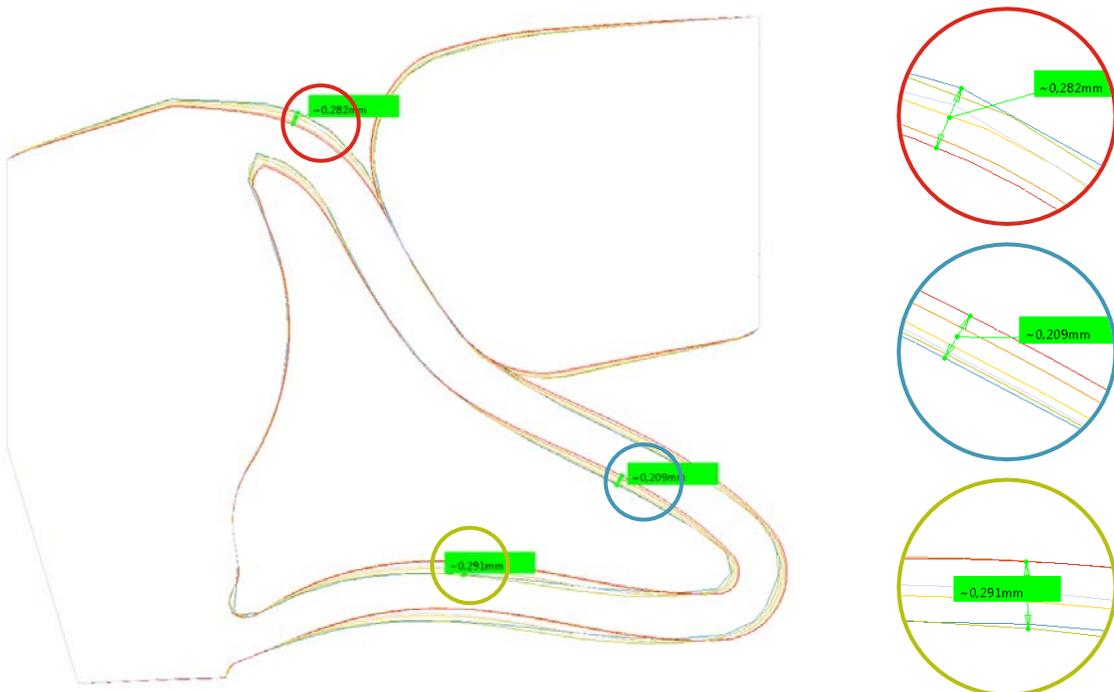


Abbildung 5.29: Randkurven der verformten Modelle bei Überlagerung

Kraftaufwand

Nun wird der Verlauf der Kraft betrachtet, der sich bei Kollision der Fensterführungsichtung der Hintertür mit der Dichtung der Vordertür während der Simulation ergibt. Dieser Kraftverlauf ist in Abbildung 5.30 dargestellt.

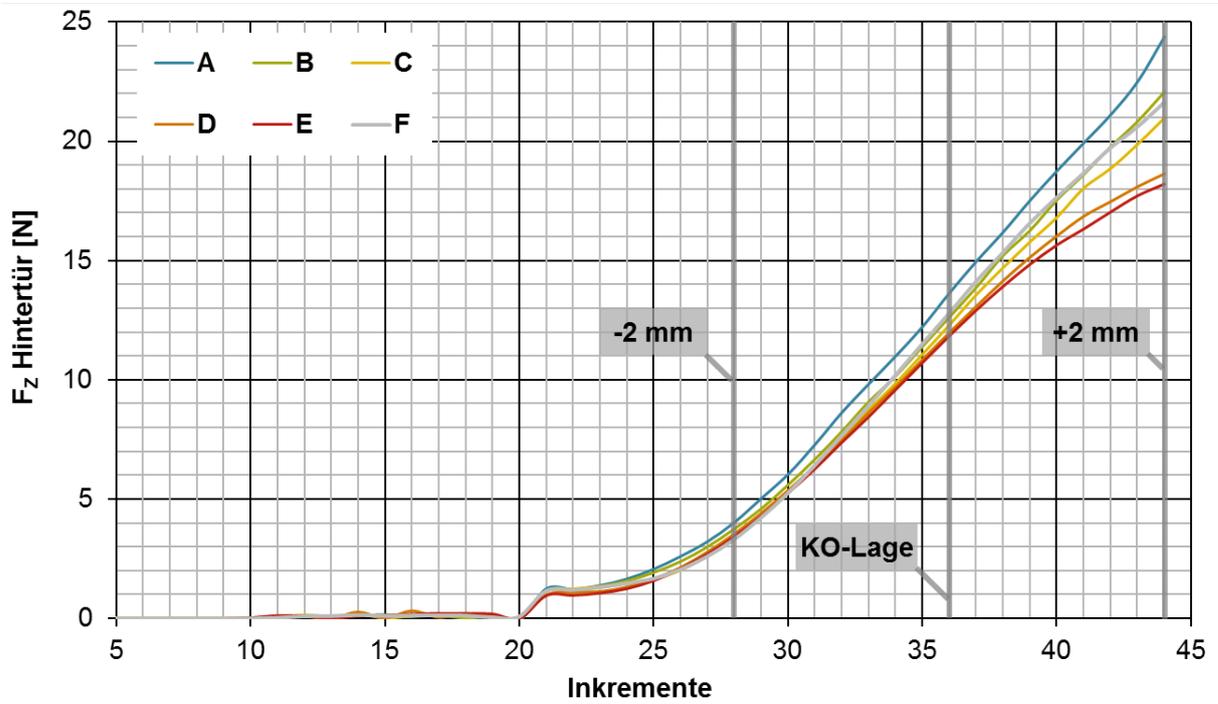


Abbildung 5.30: Kraftverlauf der Fensterführungsichtung der Hintertür bei Kollision

Hieraus lässt sich ableiten, dass das Kraftniveau mit feiner werdendem Netz sinkt: Je mehr Elemente, desto weicher verhält sich das Material. Dies liegt an der zunehmenden Anzahl an Freiheitsgraden der Knoten. Abbildung 5.31 demonstriert, dass ein grobes Netz zu wenig Freiheitsgrade besitzt, um sich bei Einwirkung einer punktförmigen Last entsprechend zu verformen. Dagegen verfügt das feinere Netz über mehr Freiheitsgrade und zeigt ein weichereres Verhalten [38].



Abbildung 5.31: Verformung bei unterschiedlich feinen Diskretisierungen [38]

Bemerkenswert ist der große Abstand zwischen den Kraftverläufen der durchgeführten Berechnungen, da das FEM-Modell nur einen kleinen Ausschnitt der Fensterführungsichtung betrachtet.

Abschließend kann gesagt werden, dass die Einstellung **Global Interior Size** vernachlässigt werden kann, da nur sehr geringe Abweichungen der Verformungen und des Kraftverlaufes trotz langer Rechenzeit auftreten (Berechnung D vs. E). Berechnung F mit dem manuell adaptierten Netz ist in Rechenzeit, Verformung und Kraftverlauf der Berechnung C sehr ähnlich. Jedoch muss man bedenken, dass die manuelle Überarbeitung des Netzes zusätzliche Arbeitszeit bedeutet und damit Kosten generiert. Somit steht der Mehraufwand bei Berechnung F für den resultierenden Nutzen bei diesem kleinen Modell nicht dafür.

5.2 Simulation 2: Verdeckdichtung

Der Opel Cascada ist ein 2013 am Markt eingeführtes Cabriolet und wurde als eigenständiges Modell entwickelt. Die durchgeführten Simulationen sollen die Verformungen der Verdeckdichtung im Bereich des C-Knotens beurteilen (Abbildung 5.32).



Abbildung 5.32: Betrachteter Ausschnitt, nach [39]

5.2.1 Problemstellung

In diesem Kapitel werden die in der Entwicklung des Fahrzeuges entstandenen Probleme an der Verdeckdichtung kurz erläutert. Durchgeführte Dichtheitsprüfungen an den ersten Prototypen des Cascadas zeigten teilweise Undichtheiten am C-Knoten, was mehrere Modifikationen in diesem Bereich notwendig machte. Obwohl diese Verbesserungen bereits vor Beginn dieser Masterarbeit vorgenommen wurden, werden sie nachstehend etwas detaillierter erklärt, um das Gesamtsystem der Dichtung und das komplexe Zusammenspiel der benachbarten Komponenten besser zu verstehen.

5.2.1.1 Aufbau der Verdeckdichtung

Der Cascada besitzt ein faltbares Stoffverdeck; die Verdeckdichtung ist aufgrund der Faltmechanik und den unterschiedlichen Dichtungsaufgaben komplex aufgebaut. Die Verdeckdichtung kann nach *U. Poestgens und Meteor Gummiwerke K.H. Bädje GmbH & Co.* [8] in drei Bereiche unterteilt werden (Abbildung 5.33):

- **Dichtung Windlauf:** Sie verläuft quer und parallel zum Dachrahmen oberhalb der Windschutzscheibe.
- **Dichtung Dachrahmen (1, 2, 3):** Diese Dichtung verläuft seitlich oberhalb der Vorder- und Seitenfenster bis zur Bordkante hinunter. Sie ist beim Cascada aufgrund der Faltmechanik des Daches wiederum in drei Bereiche (1, 2 und 3) unterteilt. Von ihr werden hauptsächlich die Aufgaben der Führung und Abdichtung der rahmenlosen Scheiben übernommen.
- **Dichtung Spannbügel:** Der dritte Bereich dichtet zwischen Spannbügel und der Oberseite des Tonneau Cover (Verdeckdeckel) ab; das umlaufende Dichtungsprofil kann dabei relativ einfach ausgeführt werden.

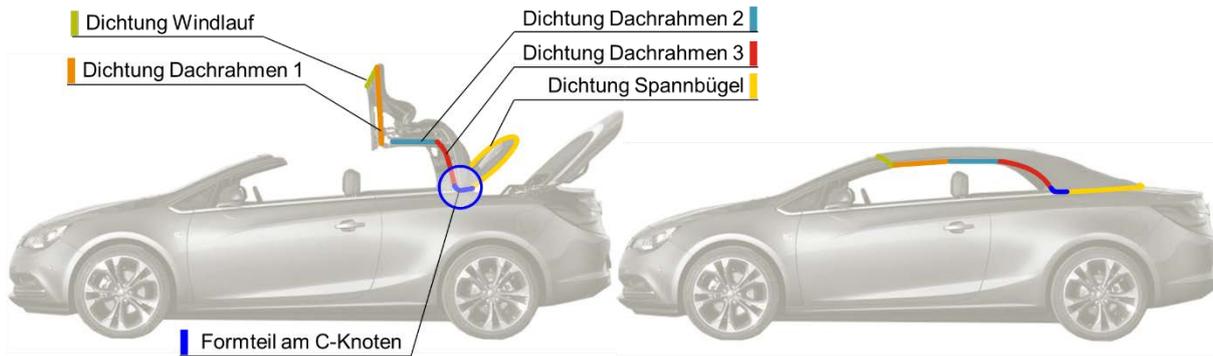


Abbildung 5.33: Dichtbereiche des Faltdacheckes und Bewegungsablauf beim Schließen, nach [40]

Am C-Knoten befindet sich das Formteil, welches „Dichtung Dachrahmen 3“ und „Dichtung Spannbügel“ miteinander verbindet. Das Formteil ist ein komplex gestaltetes Bauteil, das eine Vielzahl an Anforderungen zu erfüllen hat. Einerseits muss es flexibel sein, damit der Bewegungsablauf beim Öffnen und Schließen des Verdeckes durchgeführt werden kann. Andererseits wird von ihm eine hohe Steifigkeit verlangt, um einen notwendigen Anpressdruck an der Karosserie aufzubauen. Das Formteil muss unempfindlich gegen Schmutz und dauerhaft sein, falls das Verdeck häufig geöffnet und geschlossen wird. Da es für die Insassen teilweise sichtbar ist, spielt auch die optische Gestaltung des Bauteils eine Rolle.

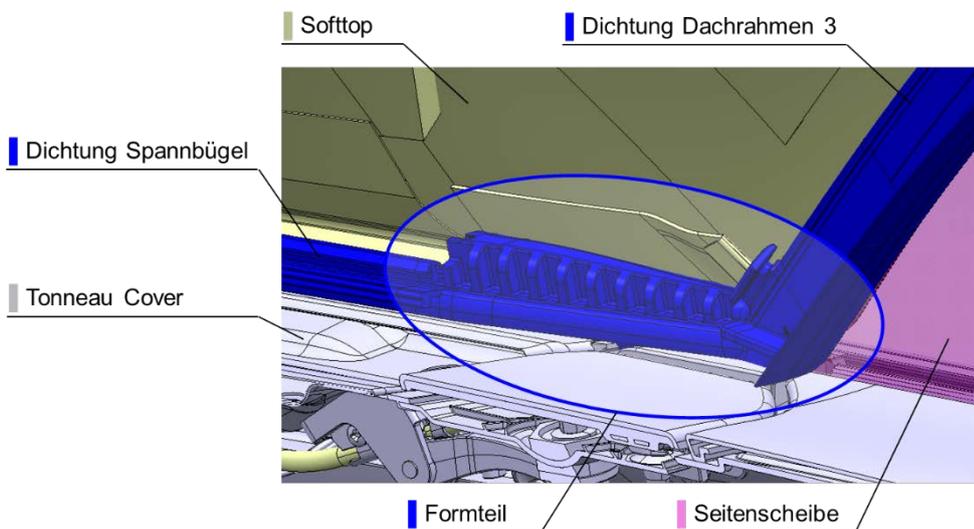


Abbildung 5.34: Innenansicht des C-Knotens mit Formteil

5.2.1.2 Dichtheitsprüfung

Zur Überprüfung der Wasserdichtheit des Fahrzeuges wurden die in Kapitel 3.1.5 beschriebenen Tests durchgeführt. Dabei ist es bei den ersten Prototypen des Formteils in späten Entwicklungsphasen bei geschlossenem Dach und Fenster zu einer Verdrehung der Hochdrucklippe nach innen und daher zu einer falschen beziehungsweise undefinierten Lage gekommen. Dies verursachte an der Fahrzeugaußenseite einen großen Spalt und die Dichtheit konnte nicht mehr gewährleistet werden (Abbildung 5.35). Im Zuge der Testvorbereitung wurde die Hochdrucklippe zuvor manuell in die korrekte Ausgangslage gebracht. Doch für einige Testversuche (Regen/Steigung und Regen/Gefälle) war nach wie vor ein Wassereintritt in das Innere des Fahrzeuges zu beobachten [41].



Abbildung 5.35: Ist-Position (Verdrehung des Formteils und Spalt) [41]



Abbildung 5.36: Soll-Position [41]

Ein weiteres Problem war der Anpressdruck. Da das Formteil in der Mitte frei liegt („Stofflose“) und somit nicht durch das Verdeckdach auf das Tonneau Cover gedrückt wird, ist der Druck auf die Kontaktfläche teilweise gering. Der Anpressdruck lässt sich allerdings nur schwer erhöhen, da aufgrund der Faltmechanik das Formteil an dieser Stelle freiliegen muss.



Abbildung 5.37: Kontaktfläche im Bereich der „Stofflosen“ [41]

5.2.1.3 Vorgenommene Verbesserungen

In der Folge mussten Lösungen gefunden werden, um eine zuverlässige Dichtigkeit des Fahrzeuges zu gewährleisten. In enger Abstimmung mit dem Zulieferer des Verdeckdaches wurden nach intensiven Überlegungen folgende Änderungen am Prototypen vorgenommen.

Verbesserungen an der Dichtung:

- a) Beschnitt des Schlauches im Bereich „Stofflose“:

Dies wurde durchgeführt, um eine Verdrehung der Hochdrucklippe zu verhindern.

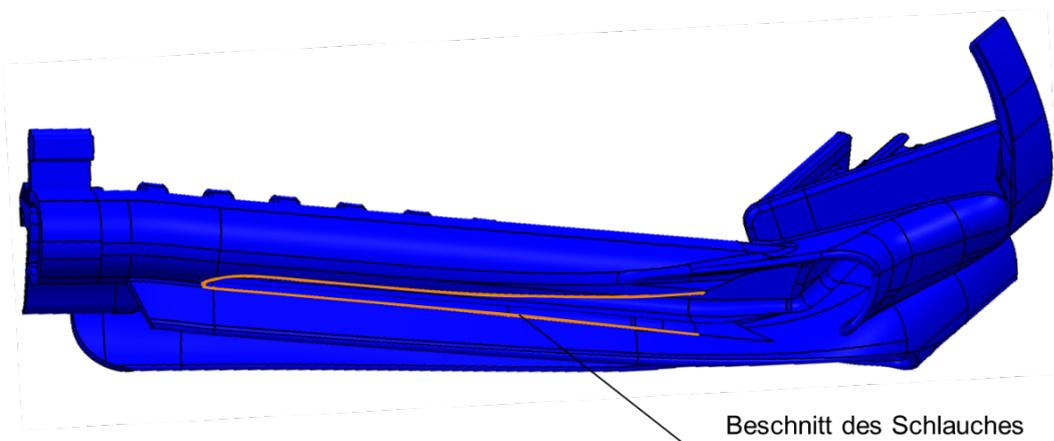


Abbildung 5.38: Beschnitt des Schlauches, um eine Verdrehung zu verhindern

b) Entfernung der beiden Moosgummi-Rippen:

Diese Rippen befanden sich an der „Dichtung Spannbugel“ und dienten im Falle von Wassereintritt als eine Art „Kanal“. Das Wasser floss entlang dieser Rippen nach hinten und sammelte sich am hintersten Bereich des Tonneau Cover.

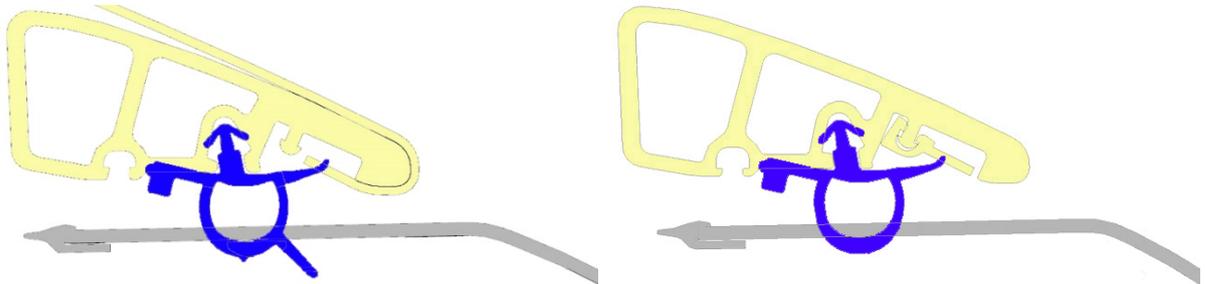


Abbildung 5.39: Die vorhandenen Rippen (links) wurden entfernt (rechts) [42]

Ein Wasserablaufsystem wurde implementiert:

a) Ersatz der geschlossenen und überlappenden Kontur der Endkappe durch einen neuen, offenen Beschnitt:

Bisher ist das Wasser über die überlappende Kontur (zwischen den zwei Bauteilen des Tonneau Cover) Richtung Kofferraum entlang der beiden Moosgummi-Rippen nach hinten geflossen und hat sich dort angesammelt. Durch den Beschnitt wurde ein neuer Spalt geschaffen und eingetretenes Wasser kann so direkt in den Nassraum der Seitenwand abgeleitet werden. Ein großer Nachteil dieser Änderung ist jedoch eine durch den Spalt hervorgerufene Verschlechterung der Akustik.

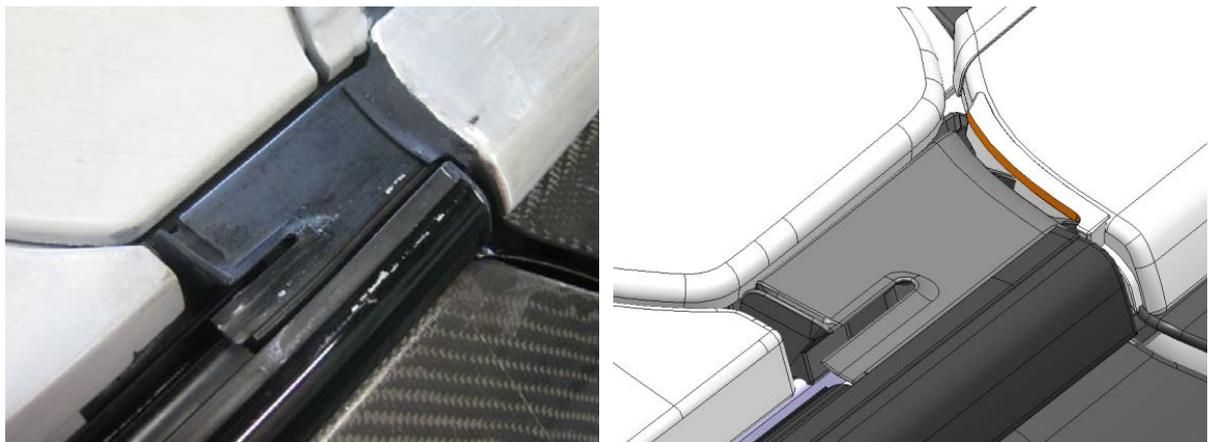


Abbildung 5.40: Die überlappende Kontur (links) wurde beschnitten (rechts) [42]

- b) Ein Drainagesystem bestehend aus Drainagekanal und -tasse wurde hinzugefügt:
 Je nachdem, in welcher Position sich das Fahrzeug gerade befindet, wird eintretendes Wasser entsprechend abgeleitet. Steht das Fahrzeug auf einem Gefälle, so fließt das Wasser in die innere Fensterschachtdichtung und anschließend weiter in den Nassraum Seitenwand (Pfad 1 in Abbildung 5.41). Im Falle einer Steigung fließt das Wasser entlang dem Drainagekanal in eine Drainagetasse und gelangt anschließend ebenfalls in den Nassraum Seitenwand (Pfad 2).

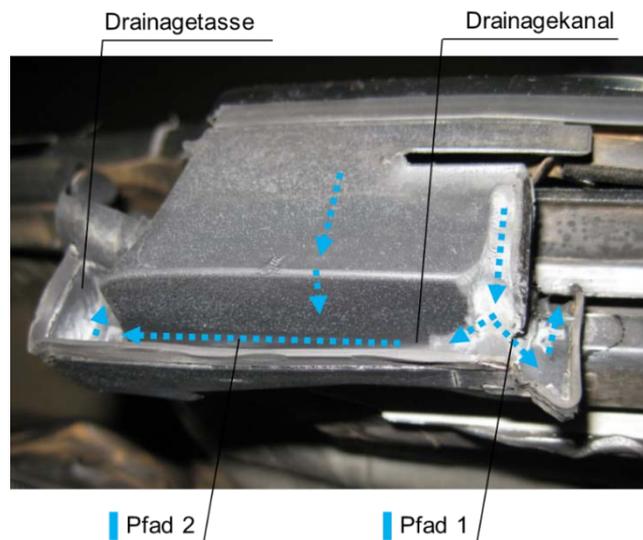


Abbildung 5.41: Entwickeltes Drainagesystem mit eingezeichneten Wasserpfaden, nach [41]

5.2.2 Ziele und Vorgehensweise

Anhand einer 3D-FEM-Simulation soll die reale Einbausituation des momentan in den Serienmodellen verbauten Formteils (also bereits mit den zuvor beschriebenen Verbesserungen) im Bereich des C-Knotens berechnet werden. Da das aktuell verbaute Formteil nach wie vor keine ideale Lösung darstellt, soll im Anschluss ein überarbeitetes sowie verbessertes Formteil entworfen und konstruiert werden, wobei das neue Formteil mit denselben Randbedingungen wie das aktuell verbaute Formteil simuliert werden soll. Die Ergebnisse dieser beiden Berechnungen sollen anschließend miteinander verglichen werden. Zusätzlich werden beide Dichtungen als physische Prototypen aus Silikon gefertigt, um die Ergebnisse der Simulation auch in einem realen Versuch absichern zu können.

Zuerst wird das aktuell in den Serienmodellen verbaute Formteil simuliert (**Version 1**). Nach Auswertung der Ergebnisse wird das Formteil überarbeitet (**Version 2**) und anschließend in das ursprüngliche FEM-Modell wieder eingepflegt, somit bleiben die Randbedingungen ident.

Das Tonneau Cover könnte in dieser Simulation mit einer Überdrückung von $z = +2$ mm abgebildet werden. Diese Analyse legt den Fokus jedoch auf die Problemstellen des Formteils und die Betrachtung der Toleranzlagen spielt nur eine nebensächliche Rolle, daher werden Toleranzlagen hier vernachlässigt.

5.2.3 CAD-Modell

Das betrachtete Formteil wird vom Dichtungshersteller als CAD-Modell in unbelasteter und in gestreckter Einbaulage zur Verfügung gestellt. Für die FEM-Simulation wird die Einbaulage mit dem betrachteten Bereich herausgelöst, wobei die beiden Einspannstellen vorne und hinten noch am Formteil verbleiben sollen (Abbildung 5.42). Außerdem werden alle umgebenden Flächen aus dem CAD-Modell herausgelöst, welche mit dem Formteil während der Simulation in Kontakt treten könnten (Abbildung 5.43). Dazu kommen Flächen des Softtop, Tonneau Cover und der Seitenscheibe in Frage. Ferner werden diese Flächen anschließend so verschoben, damit sich diese nicht mehr mit dem Formteil überschneiden.

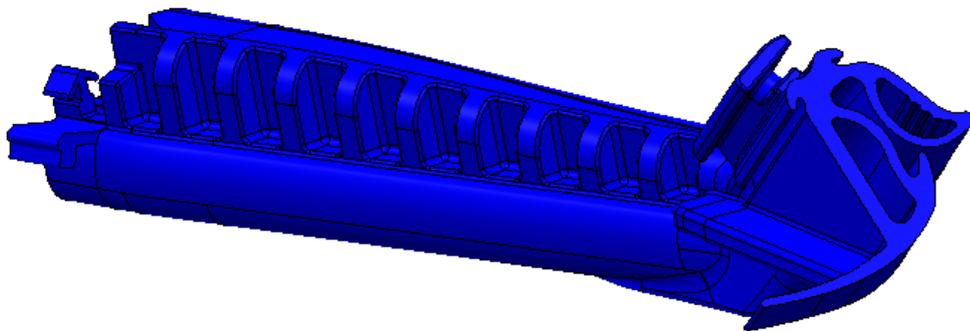


Abbildung 5.42: Herausgelöstes Formteil

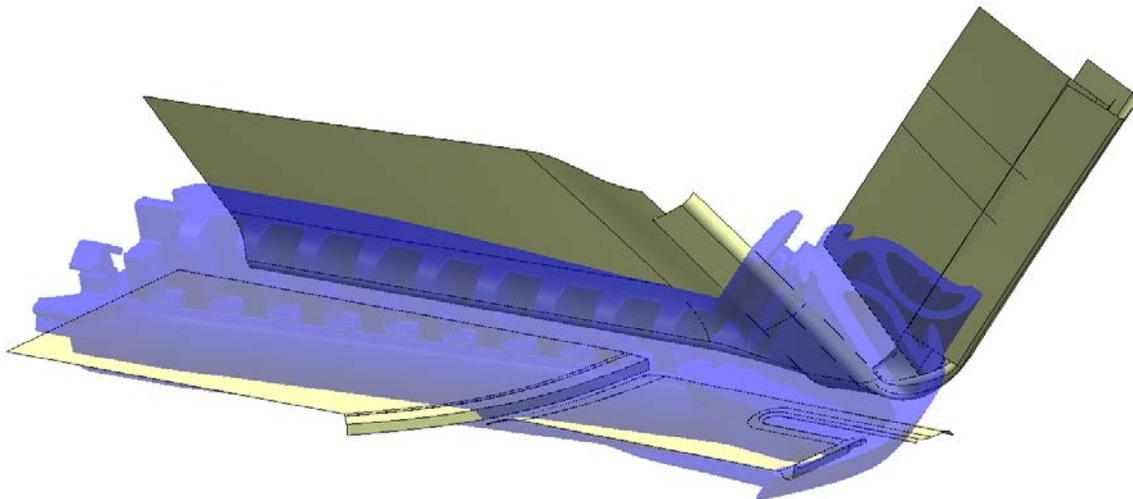


Abbildung 5.43: Herausgelöstes Formteil mit angrenzenden Flächen

5.2.4 Vernetzung

Bevor Version 1 des Formteils in CATIA V5 mit der gewünschten Netzgröße (und somit auch ohne Fehlermeldungen) vernetzt werden kann, müssen an der Oberflächegeometrie einige Überarbeitungen durchgeführt werden. Anschließend wird das Formteil mit einer **Global size** von 4 mm vernetzt, nachdem diese Netzgröße die Bauteilkontur ausreichend genau darstellt. Die Einstellung **Global sag** wird nicht verwendet, da sonst oftmals Fehlermeldungen auftreten. Mit **Local size** und **Local sag** werden die in oranger Farbgebung ausgewiesenen Flächen in Abbildung 5.44 lokal verfeinert. Dies betrifft Kontaktflächen, Einspannungen und Flächen mit großen Verformungen.

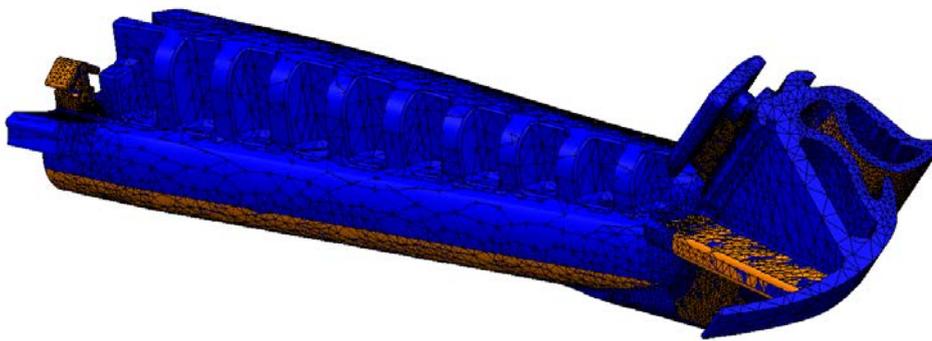


Abbildung 5.44: Vernetztes Formteil mit lokalen Anpassungen (orange)

Netzparameter Formteil, Version 1			
# Elemente	198.409	Local size	0,2 - 0,5 - 1 - 2 mm
# Knoten	48.122	Local sag	0,25 mm
Elementtyp	TETRA4	Geometry size limit	0,25 mm
Global size	4 mm	Mesh edges suppression	0,25 mm
Global sag (Abs/Prop)	- / -	Global interior size	-

Tabelle 5.4 Eingestellte Netzparameter von Version 1

5.2.5 FEM-Simulation

5.2.5.1 Kontaktkörper und Reibungsverhältnisse

Das FEM-Modell ist grundsätzlich aus vier Kontaktkörpern aufgebaut:

- Formteil, verformbar, Härte 60 Shore
- Softtop, steif
- Tonneau Cover, steif
- Seitenscheibe, steif

Da das Softtop und das Tonneau Cover aus mehreren nicht zusammenhängenden Gebieten bestehen, werden sie aus CATIA V5 als einzelne Teilflächen exportiert (Abbildung 5.45). In Marc Mentat werden diese Teilflächen wiederum zu eigene Kontaktkörper definiert. So besteht das Softtop eigentlich aus drei Teilen (Teil A, Teil B, Teil C) und das Tonneau Cover aus zwei Teilen (Trim, Sealing). Die Seitenscheibe ist relativ einfach aufgebaut und setzt sich daher aus nur einem Kontaktkörper zusammen. Die Teile werden für den Bewegungsablauf jedoch als jeweils ein zusammenhängendes Bauteil betrachtet und die Unterteilung soll daher keine weitere Relevanz spielen.

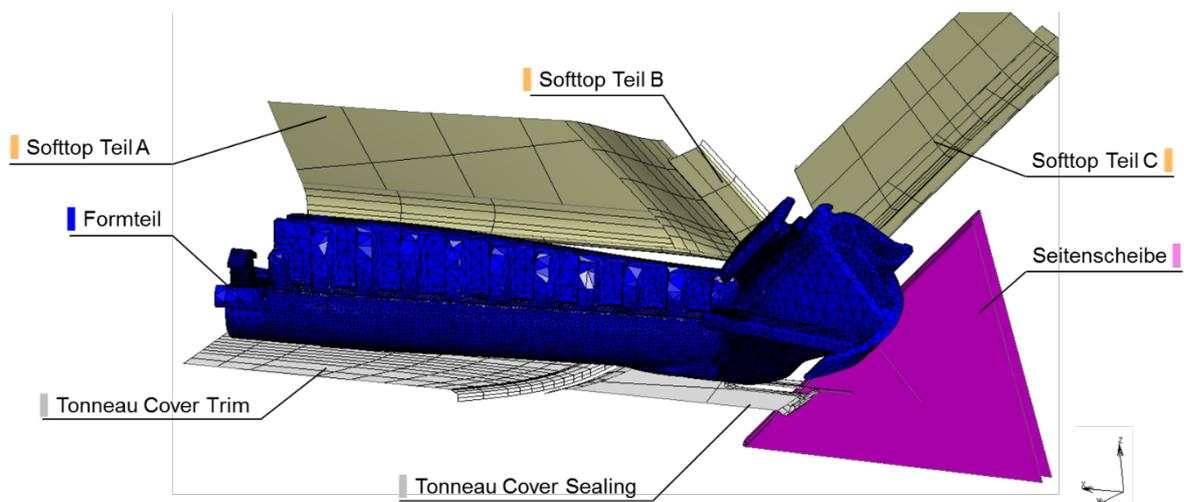


Abbildung 5.45: Kontaktkörper

Bei den ersten durchgeführten Berechnungen stellt sich heraus, dass die beiden Lippen der Fensterführungsdichtung Probleme verursachen, da sie sich während der Bewegung der Seitenscheibe gegenseitig behindern. Durch eine Trennung der beiden Dichtlippen vom Grundkörper und eine Zuweisung in unterschiedliche Kontaktkörper kann während der Simulation eine Überlappung der beiden Dichtlippen ermöglicht werden (Abbildung 5.46). Sowohl diese Zuweisung als auch die Annahme eines reibungsfreien Kontaktes zwischen Formteil und Seitenscheibe ($\mu = 0$) führen zu einem fehlerfreien Durchlauf der FEM-Berechnung.

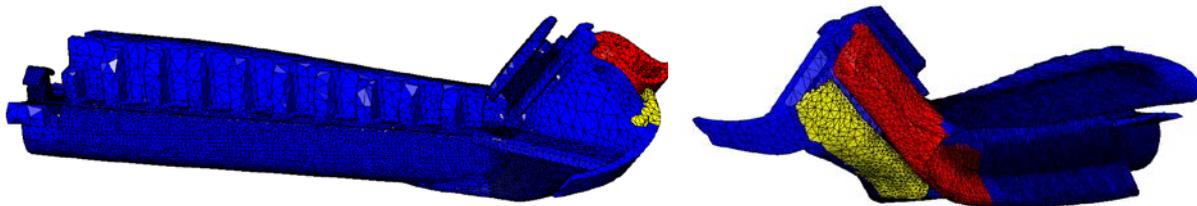


Abbildung 5.46: Trennung der Dichtlippen vom Grundkörper

Um die Rechenzeit zu verringern, werden in der **Contact Table** die Reibungsverhältnisse nur für jene Kontaktpaare definiert, welche auch tatsächlich miteinander in Kontakt treten können. Für die einzelnen Kontaktpaare werden dabei unterschiedliche Reibungskoeffizienten definiert.

	Formteil	Tonneau Cover	Seitenscheibe	Softtop
Formteil	$\mu = 1$	$\mu = 0,5$	$\mu = 0$	$\mu = 0,5$

Tabelle 5.5: Definierte Reibungsverhältnisse

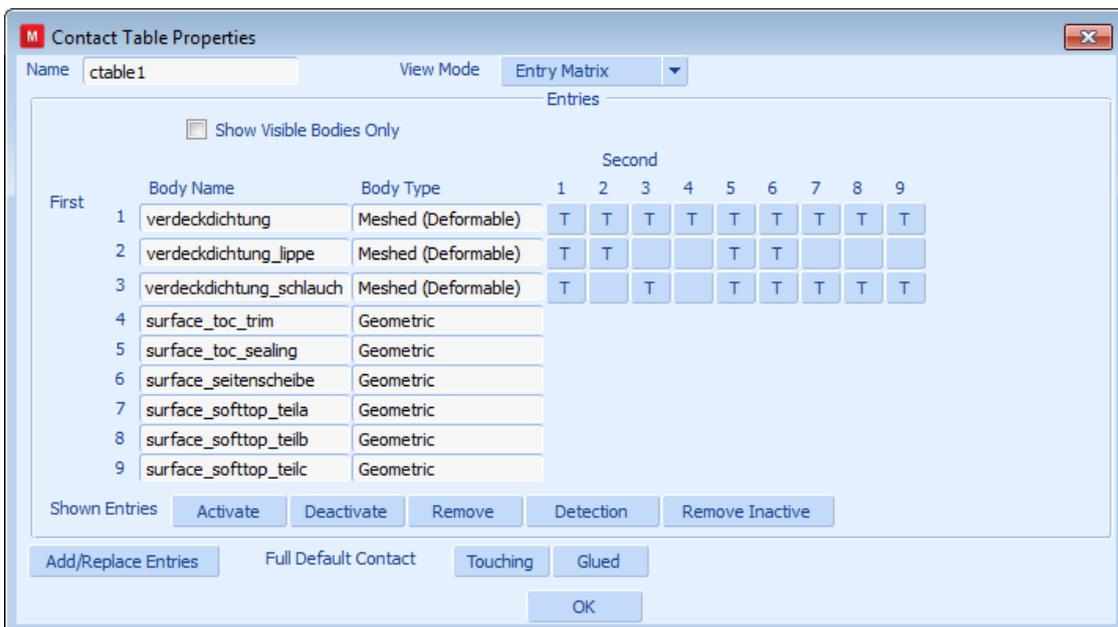


Abbildung 5.47: Contact Table

5.2.5.2 Bewegungsablauf und Randbedingungen

Das Formteil bleibt stillstehend, während sich die steifen Kontaktkörper der Reihe nach auf das Formteil zu bewegen. Im CAD-Modell wurden die steifen Körper bereits so weit vom Formteil entfernt, dass keine Überlappungen mehr vorhanden sind. Während der Simulation in Marc Mentat werden die Körper nun wieder in ihre ursprüngliche Konstruktionslage verschoben, um so den Einbauzustand des Formteils zu erhalten.

Zuerst bewegt sich das Tonneau Cover, dann das Softtop und zuletzt fährt die Seitenscheibe in das Formteil ein. Die Verschiebungen von Tonneau Cover und Softtop können entlang der z-Richtung angenommen werden, die Seitenscheibe bewegt sich entlang aller drei Koordinatenrichtungen. Der Abstand von Anfangspunkt und Endpunkt der Bewegungsrichtung der Seitenscheibe wird in Marc Mentat gemessen. Diese Länge wird durch den gewünschten Verschiebungsweg dividiert und man erhält so den Einheitsvektor der Bewegungsrichtung.

Kontaktkörper	Verschiebungsweg	Bewegungsrichtung	Inkremente
Tonneau Cover (bis KO-Lage)	10 mm	$z = 1$	0 ... 50
Softtop (bis KO-Lage)	13 mm	$z = -1$	50 ... 115
Seitenscheibe (bis KO-Lage)	18 mm	$x = 0,4088$ $y = 0,3634$ $z = 0,8372$	115 ... 205

Tabelle 5.6: Reihenfolge des Bewegungsablaufes

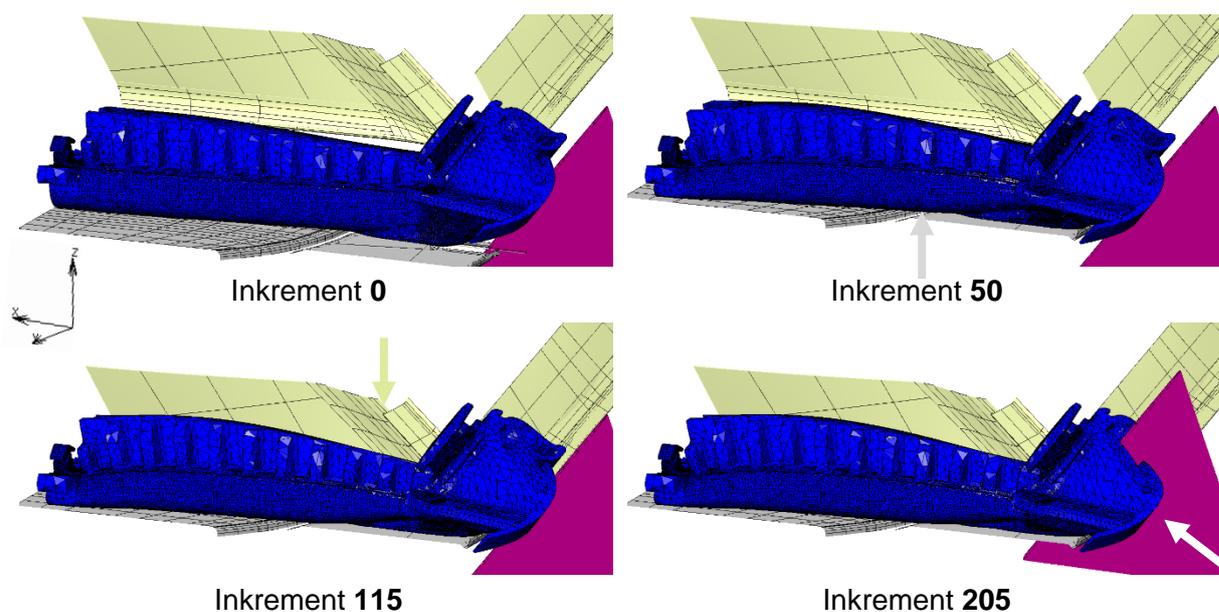


Abbildung 5.48: Grafische Darstellung des Bewegungsablaufes

Das Formteil ist im Fahrzeug vorne und hinten in Stahlprofile des Verdeckträgers eingefasst. Die entsprechenden Knoten an den beiden Enden werden somit fest eingespannt ($x = 0$, $y = 0$, $z = 0$). Am vorderen horizontalen Steg liegt die Verdeckdichtung zusätzlich am Verdeckträger auf; diese Knoten werden daher nur in z-Richtung ($z = 0$) gesperrt. Die vertikale Auflage wird mit einer Sperrung der Bewegung in y-Richtung bewerkstelligt ($y = 0$).

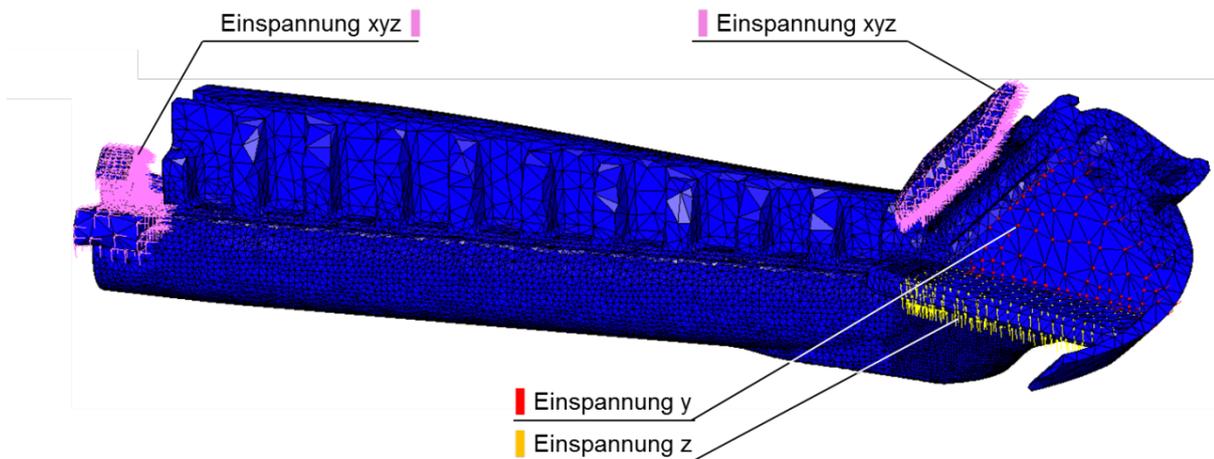


Abbildung 5.49: Randbedingungen am Formteil

5.2.6 Erkenntnisse aus Version 1

In Einbaulage des Formteils lässt sich sofort erkennen, dass sich die Lippe vorne umstülpt und auf Block läuft (Abbildung 5.50). Dieses Problem trat auch bei ersten Versuchen mit physischen Prototypen des Formteils auf und wurde durch vorgenommene Verbesserungen gelöst, wodurch Fahrzeuge der aktuellen Serienproduktion nicht mehr von diesem Problem betroffen sein sollten (siehe Kapitel 5.2.1). Ein möglicher Grund weshalb sich die Lippe in der Simulation trotzdem umstülpt kann sein, dass das Formteil beim Einbau gestreckt wird und unter Vorspannung steht. Da in der Simulation eine solche Vorspannung nicht berücksichtigt wurde, verhält sich das Formteil in der Simulation anders als in der Realität. Eine Vorspannung von Dichtungen ist jedoch nicht üblich und aus Gründen der Montierbarkeit nicht optimal.

Man kann daher erkennen, dass die aktuell verbaute Version des Formteils nach wie vor an dieser Stelle eine Schwachstelle aufweist.

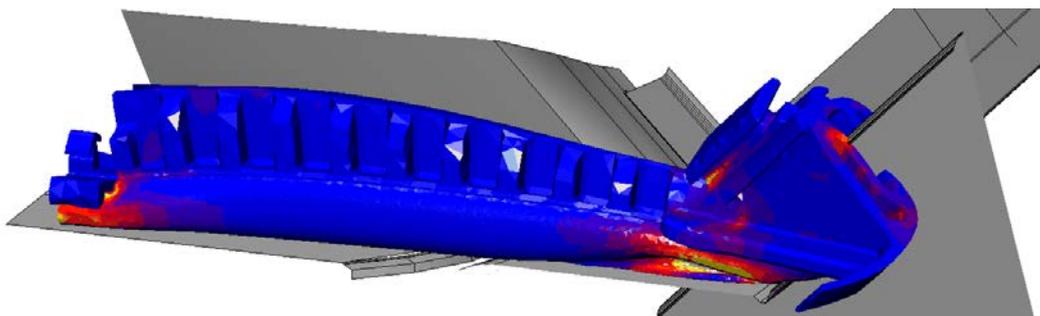


Abbildung 5.50: Ergebnis der Berechnung von Version 1

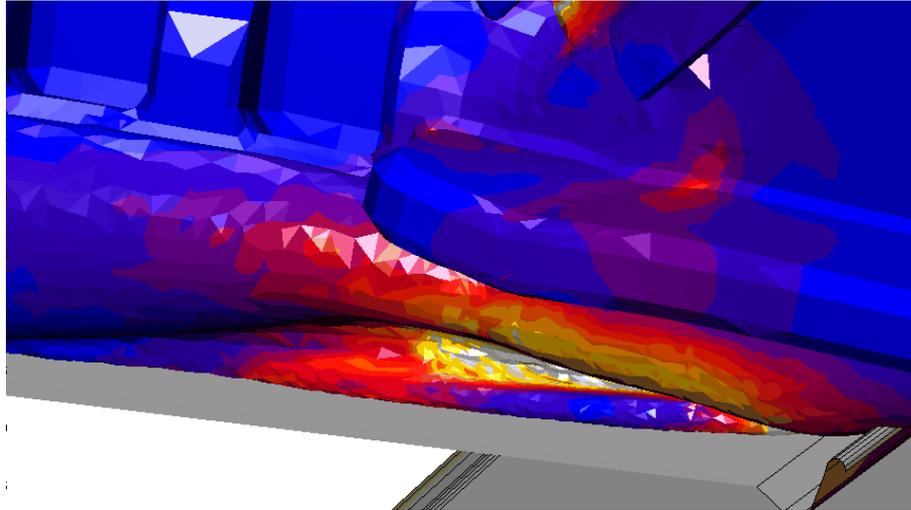


Abbildung 5.51: Detailansicht der umgestülpten Lippe

Des Weiteren ist zwischen den beiden Einspannungen des Formteils zu erkennen, dass das Formteil im Bereich der „Stofflosen“ stark nach oben ausbeult (Abbildung 5.52). Solche Ergebnisse waren bereits vor der Simulation durch die fehlende Führung des Verdeckdaches zu erwarten, aber die Höhe der Aufwölbung ist bemerkenswert. Die Verdeckdichtung liegt in diesem Bereich somit nicht fest auf dem Tonneau Cover auf, die Anpresskraft kann nicht gänzlich ausgenutzt werden und es besteht die Gefahr von Wassereintritt von außen.

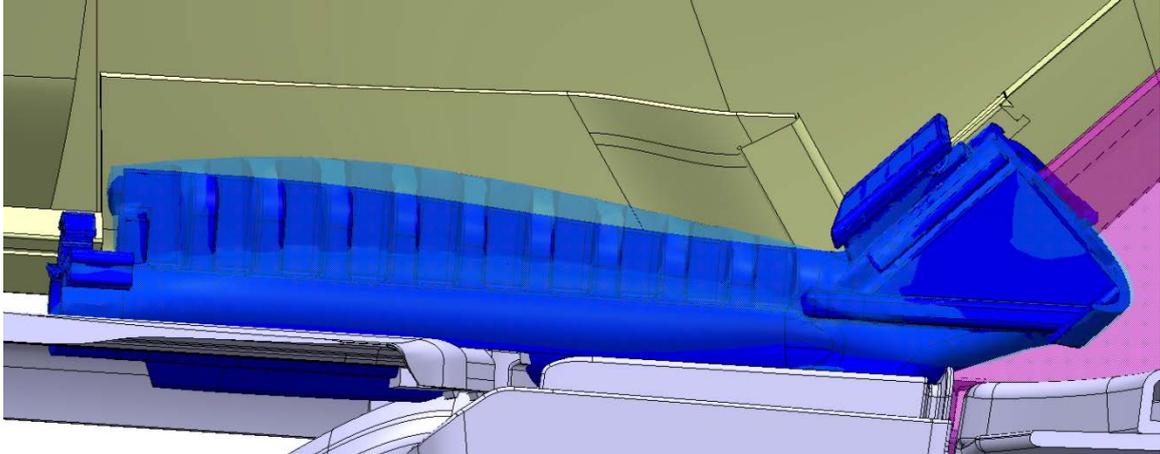


Abbildung 5.52: Die verformte Dichtung beult sich im Bereich der „Stofflosen“ stark nach oben

5.2.7 Überarbeitung des Formteils

Die erkannten Schwachstellen von Version 1 des Formteils werden nun konstruktiv überarbeitet und ausgebessert. Die untere Lippe wird entfernt und der Schlauch geschlossen, außerdem wird der steife Steg in den Schlauch integriert, damit das Formteil besser auf dem Tonneau Cover gleitet. In den folgenden Abbildungen ist Version 1 in blau dargestellt und die überarbeitete Version 2 in grün abgebildet.

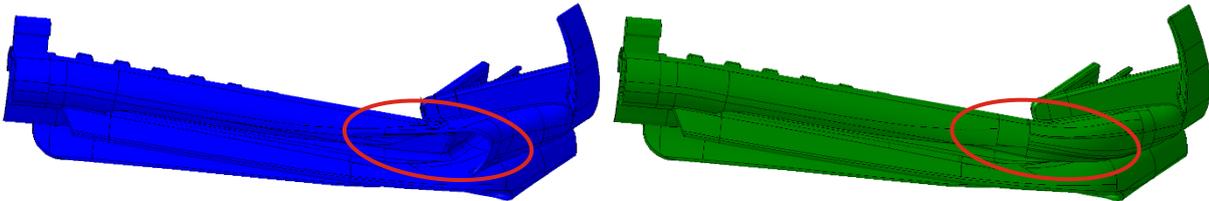


Abbildung 5.53: Beide Versionen im Vergleich bei Ansicht von unten

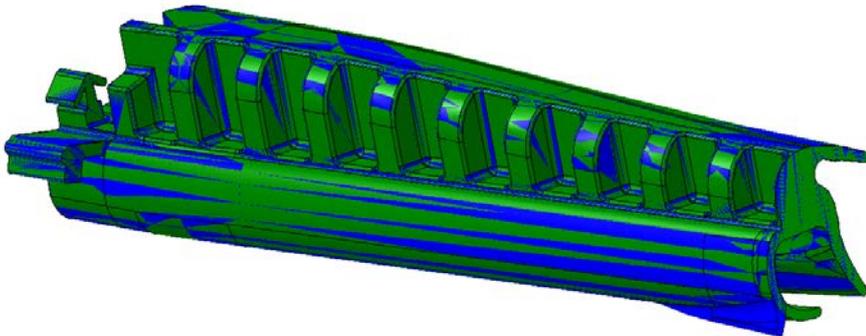


Abbildung 5.54: Überlagerung der beiden Versionen mit 3D-Schnittdarstellung

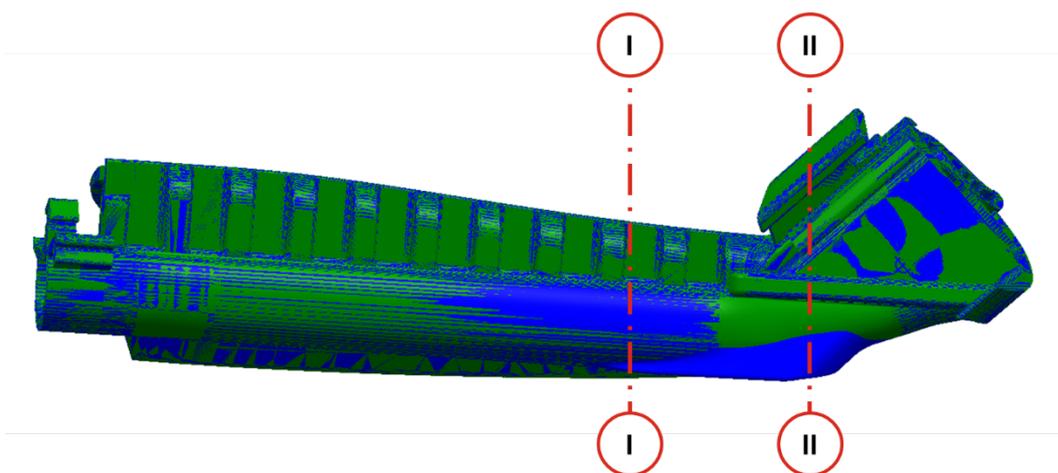


Abbildung 5.55: Kennzeichnung der Schnitte durch Version 1 und 2

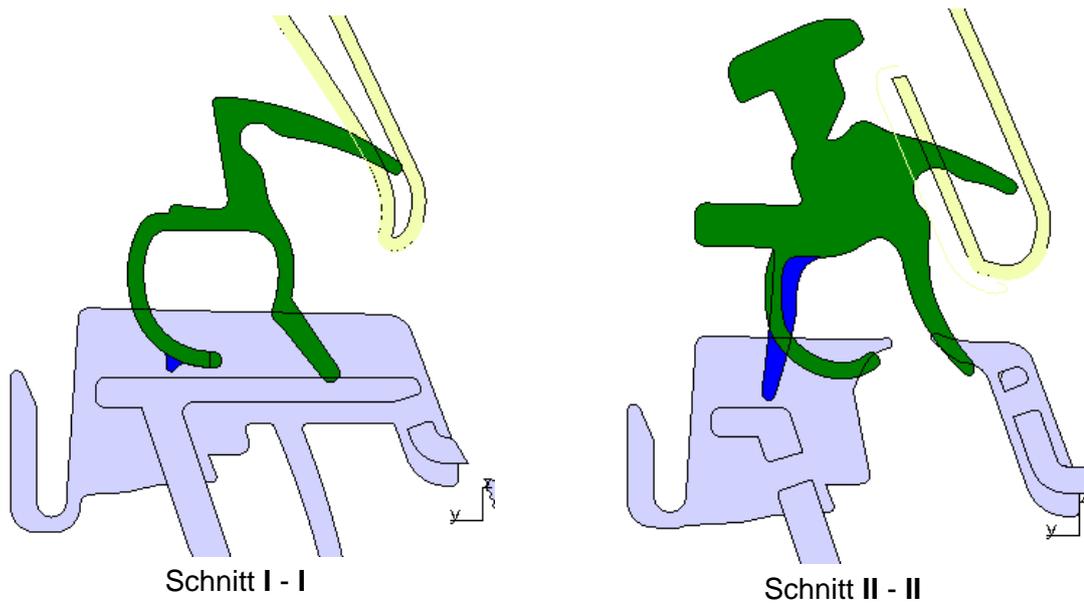


Abbildung 5.56: Schnitte durch die unverformten Geometrien beider Versionen

Nach der abgeschlossenen Überarbeitung wird Version 2 des Formteils mit den ähnlichen Netzparametern wie Version 1 vernetzt.

Netzparameter Formteil, Version 2			
# Elemente	185.284	Local size	0,2 - 0,5 - 1 - 2 mm
# Knoten	45.915	Local sag	0,25 mm
Elementtyp	TETRA4	Geometry size limit	0,25 mm
Global size	4 mm	Mesh edges suppression	0,25 mm
Global sag (Abs/Prop)	- / -	Global interior size	-

Tabelle 5.7 Eingestellte Netzparameter Version 2

5.2.8 Diskussion der Ergebnisse

Die Ergebnisse der durchgeführten Simulationen von Version 1 und Version 2 werden nun miteinander verglichen.

	Anzahl Elemente	Anzahl Knoten	Rechenzeit [s]
Variante 1	198.409	48.122	85.741
Variante 2	185.284	45.915	217.834

Tabelle 5.8: Vergleich von Elementen, Knoten und Rechenzeit beider Varianten

Werden die verformten Geometrien der beiden Varianten überlagert, so erhält man die Darstellung gemäß Abbildung 5.57. Version 1 ist blau dargestellt und die überarbeitete Version 2 ist in grün abgebildet.

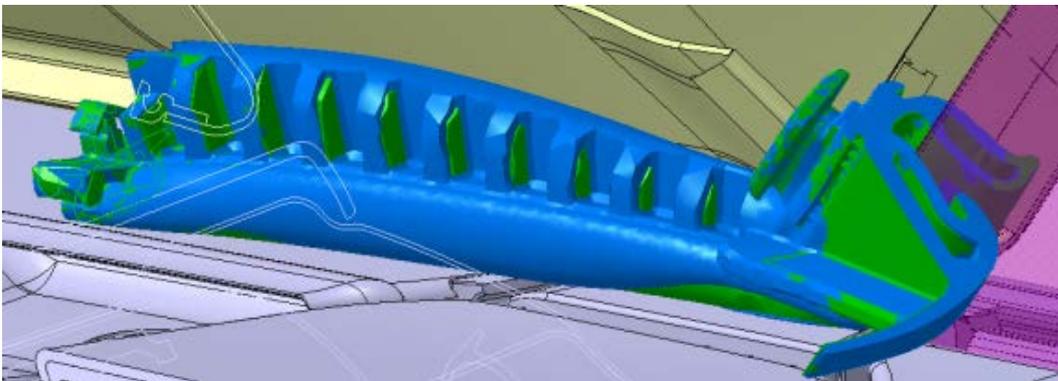


Abbildung 5.57: Vergleich der verformten Geometrien beider Versionen

Zur besseren Darstellung werden wie zuvor Schnitte durch das Formteil gelegt (Abbildung 5.55). Man erkennt, dass der Schlauch in Version 2 aufgrund der fehlenden Lippe gut am Tonneau Cover anliegt (Abbildung 5.58).

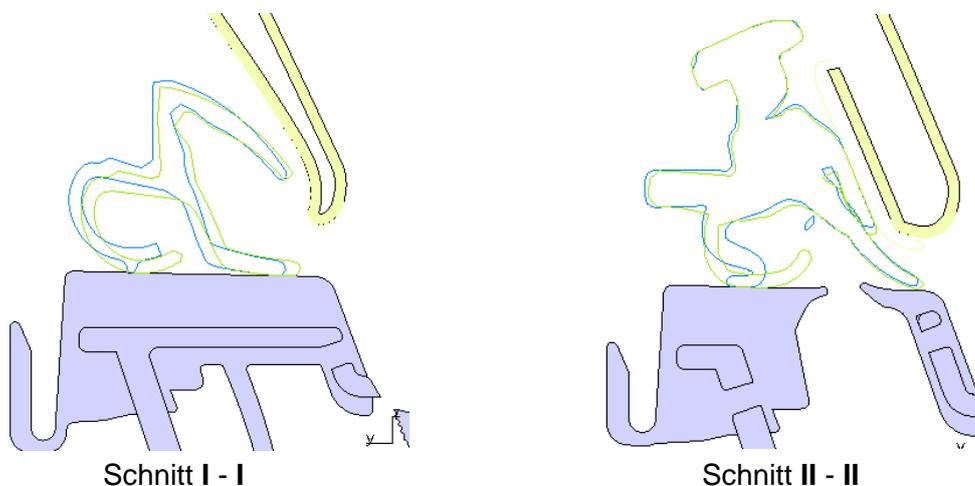


Abbildung 5.58: Schnitte durch die verformten Geometrien beider Versionen

Die Auflageflächen der beiden Versionen des Formteils am Tonneau Cover können im *Post-Processor* von Marc Mentat mit der Ansicht **Contact Status** anschaulich gegenübergestellt werden (Abbildung 5.59 und Abbildung 5.60). Version 2 wölbt sich ebenfalls im Bereich der „Stofflosen“ nach oben und liegt somit nicht optimal auf, aber trotzdem besser als Version 1.

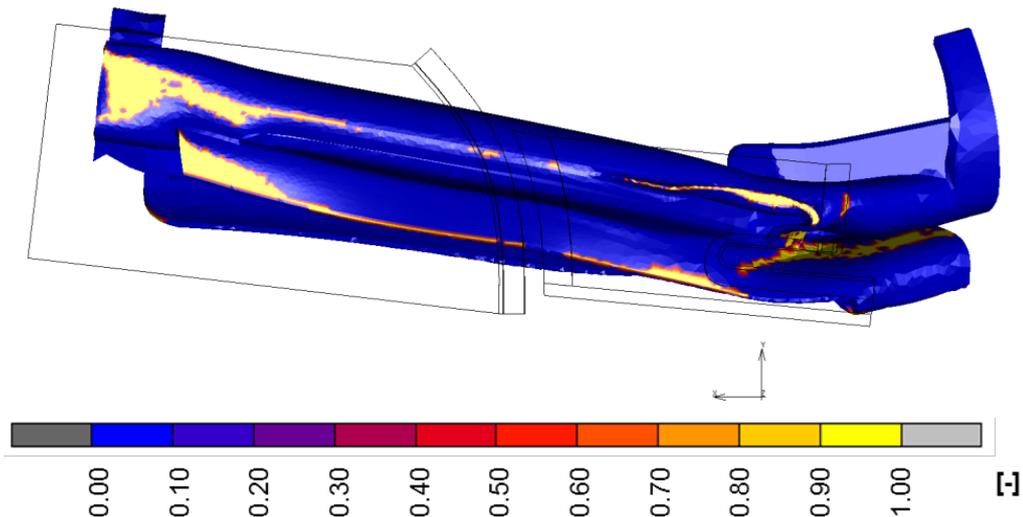


Abbildung 5.59: Kontaktzonen am Formteil von Version 1 (Ansicht von unten)

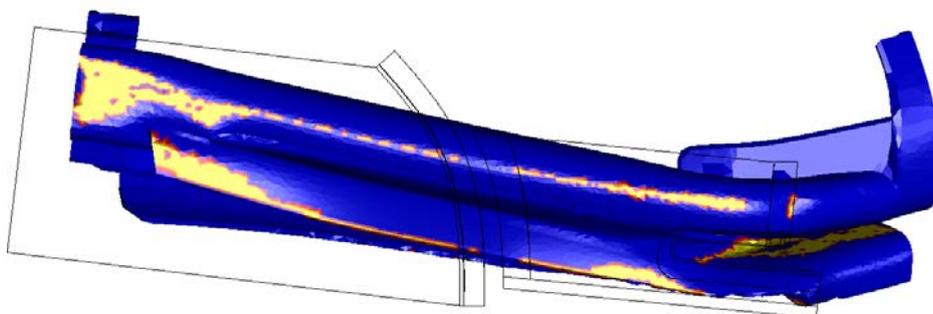


Abbildung 5.60: Kontaktzonen am Formteil von Version 2 (Ansicht von unten)

Um die Ergebnisse der durchgeführten Simulationen absichern zu können, wurden beide Versionen des Formteils als physische Prototypen aus Silikon hergestellt (Abbildung 5.61). Diese wurden in ein Serienfahrzeug eingebaut und anschließende Versuche beim Schließen des Verdeckdaches zeigten eine gute Übereinstimmung mit den Simulationen. So stülpt sich bei Version 1 die Lippe im vorderen Bereich um, wie es auch bei den virtuellen Berechnungen der Fall war (Abbildung 5.62).



Abbildung 5.61: Vergleich der Prototypen von Version 1 (oben) und Version 2 (unten)

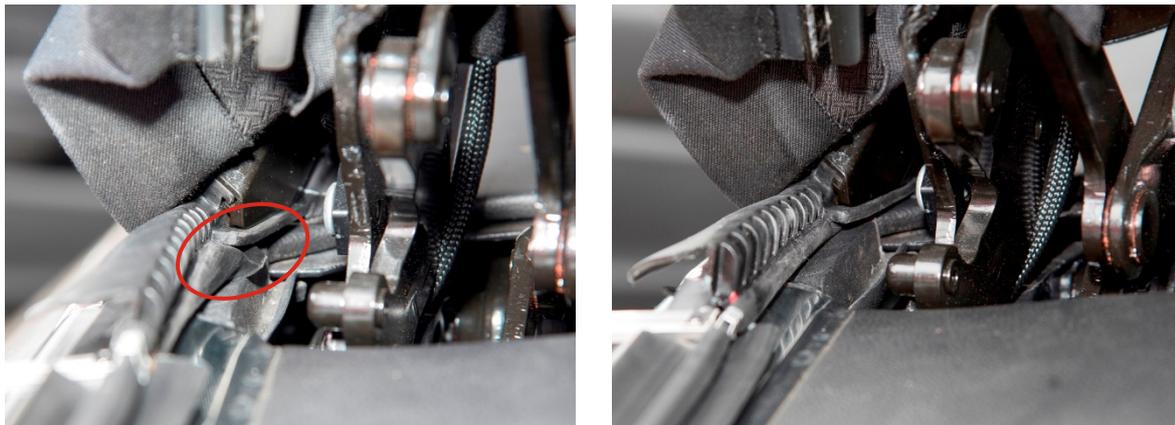


Abbildung 5.62: Einbauzustand von Version 1 (links) und Version 2 (rechts)

Die gesammelten Informationen (verformte Geometrie und Auflagefläche) der Simulationen könnten nun in ein CFD-System importiert werden, um so eine virtuelle Prüfung auf Wasserdichtheit durchführen zu können.

Es zeigt sich, dass durch die Durchführung von 3D-FEM-Simulationen bereits während der Entwicklungsphase des Fahrzeuges die auftretenden Schwachstellen der Verdeckdichtung identifiziert hätten werden können, wie etwa an der Lippe oder die starke Aufwölbung im Bereich der „Stofflosen“. Dadurch hätten Verbesserungsmaßnahmen wesentlich früher bewertet werden können und nicht erst in der Versuchsphase mit physischen Prototypen.

5.3 Simulation 3: Kantenschutz

Der Kantenschutz der BMW-Baureihe F39 wird in weiterer Folge im Bereich zwischen Dach und B-Säule betrachtet (Abbildung 5.63). Bevor auf die FEM-Berechnungen näher eingegangen wird, wird anhand einer Vordertür die Berechnung der Türschließkraft beschrieben.

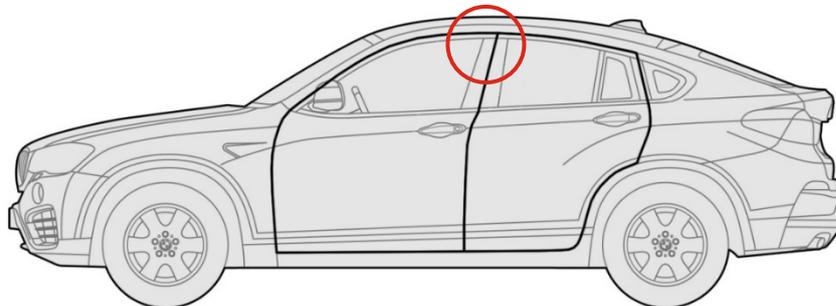


Abbildung 5.63: Lage des betrachteten Ausschnittes, nach [7]

5.3.1 Problemstellung

Die Kraft zum Öffnen und Schließen der Tür muss durch die Insassen aufgebracht werden. Wird die Tür geschlossen, verformen sich die anliegenden Dichtungen, wodurch sich folglich ein erhöhter Kraftaufwand ergibt. Damit die erforderliche Kraft in einem für den Kunden akzeptablen Bereich liegt, muss diese daher bereits möglichst früh in der Entwicklung bewertet werden können. Zur Berechnung dieser Kraft an einem Türrahmen muss der gesamte Türrahmen betrachtet werden. Bisher wurden beim Industriepartner nur 2D-FEM-Simulationen von Querschnitten durchgeführt und es wurde anschließend über mehrere Zonen gemittelt, daher konnten für die Berechnung der Türschließkräfte nur gerade Stellen des Türrahmens angenommen werden. An den Radien der Eckbögen kommt es jedoch zu zusätzlichen Verformungen des Kantenschutzes, somit treten hier andere Kräfte auf.

Besonders großen Einfluss hat der Radius im Bereich zwischen Dach und B-Säule. Einerseits ist hier der Biegeradius über die gesamte Vordertür betrachtet am kleinsten, andererseits übt der lange Hebelarm einen erheblichen Einfluss auf die Schließkraft aus.

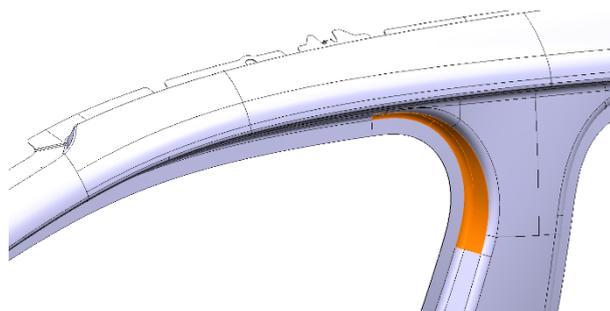


Abbildung 5.64: Der orange markierte Bereich wird betrachtet

5.3.2 Ziele und Vorgehensweise

Im Rahmen von zwei FEM-Verformungsanalysen werden die Türschließkräfte beim Schließen einer Vordertür im Radius zwischen Dach und B-Säule miteinander verglichen:

- Mit Hilfe der Simulation „2D-Gerade“ wird die Türschließkraft anhand einer 2D-Berechnung im Querschnitt bei geradem Einbau berechnet.
- Die Simulation „3D-Radius“ soll den Kraftaufwand im Radius mittels 3D-Berechnung ermitteln. Durch die Verformung im Radius kommt es auch zu veränderten Türschließkräften.

Zusätzlich wird versucht, die Dichtung mit einem eingebauten Einleger zu vernetzen. Da das Materialverhalten eines U-förmigen Stahl-Stanzbandes je nach Belastungsrichtung unterschiedlich ist und die Kennwerte dafür nicht zur Verfügung stehen, wird der Einleger als Gummi-Werkstoff mit einer Härte von 90 Shore angenommen (siehe Kapitel 4.2).

Die Simulation soll dabei die Toleranzlage des Türinnenbleches mit einer Überdrückung von + 2 mm in Bewegungsrichtung des Türinnenbleches berücksichtigen.

5.3.3 Ermittlung der statischen Türschließkraft anhand einer 2D-Berechnung

Bisher wurden Türschließkräfte beim Industriepartner nur mittels 2D-Berechnungen anhand von Querschnitten ermittelt. Im Folgenden wird eine 2D-Berechnung der statischen Türschließkraft einer Vordertür erläutert. Die statische Betrachtung vernachlässigt Trägheiten der Tür sowie die Schließgeschwindigkeit, trotzdem haben Versuche beim Industriepartner gezeigt, dass diese Vorgehensweise der Kraftberechnung die reale Türschließkraft mit guter Genauigkeit annähert [10]. Folgende Dichtungssysteme üben an der betrachteten Tür einen Einfluss auf die Türschließkraft aus und sind in Abbildung 5.65 eingezeichnet:

- Fugendichtung B-Säule
- Fugendichtung Dach
- Türdichtung
- Schwellerdichtung
- Kantenschutz

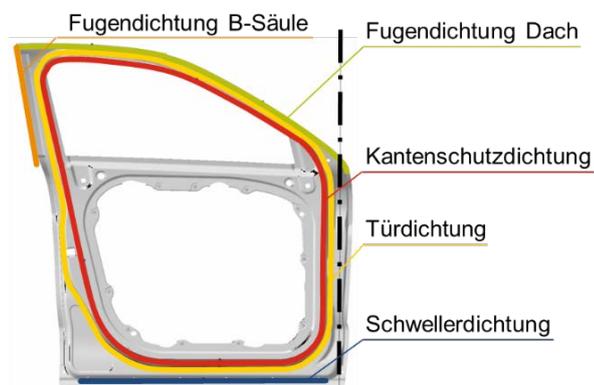


Abbildung 5.65: Dichtungssysteme an einer Vordertür

Wie man der Tabelle 5.9 (2D-Berechnung der Vordertür) entnehmen kann, hat der Kantenschutz den größten Anteil an der Gesamt-Türschließkraft, welcher daher näher betrachtet werden soll.

Dichtung	Kraft
Fugendichtung B-Säule	15,8 N
Fugendichtung Dach	18,6 N
Türdichtung	104,3 N
Schwellerdichtung	13,0 N
Kantenschutz	120,6 N
Gesamt-Türschließkraft	272,3 N

Tabelle 5.9: Zusammensetzung der Gesamt-Türschließkraft einer Vordertür

Der Kantenschutz wird dazu in sechs Zonen unterteilt und für jede Zone wird der Kraftaufwand beim Schließen der Tür berechnet, die Kräfte werden also an den geraden Stellen in Erfahrung gebracht und anschließend über die einzelnen Zonen gemittelt (Abbildung 5.66). Mit dem Abstand der Zonenmittelpunkte zur Scharnier-Drehachse ergibt sich ein Drehmoment, über dieses auf die Türschließkraft zurückgerechnet werden kann.

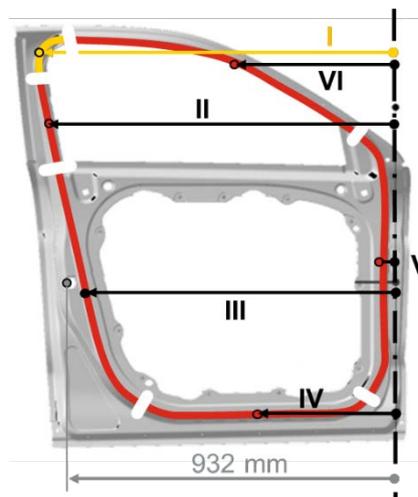


Abbildung 5.66: Unterteilung des Kantenschutzes in sechs Zonen

Wie aus Abbildung 5.66 ersichtlich, hat der Kantenschutz im Radius zwischen Dach und B-Säule (Zone 1) die größte Krümmung. An dieser Stelle kommt es also am ehesten zu zusätzlichen Verformungen, welche auf die Türschließkraft einen Einfluss haben. Außerdem ist hier auch der Abstand zur Scharnier-Drehachse am größten.

Daher wird im Folgenden die Türschließkraft in Bereich von Zone 1 anhand einer 2D- und einer 3D-Simulation berechnet, um die Auswirkungen der Verformungen im Radius beurteilen zu können.

5.3.4 CAD-Modell

In Abbildung 5.67 ist der Ausschnitt von Kantenschutz, Seitenrahmen, Türinnenblech und einer eingefügten Schnittebene abgebildet. In Abbildung 5.68 ist der Querschnitt durch diese Schnittebene dargestellt. Die gestreckte Länge des Eckbogens (und somit auch des Kantenschutzes) beträgt 184 mm.

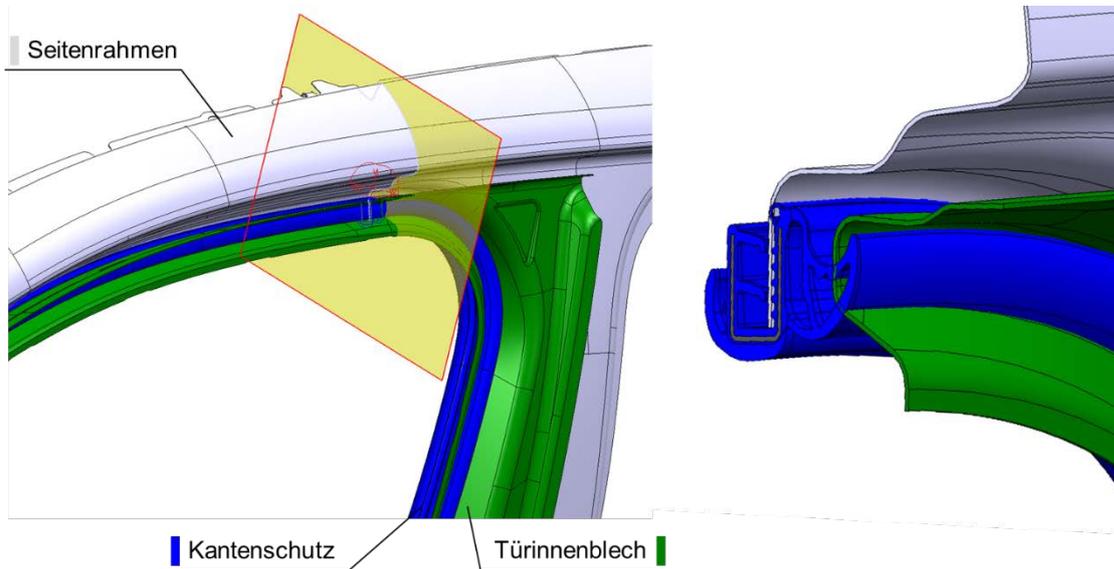


Abbildung 5.67: 3D-Ansicht mit Schnittebene

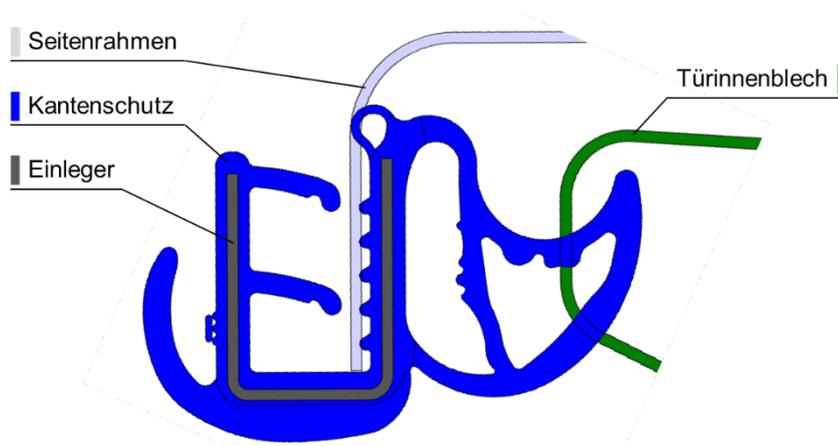


Abbildung 5.68: Querschnitt durch Seitenrahmen, Türinnenblech und Kantenschutz mit Einleger

Die Geometrie des Kantenschutzes wird für die Berechnung vereinfacht. Die Lippen im Inneren des U-förmigen Bereiches werden entfernt, da sie für die Berechnung nicht von Relevanz sind. Außerdem wird der Seitenrahmen durch ein U-Profil ersetzt. Dieses Profil hat zur Innenwand der Dichtung links und rechts einen Abstand von 0,2 mm, damit beim Einfahren des Profils in die Dichtung während der Simulation keine Knoten der Dichtung am U-Profil hängen bleiben könnten.

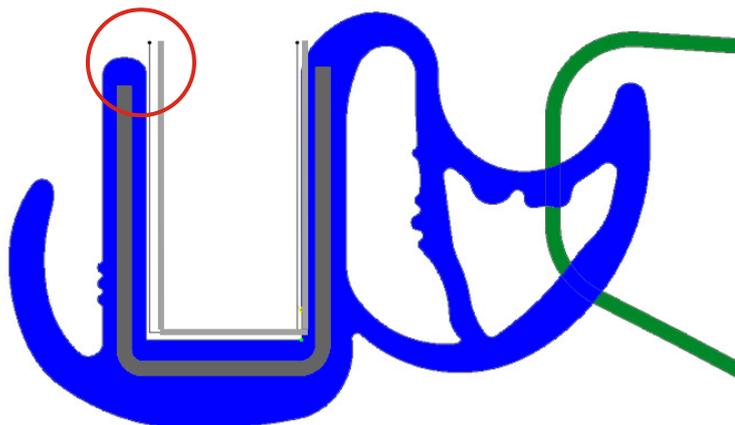


Abbildung 5.69: Vereinfachungen am Kantenschutz und Ersatz des Seitenrahmens durch ein U-Profil

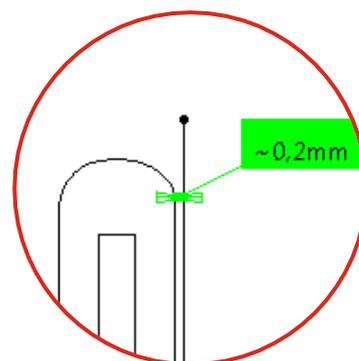


Abbildung 5.70: Seitlicher Abstand des U-Profiles zum Kantenschutz

5.3.5 Vernetzung

Nun wird versucht, die Dichtung mit einem eingebauten Einleger zu vernetzen.

5.3.5.1 Einbau mit Einleger

Um zwei Netze miteinander zu verbinden, gibt es in CATIA V5 die Option **Automatic Mesh Capture**. Zuerst wird der Einleger vernetzt, danach der Dichtkörper. Die aktivierte Option sorgt nun dafür, dass sich das Netz des Dichtkörpers an das zuvor erstellte benachbarte Netz des Einlegers anpasst. Die hervorgehobenen Punkte am Rand des Einleger-Netzes bedeuten, dass diese Knoten bei der Netzerstellung berücksichtigt werden.

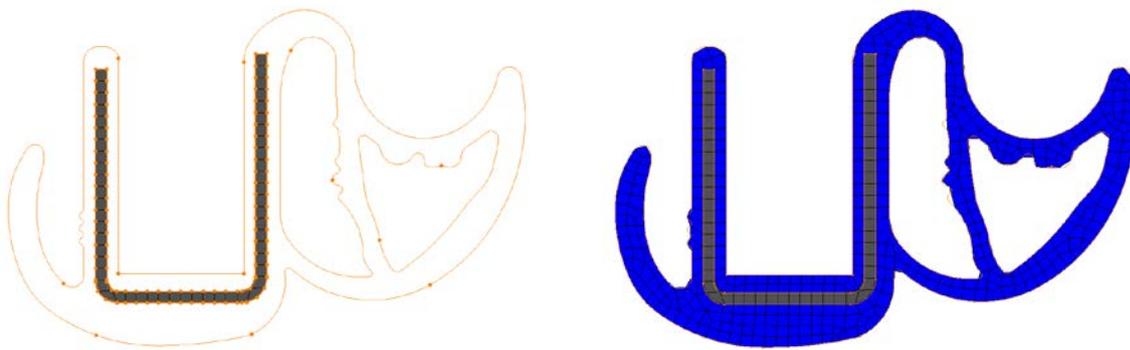


Abbildung 5.71: Der Einleger wird zuerst vernetzt (links) und der Dichtkörper richtet sich anschließend an den hervorgehobenen Punkten aus (rechts)

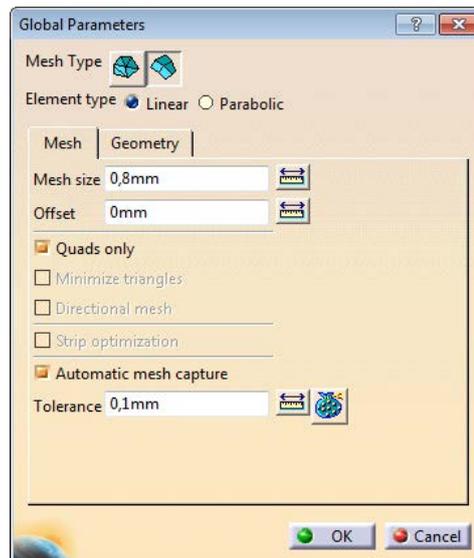


Abbildung 5.72: Netzparameter für zweidimensionale Vernetzung in CATIA V5

5.3.5.2 Funktion Expand

Mit Hilfe der Funktion **Expand** ist es in Marc Mentat möglich, die Dimension von Netzelementen oder geometrischen Elementen zu erhöhen (Abbildung 5.73). So lässt sich ein Netz aus zweidimensionalen Oberflächenelementen einfach in ein dreidimensionales Volumennetz umwandeln oder eine Linie zu einer Fläche erweitern. Dabei können die Richtung der Expansion, die Länge sowie die Anzahl der Wiederholungen im Dialogfenster eingestellt werden (Abbildung 5.74).

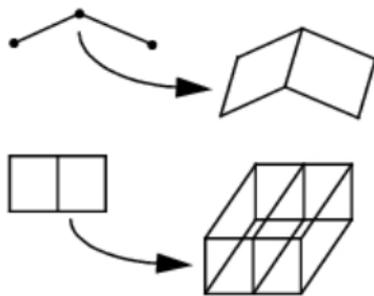


Abbildung 5.73: Mit **Expand** werden Linien zu Flächen oder Flächen zu Volumen [30]

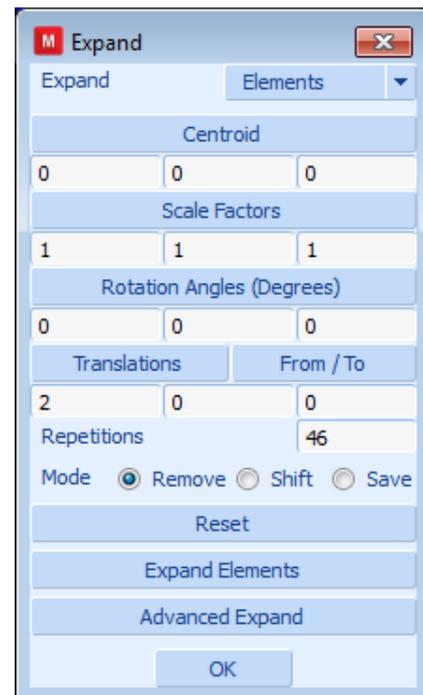


Abbildung 5.74: Dialogfenster **Expand**

Im konkreten Fall bildet das zweidimensionale Flächennetz des Kantenschutzes mit seinen linearen Rechteck-Elementen (QUAD4) das Netz für Simulation „2D-Gerade“. Gleichzeitig dient es als Ausgangsnetz für Simulation „3D-Radius“, indem es mit **Expand** in ein dreidimensionales Volumennetz mit linearen Hexaeder-Elementen (HEX8) expandiert wird (Abbildung 5.75 und Abbildung 5.76).

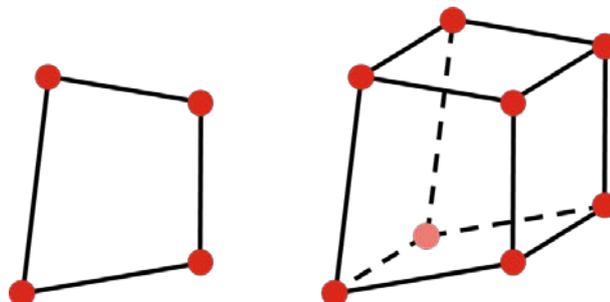


Abbildung 5.75: QUAD4-Element (links) und HEX8-Element (rechts)

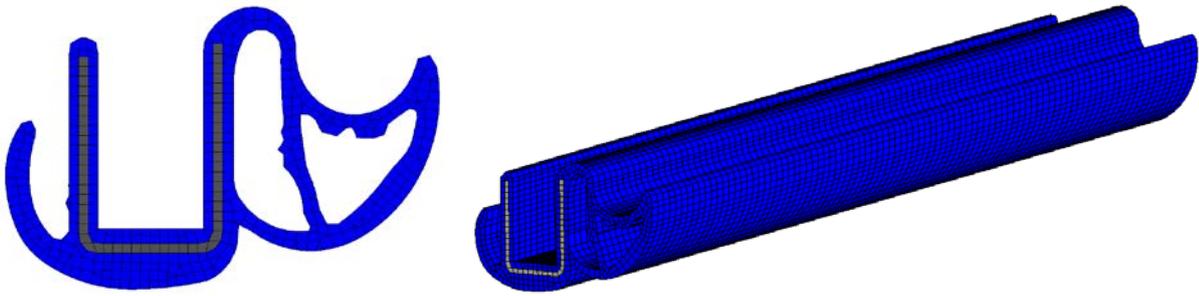


Abbildung 5.76: 2D-Netz (QUAD4) wird zu einem 3D-Netz (HEX8) expandiert

Um ein 2D-FEM-Netz auch an verrundeten Ecken einer Fläche annähernd gut anpassen zu können, sind Dreieck- gegenüber Rechteck-Elementen zu bevorzugen, da sich diese besser an eine gekrümmte Randkontur anpassen können. Durch Anwendung der Funktion **Expand** werden die Dreieck-Elemente zu Pentaeder-Elementen erweitert. Da jedoch der für Elastomere notwendige Elementtyp **Full & Herrmann Formulation** (siehe Kapitel 4.4) für Pentaeder-Elemente in Marc Mentat nicht verfügbar ist, dürfen im 2D-Ausgangsnetz nur Rechteck-Elemente vorhanden sein (Abbildung 5.77).

Mit der Einstellung **Quads only** lassen sich Dreieck-Elemente beim Vernetzen in CATIA V5 unterdrücken (Abbildung 5.72). Werden Dreieck-Elemente nicht verhindert, so wird diesen Elementen von Marc Mentat automatisch der Typ **Full Integration** zugewiesen. Da sich jedoch alle Elemente gleich verhalten sollen müssen Dreiecke unterdrückt werden, auch wenn dies auf Kosten der Netzqualität geht.

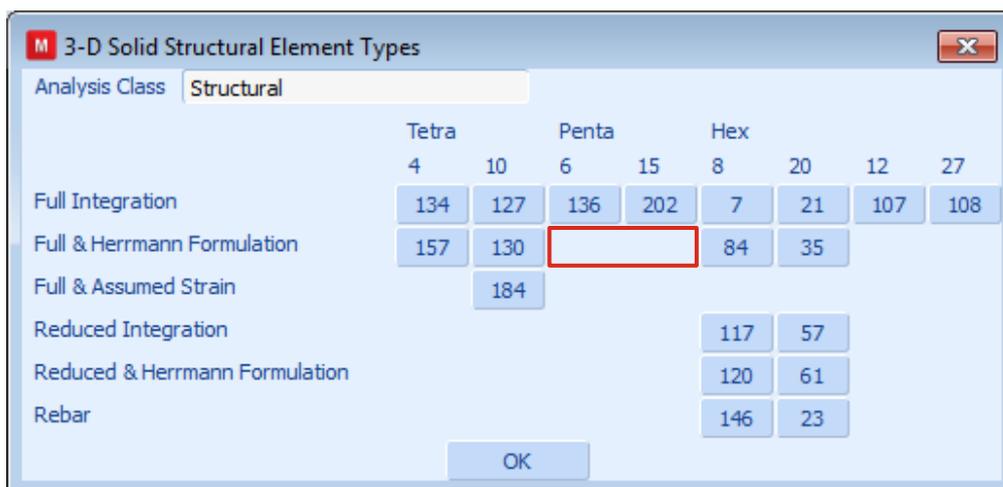


Abbildung 5.77: Die Einstellung **Full & Herrmann Formulation** fehlt für Pentaeder-Elemente

In Tabelle 5.10 und Tabelle 5.11 sind die Netzparameter für die beiden durchgeführten Simulationen angeführt.

Netzparameter „2D-Gerade“			
# Elemente	467	Mesh size	0,8 mm
# Knoten	613	Constraint sag	0,1 mm
Elementtyp	QUAD4	min. size	0,2 mm

Tabelle 5.10: Netzparameter von Simulation „2D-Gerade“

Netzparameter „3D-Radius“			
# Elemente	28.980	Mesh size	<i>Einstellungen</i>
# Knoten	39.897	Constraint sag	<i>von Netz</i>
Elementtyp	HEX8	min. size	<i>„2D-Gerade“ übernommen</i>

Tabelle 5.11: Netzparameter von Simulation „3D-Radius“

5.3.6 FEM-Simulation „2D-Gerade“

5.3.6.1 Kontaktkörper und Reibungsverhältnisse

Bei der 2D-Berechnung im Querschnitt besteht das FEM-Modell aus 2 Kontaktkörpern:

- Kantenschutz, verformbar, Härte 20 Shore
- Türinnenblech, steif

Aufgrund der 2D-Betrachtung wird das Türinnenblech in dieser Simulation mit einer Kurve dargestellt. Damit ein Vergleich mit der 3D-Berechnung möglich ist, muss eine Ausdehnung in z-Richtung von 184 mm eingegeben werden (Abbildung 5.78). Diese Länge entspricht der gestreckten Länge des Eckbogens des Seitenrahmens und der Länge des Kantenschutzes aus Simulation „3D-Radius“.

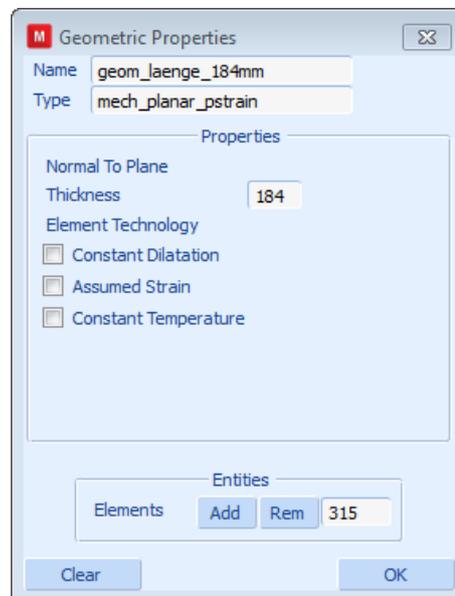


Abbildung 5.78: Definition der Ausdehnung in z-Richtung

Zwischen den beiden Kontaktkörpern wird ein reibungsfreier Kontakt angenommen ($\mu = 0$), damit die Türschließkraft nicht durch Reibungseffekte beeinflusst wird und nur die Kräfte durch die Verformung betrachtet werden können.

5.3.6.2 Bewegungsablauf und Randbedingungen

In dieser Simulation steht der Kantenschutz still und das Türinnenblech fährt insgesamt 11 mm auf den Kantenschutz zu.

Kontaktkörper	Verschiebungsweg	Bewegungsrichtung	Inkremente
Türinnenblech (bis KO-Lage)	7 mm	$x = -1$	0 ... 14
Türinnenblech (Überdrückung)	4 mm	$x = -1$	14 ... 22

Tabelle 5.12: Reihenfolge des Bewegungsablaufes

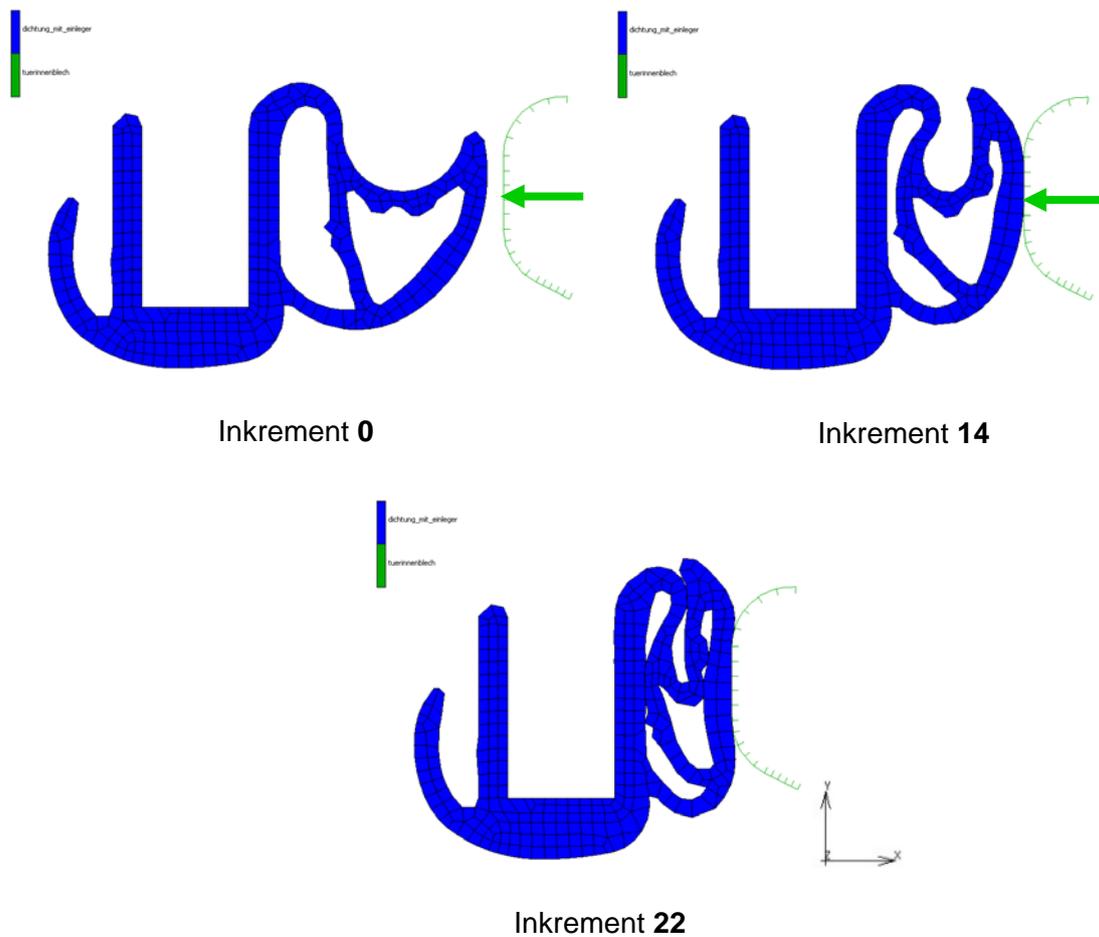


Abbildung 5.79: Grafische Darstellung des Bewegungsablaufes

Damit der Kantenschutz während der Simulation stillsteht und nicht verrutscht, wird er an den Knoten des Einlegers in x- und y-Richtung fixiert.

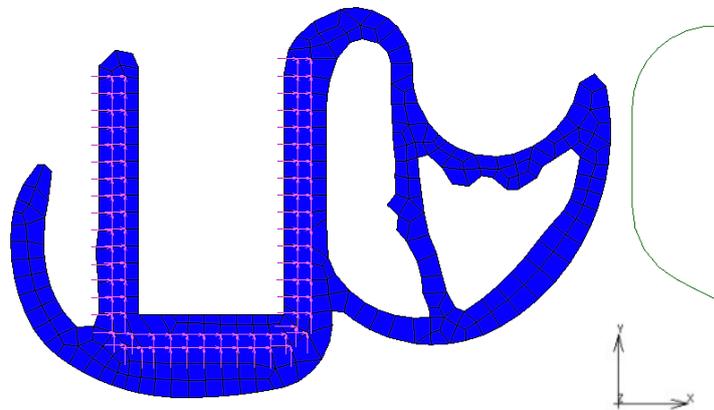


Abbildung 5.80: Randbedingungen am Kantenschutz

5.3.6.3 Ermittelte Türschließkraft in Zone 1

Wird nun der Kraftverlauf des Türinnenbleches analysiert, so kann man in Konstruktionslage eine Kraft von 2,8 N/100mm erkennen (Abbildung 5.81).

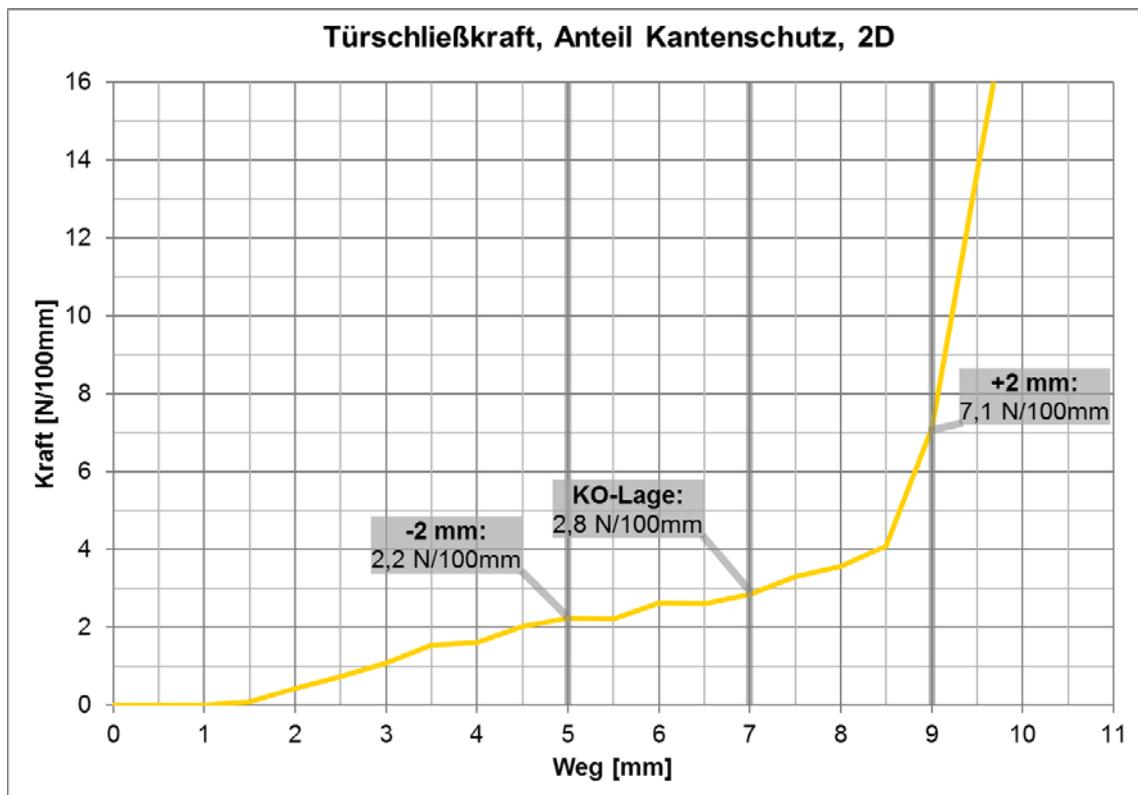


Abbildung 5.81: Kraftverlauf von Simulation „2D-Gerade“

Dieser Wert wird nun für Zone 1 eingesetzt und daraus der Anteil des Kantenschutzes des Drehmomentes um die Scharnier-Drehachse ermittelt. Die Werte für die anderen Zonen wurden aus einer bereits vorgegebenen Berechnung entnommen.

Zone	Länge [mm]	Kraft [N/100mm]	Abstand zur Scharnierachse [mm]	Drehmoment auf Scharnierachse [Nmm]
I	184	2,8	1045	5 384
II	270	4,2	1027	11 646
III	719	8,2	895	52 767
IV	650	6,1	433	17 168
V	772	4,6	141	5 007
VI	1002	3,7	552	20 465
Gesamter Anteil der Kantenschutzes am Drehmoment				112 437 Nmm

Tabelle 5.13: Drehmoment des Kantenschutzes

Der Abstand des Türschlosses zur Scharnier-Drehachse beträgt 932 mm (Abbildung 5.66). Um die Tür bei umlaufend verbautem Kantenschutz zu schließen, wird eine Kraft von 120,6 N benötigt.

$$F_{\text{Schließkraft,Kantenschutz}}^{2D} = \frac{112437 \text{ Nmm}}{932 \text{ mm}} = 120,6 \text{ N} \quad (\text{Formel 5.1})$$

5.3.7 FEM-Simulation: „3D-Radius“

Bevor in dieser Simulation die aufzubringende Kraft des Türinnenblechs ermittelt werden kann, muss der Kantenschutz gebogen werden. Auf welche Weise dies geschieht, wird anhand von zwei verschiedenen Ansätzen geprüft.

5.3.7.1 Ansatz 1: Eindrücken der Dichtung mittels Profil und Gegenprofil

In diesem Ansatz ist das FEM-Modell so aufgebaut, dass der Kantenschutz über ein Profilblech (grau) auf ein Gegenprofil (grün) gedrückt wird. Das Profilblech hat dabei die Krümmung des Seitenrahmens.

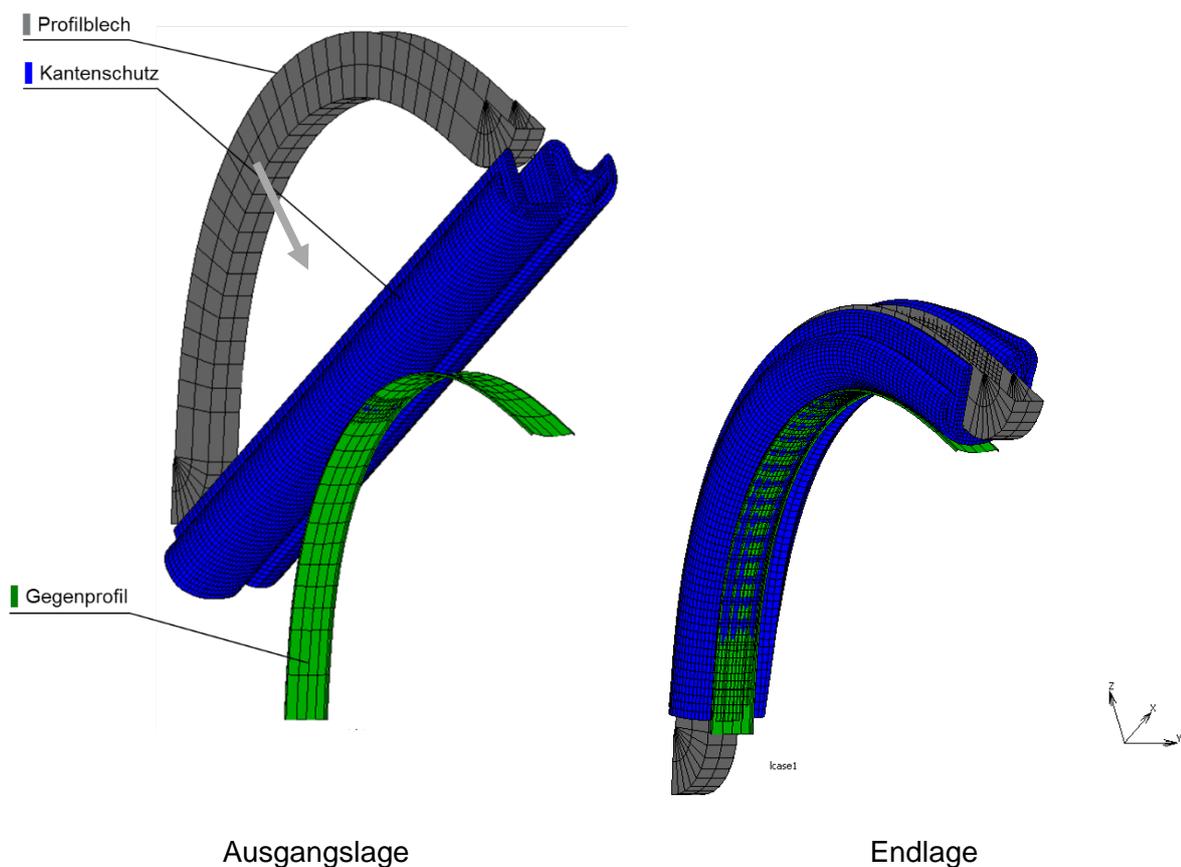


Abbildung 5.82: Modellaufbau, Ansatz 1

5.3.7.2 Ansatz 2: Biegung mittels zwei geklebten Platten

Dieser Ansatz beinhaltet an den beiden Stirnseiten des Kantenschutzes jeweils eine Platte, die klebend mit der Dichtung verbunden wird. Anschließend führt eine Platte eine Rotationsbewegung aus, während die andere Platte stillsteht. Der Kantenschutz macht diese Bewegung mit und verformt sich.

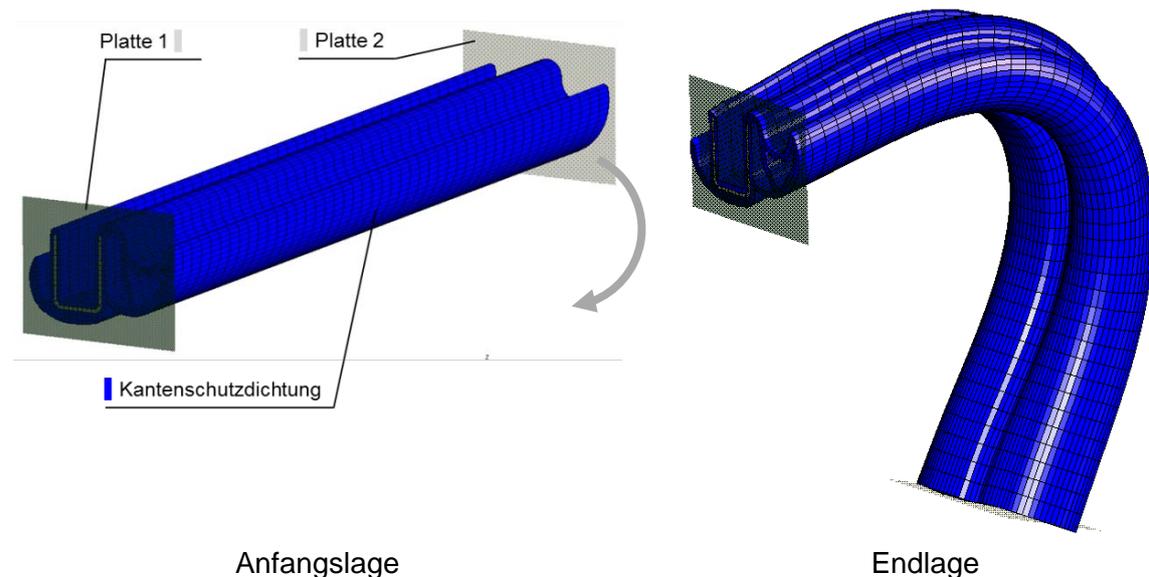


Abbildung 5.83: Modellaufbau, Ansatz 2

Aufgrund weniger zu berechnender Kontakte bietet dieser Ansatz den Vorteil einer kürzeren Rechenzeit als Ansatz 1. Der große Nachteil ist jedoch, dass der genaue Verlauf des Radius im Eckbogen nicht dargestellt werden kann, denn wie aus Abbildung 5.84 zu entnehmen ist, ist der Verlauf der Krümmung an dieser Stelle nicht konstant und variiert über die Länge.

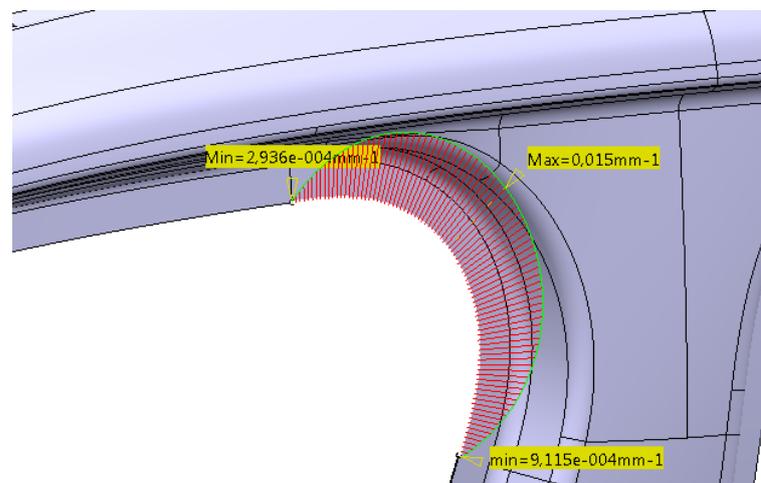


Abbildung 5.84: Die Krümmung im Radius ist nicht konstant

Für die folgende Analyse wird aufgrund der besseren Anformung des Kantenschutzes an den Radius **Ansatz 1** gewählt.

5.3.7.3 Kontaktkörper und Reibungsverhältnisse

Der in Ansatz 1 gewählte Modellaufbau besitzt vier Kontaktkörper:

- Kantenschutz, verformbar, Härte 20 Shore
- Profilblech, steif
- Gegenprofil, steif
- Türinnenblech, steif

Das Profilblech und das Gegenprofil haben die Aufgabe, den Kantenschutz in die Form des Radius zu drücken. Das Türinnenblech dient der Kraftermittlung beim Schließen der Tür.

Zwischen allen Kontaktkörpern wird ein reibungsfreier Kontakt angenommen ($\mu = 0$), damit die Türschließkraft nicht hier nicht durch Reibungseffekte beeinflusst wird und nur die Kräfte durch die Verformung betrachtet werden können.

5.3.7.4 Bewegungsablauf und Randbedingungen

Zu Beginn dieser Simulation bewegt sich das Profilblech in Richtung des stillstehenden Gegenprofils, damit sich der Kantenschutz entsprechend der Kontur des Gegenprofils verformt. Ist diese Bewegung abgeschlossen, beginnt die Kraftermittlung anhand der Bewegung des Türinnenbleches.

Kontaktkörper	Verschiebungsweg	Bewegungsrichtung	Inkmente
Profilblech	72 mm	$z = -1$	0 ... 144
Türinnenblech (bis KO-Lage)	7 mm	$y = -1$	144 ... 158
Türinnenblech (Überdrückung)	4 mm	$y = -1$	158 ... 166

Tabelle 5.14: Reihenfolge des Bewegungsablaufes

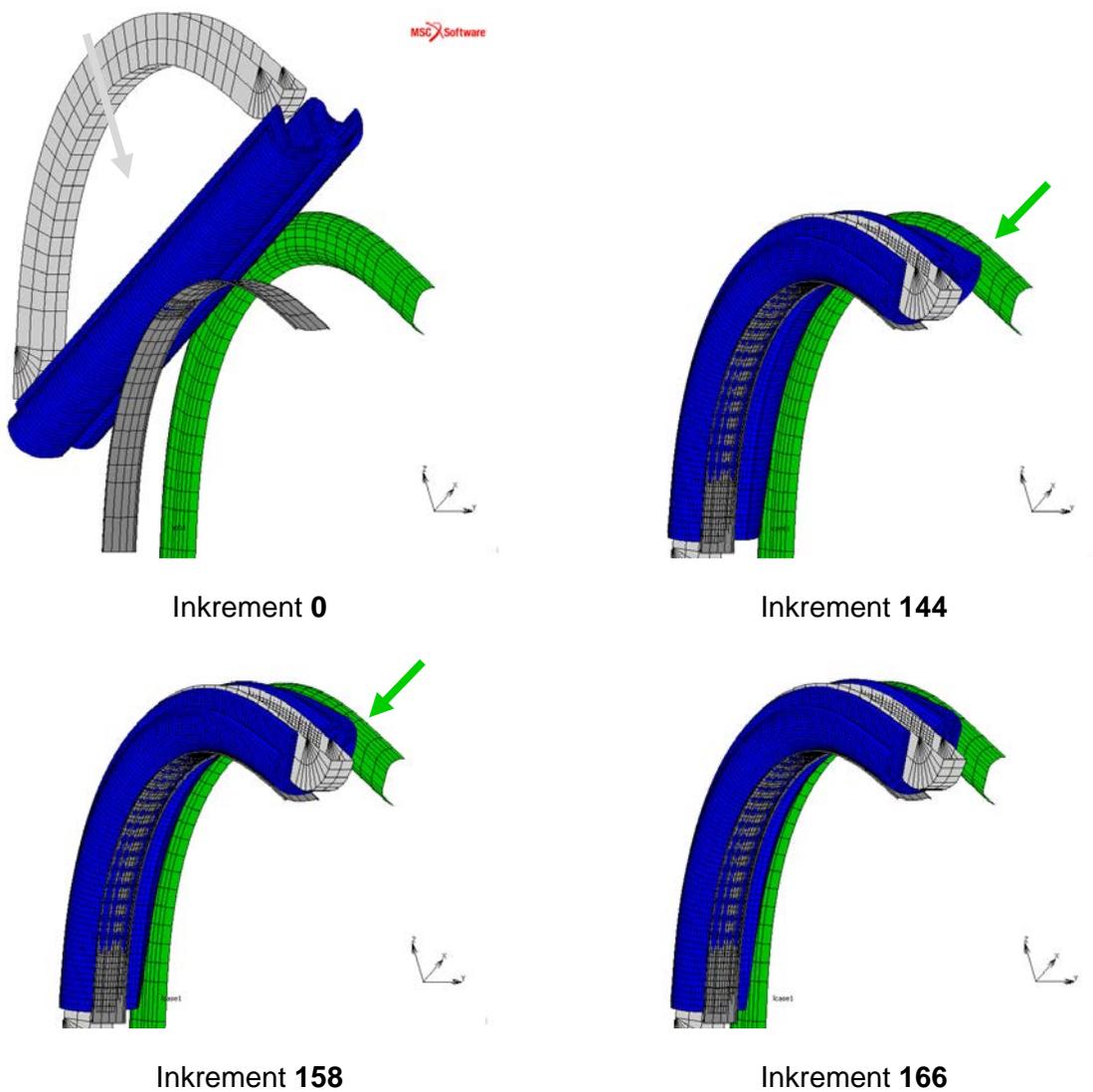


Abbildung 5.85: Grafische Darstellung des Bewegungsablaufes

Der Bewegungsablauf lässt sich auch im Querschnitt in der Mitte des Kantenschutzprofils darstellen.

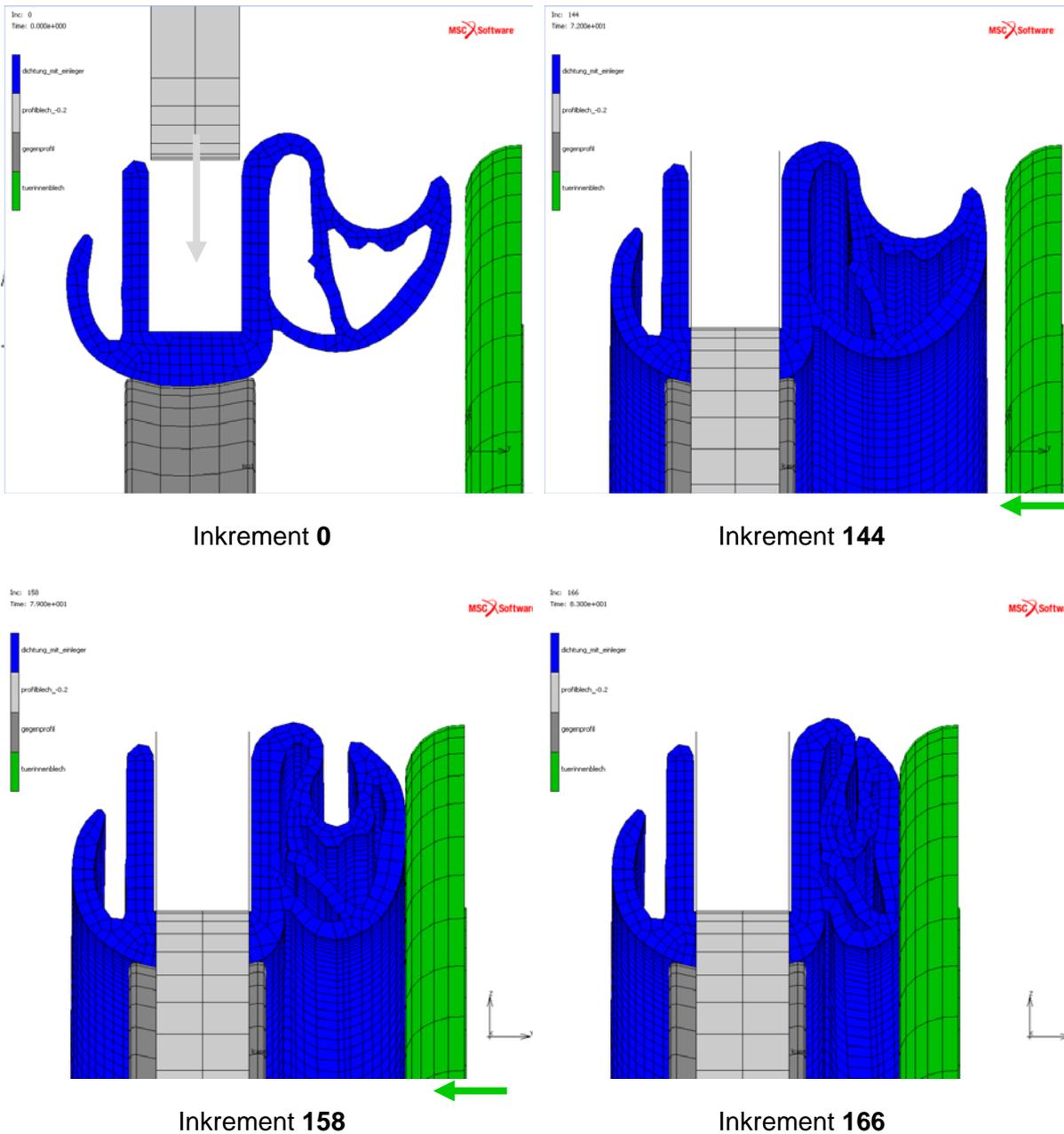


Abbildung 5.86: Grafische Darstellung des Bewegungsablaufes im Querschnitt

Damit der Kantenschutz während der Berechnung nicht verrutscht oder aus der Form gleitet, müssen die Randbedingungen so definiert werden, dass er in x-Richtung fixiert wird (Abbildung 5.87 links). Es werden jedoch nur die Knoten in der Mitte des Profils fixiert, da sich der restliche Dichtungskörper während der Simulation frei in x-Richtung bewegen muss. Außerdem kann der Kantenschutz wegrutschen oder die Flanken des U-Profiles können während der Simulation „einfallen“ (Abbildung 5.87 rechts). Dies wird durch eine Einspannung der Knoten in y-Richtung verhindert.

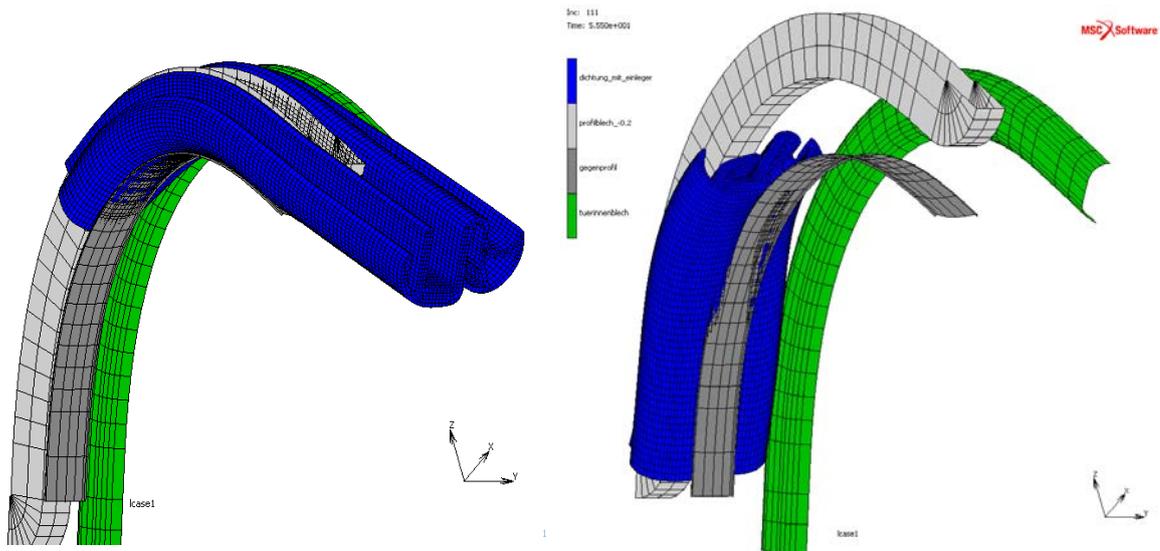


Abbildung 5.87: Ergebnisse ohne Einspannungen in x-Richtung (links) und ohne Einspannungen in y-Richtung (rechts)

Der Einleger nimmt die Kräfte des Kantenschutzes auf, daher werden die Randbedingungen nur an den Knoten des Einlegers definiert (Abbildung 5.88).

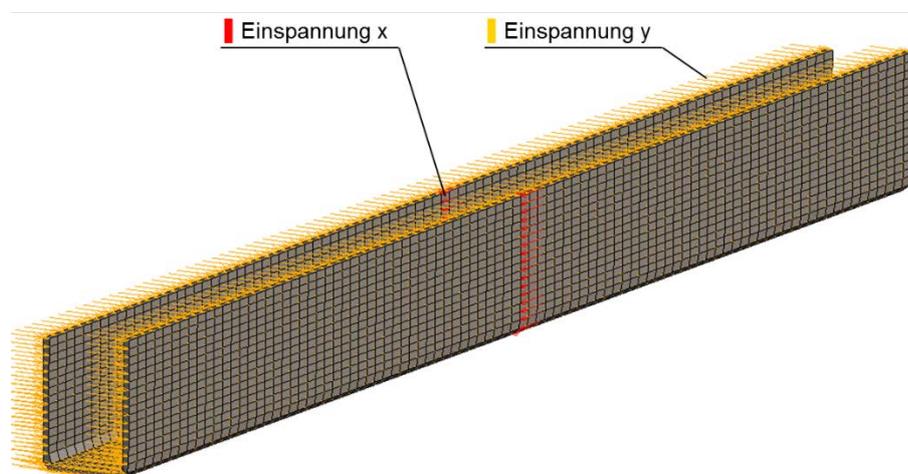


Abbildung 5.88: Die Knoten des Einlegers werden in x- und y-Richtung fixiert

5.3.7.5 Ermittelte Türschließkraft in Zone 1

Analog zu Simulation „2D-Gerade“ lässt sich auch in dieser Simulation der Kraftverlauf grafisch darstellen. Die Kraft in Konstruktionslage ist hier nur geringfügig höher als vorhin und beträgt 3,2 N/100mm.

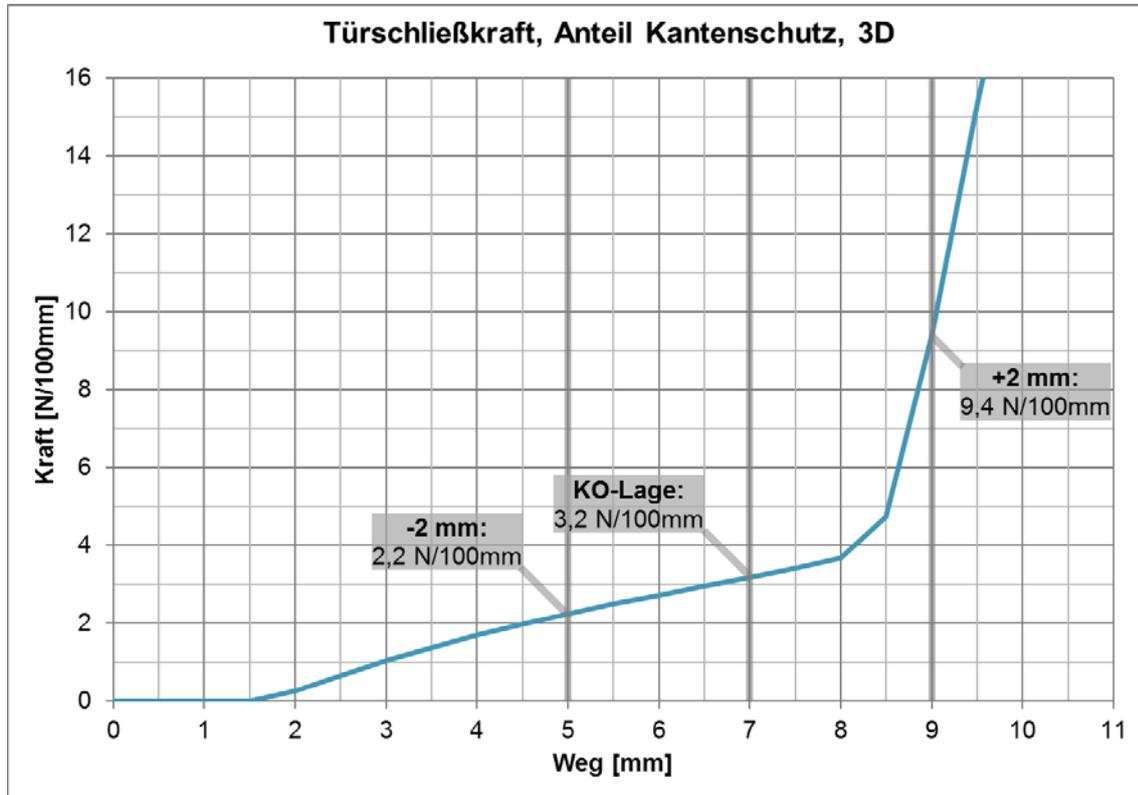


Abbildung 5.89: Kraftverlauf von Simulation „3D-Radius“

Der Wert wird für Zone 1 eingesetzt.

Zone	Länge [mm]	Kraft [N/100mm]	Abstand zur Scharnierachse [mm]	Drehmoment auf Scharnierachse [Nmm]
I	184	3,2	1045	6 153
II	270	4,2	1027	11 646
III	719	8,2	895	52 767
IV	650	6,1	433	17 168
V	772	4,6	141	5 007
VI	1002	3,7	552	20 465
Gesamter Anteil des Kantenschutzes am Drehmoment				113 206 Nmm

Tabelle 5.15: Drehmoment des Kantenschutzes

Für den Anteil des Kantenschutzes an der Türschließkraft ergibt dies eine Kraft von 121,5 N.

$$F_{\text{Schließkraft, Kantenschutz}}^{3D} = \frac{113206 \text{ Nmm}}{932 \text{ mm}} = 121,5 \text{ N} \quad (\text{Formel 5.2})$$

5.3.8 Diskussion der Ergebnisse

Vergleicht man beide Simulationen miteinander, so erkennt man nur eine geringe Änderung der Türschließkraft im Radius.

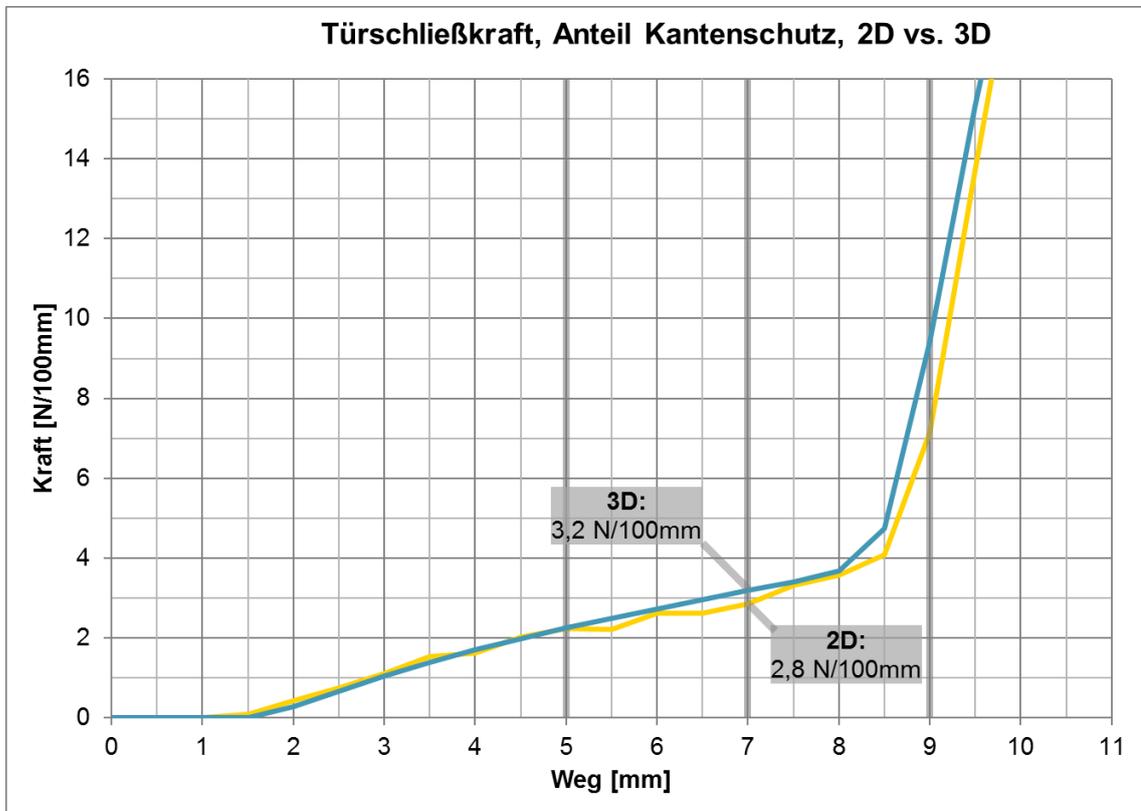


Abbildung 5.90: Kraftverlauf beider Berechnungen

Bezogen auf die Gesamt-Türschließkraft ist diese bei der 3D-Berechnung um nur 0,9 N höher als bei der durchgeführten 2D-Berechnung.

$$F_{\text{Gesamt-Türschließkraft}}^{2D} = 272,3N$$

$$F_{\text{Gesamt-Türschließkraft}}^{3D} = 273,2N$$

Die verformte Geometrie des Kantenschutzprofils von „3D-Radius“ kann mit „2D-Gerade“ verglichen werden. Die zusätzlichen Verformungen des Kantenschutzes, die durch die Biegung im Radius entstehen, sind gering (Abbildung 5.91).

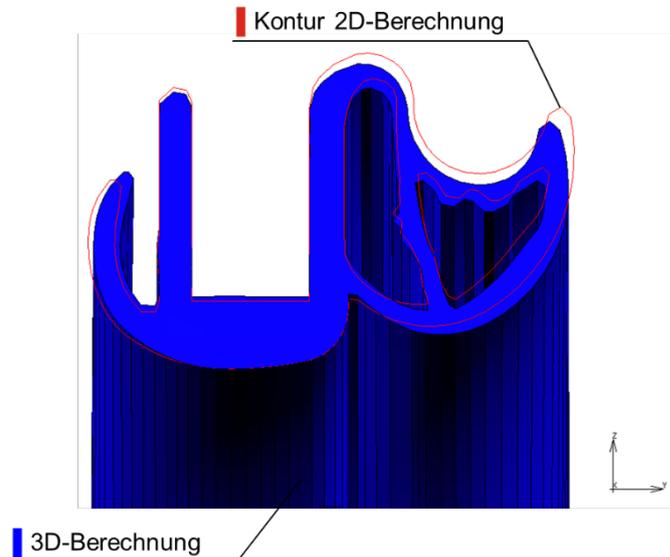


Abbildung 5.91: Vergleich der Verformungen beider Simulationen

Man kann somit die Aussage treffen, dass der Kantenschutz konstruktiv gut ausgelegt wurde, da er sich im Radius wenig verformt und nicht „einfällt“. Dies führt dazu, dass sich die Türschließkraft im Radius, verglichen mit dem geraden Einbau, nur sehr geringfügig ändert. Der Mehraufwand einer 3D-FEM-Berechnung ist somit für diese Simulation unnötig und eine 2D-Simulation anhand von Querschnitten reicht vollkommen aus.

6 Diskussion der Ergebnisse

Die in dieser Arbeit gewonnenen Ergebnisse werden hier zusammenfassend erläutert.

Es zeigte sich, dass zu Beginn einer neuen Simulation die Berechnung mit einem grob vernetzten Testmodell von Vorteil ist. Durch die geringe Anzahl an Elementen wird die Rechenzeit kurzgehalten und es lassen sich anschließend erste Aussagen bezüglich Randbedingungen und Netzgröße (z.B. Verfeinerungen) treffen.

Im CAD-System müssen bereits beim Herauslösen der Bauteilgeometrien die Schnittflächen korrekt festgelegt werden. Dies kann die Festlegung der Randbedingungen im FEM-System erleichtern.

Die Vernetzung von Volumenkörpern wurde in CATIA V5 mit der Funktion **Octree Tetrahedron Mesher** durchgeführt. Diese bietet zwar einige Einstellungsmöglichkeiten bezüglich der Netzparameter an, aber eine manuelle Überarbeitung der Oberflächen ist in den meisten Fällen unumgänglich. Diese kann vor allem bei komplexen Geometrien sehr zeitraubend sein. Ob professionelle Vernetzungsprogramme hier besser funktionieren, konnte in dieser Arbeit nicht beurteilt werden.

Die in CATIA V5 mögliche Einstellung **Global Interior Size** ist (in den betrachteten Simulationen) nicht empfehlenswert, da bei den durchgeführten Berechnungen Elemente im Inneren von Bauteilen keinen großen Einfluss auf die Verformungen ausübten. Falls diese Option aktiviert ist, steigt die Anzahl der Elemente stark an und die viel längere Rechenzeit rechtfertigt nicht die kleine Erhöhung der Genauigkeit.

Der Datenaustausch von steifen Kontaktflächen mit dem neutralen Datenformat *IGES* brachte viele Probleme, da diese in der FEM-Software oft nicht korrekt dargestellt wurden und manuell nachbearbeitet werden mussten. Marc Mentat bietet mit einer zusätzlichen Lizenz die Funktion an, dass *CATPart*-Dateien direkt importiert werden können. Wenn dieser Import besser funktioniert als der Umweg über neutrale Datenformate, würde dies für die Modellerstellung eine große Erleichterung darstellen.

Die Berechnung von großen Simulationen nimmt viel Rechenzeit in Anspruch. Der beim Industriepartner vorhandene Cluster erreicht mit den gewählten Einstellungen eine um bis zu 4 Mal schnellere Rechenzeit als ein „konventioneller“ Arbeitsplatzrechner. Für den Fall, dass viele Simulationen zu berechnen sind, ist eine direkte Schnittstelle zum Cluster sinnvoll. Werden zukünftig jedoch nur einige wenige Simulationen pro Jahr durchgeführt, so ist der Arbeitsplatzrechner zur Berechnung ausreichend. Analysen können dann während der Nacht oder eines Wochenendes berechnet werden. (Erfahrungswert: Simulationen bestehend aus maximal 100.000 Elementen haben höchstens 10 Stunden benötigt)

Nichtlineare Simulationen sind grundsätzlich von linearen Simulationen zu unterscheiden. Durch große Deformationen (und eventuell nichtlineares Materialverhalten) müssen mehr lokale Verfeinerungen am Netz durchgeführt werden als dies bei linearen Berechnungen der Fall wäre [24].

Es zeigt sich bei Simulation „Fensterführungsdichtung“, dass sich ein Bauteil mit steigender Anzahl an Elementen weicher verhält. Die Ursache liegt hier in der zunehmenden Anzahl an Freiheitsgrade der Knoten.

Bei Simulation „Verdeckdichtung“ war es möglich, Schwachstellen am Formteil aufzuzeigen. Etwaige Probleme in der Entwicklung der Dichtung hätten damals frühzeitig, beziehungsweise noch vor den Versuchen mit den physischen Prototypen entdeckt werden können. Reale Versuche mit physischen Prototypen aus Silikon zeigten dabei eine gute Übereinstimmung mit den berechneten Simulationen. Auf Basis der gewonnenen Ergebnisse der 3D-FEM-Analyse könnte nun mit Hilfe eines CFD-Systems eine virtuelle Prüfung auf Wasserdichtheit des Dichtungssystems durchgeführt werden.

Aus den Ergebnissen von Simulation „Kantenschutz“ lässt sich ableiten, dass das Kantenschutzprofil gut ausgelegt wurde, da im Verlauf der Türschließkraft des gebogenen Profils keine wesentlichen Änderungen verglichen mit einem geraden Profil erkennbar sind. Der Mehraufwand einer 3D-Berechnung ist somit unnötig und eine 2D-Berechnung reicht vollkommen. Die 3D-Simulation kann zukünftig trotzdem verwendet werden um etwa den minimalen Radius vorauszusagen, bei dem der Kantenschutz „einfallen“ würde. Solche Effekte lassen sich mit 2D-Berechnungen nämlich nicht simulieren.

7 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Masterarbeit wird der Mehrwert von 3D-FEM-Verformungsanalysen von Dichtungssystemen untersucht. Bisherige FEM-Analysen wurden beim Industriepartner nur mit 2D-Simulationen anhand von Querschnitten durchgeführt. Es zeigte sich, dass die 3D-Simulation von Dichtungssystemen zwei wesentliche Vorteile gegenüber einer 2D-Simulation bietet. Zum einen kann das Gesamtsystem der Dichtung betrachtet werden; außerdem ermöglicht sie die Analyse komplexer Geometrien. Jedoch ist der größere Arbeitsaufwand verglichen mit einer 2D-Berechnung mittels Querschnitten zu berücksichtigen, da eine manuelle Aufbereitung der Flächen zur Vernetzung in CATIA V5 und zum problemlosen Datenaustausch notwendig ist.

Karosseriedichtungen haben heutzutage zahlreiche Anwendungsgebiete und ihre Aufgaben sind bereits so vielschichtig, dass diese mit einfachen Schlauchdichtungen aus Gummi nicht mehr zu bewältigen sind. Die primäre Aufgabe von Dichtungssystemen ist der Schutz vor Eindringung von Wasser, Feuchtigkeit, Staub und unerwünschten Fremdstoffen in das Fahrzeug. Damit soll etwa die Elektronik unter dem Fahrzeugaußenblech geschützt werden. Eine weitere Funktion ist die Kanalisation von Regenwasser und dessen gezielte Ableitung. Nicht zu vernachlässigen ist der Einsatz von Dichtungen in Karosseriespalten zur Geräuschreduzierung, denn gestörte Luftströmungen können zu Verwirbelungen und somit zu Windgeräuschen führen. Vor allem bei Automobilherstellern im Premiumsegment ist das Komfortempfinden der Fahrzeuginsassen von großer Bedeutung, somit sollen störende Geräusche reduziert werden.

Die wachsenden Anforderungen erfordern daher komplexe und ausgereifte Dichtungssysteme. Für die Entwicklung solcher Dichtungssysteme sind rechnergestützte Methoden und Werkzeuge unverzichtbar. Mit Hilfe der virtuellen Produktentwicklung können Entwicklungszeit und -kosten reduziert werden. Vor allem in den frühen Phasen der Produktentwicklung fällt ein wesentlicher Teil der Entwicklungskosten an, obwohl noch relativ wenig Produktinformationen bekannt sind. Durch die virtuelle Produktentwicklung kann das *Frontloading* verstärkt werden; das heißt, dass das Produktwissen möglichst früh und vollständig in Erfahrung gebracht und bewertet werden kann. Außerdem werden den nachgelagerten Prozessen bessere Startbedingungen geliefert. Aber auch in fortgeschrittenen Phasen des Produktentstehungsprozesses können rechnergestützte Methoden angewendet werden. Durch Absicherung oder Validation der Produkteigenschaften wird versucht, die Anzahl an kostenintensiven physischen Prototypen zu verringern.

Ein häufig verwendetes Werkzeug in der virtuellen Entwicklung ist die FEM-Simulation, so auch bei der Entwicklung von Dichtungssystemen in der Automobilindustrie. Hier erlaubt die FEM-Analyse zahlreiche Anwendungsfälle. Dichtungen werden in CAD-Systemen

üblicherweise im unverformten Zustand dargestellt, daher ist die Kenntnis der verformten Kontur zur Designabstimmung oder zur Beurteilung der Raumausnutzung von Interesse. Weiters lassen sich mit Hilfe von FEM-Simulationen Türschließkräfte, Scheibenschiebekräfte oder Aufsteckkräfte von Dichtungen berechnen. Außerdem kann das Verhalten unterschiedlicher Materialien und Varianten von Reibungsverhältnissen rasch ermittelt werden.

Doch die FEM-Simulation von Dichtungen birgt einige Herausforderungen. Einerseits kommt es bei solchen Verformungsanalysen zu großen Verformungen und linear-elastische Annahmen sind nicht mehr erlaubt. Andererseits weisen die für Dichtungen verwendeten Elastomere ein viskoelastisches Verhalten auf, welches in dieser Arbeit durch ein nichtlineares Materialmodell (*Mooney-Rivlin*) angenähert wird. Zusätzlich handelt es sich bei den auftretenden Kontaktproblemen um hochgradig nichtlineare Effekte, da die Berührungszonen der Kontaktkörper zu Beginn der Simulation nur angenommen werden können und die Randbedingungen sich für jedes Inkrement ändern.

Somit eignet sich die FEM-Software Marc Mentat für die Lösung dieser nichtlinearen Aufgabenstellungen, denn die Stärken dieser Software liegen vor allem in der impliziten, nichtlinearen Analyse. Als CAD-System fungiert CATIA V5 R24 und stellt damit die Ausgangsbasis der geometrischen Produktinformationen für das FEM-System dar; außerdem erfolgt damit die Vernetzung der verformbaren Körper.

Für den Datenaustausch zwischen dem CAD- und dem FEM-System sind im Allgemeinen der Geometrieumfang, das Datenformat und die Datenqualität zu beachten. Eine besonders große Rolle spielt dabei die Datenqualität, denn Oberflächen werden beim Export in das FEM-System oft fehlerhaft dargestellt und müssen daher zuvor manuell nachgebessert werden. Außerdem bereitet eine schlechte Datenqualität Probleme bei der Vernetzung der Körper.

Den Hauptteil dieser Arbeit bilden drei durchgeführte Untersuchungen. Anhand unterschiedlicher Dichtungssysteme werden 3D-FEM-Verformungsanalysen durchgeführt. In der ersten Simulation werden anhand einer Fensterführungsdichtung die Einflüsse unterschiedlicher Diskretisierungen betrachtet. Sechs unterschiedlich fein vernetzte Dichtungen werden berechnet und die dabei auftretenden Unterschiede in Rechenzeit, Verformung und Kraftverlauf miteinander verglichen. Hier zeigt sich, dass die Anzahl der Elemente einen erheblichen Einfluss auf die Rechenzeit hat, aber die verformte Geometrie sich nur wenig ändert. Außerdem verhält sich ein fein vernetztes Bauteil „weicher“ als dasselbe Bauteil mit grober Diskretisierung.

Eine weitere Simulation befasst sich mit der Dichtheit der Verdeckdichtung eines Cabriolets. Durch die Simulation der realen Einbausituation des Formteils der Verdeckdichtung am C-Knoten werden die Schwachstellen dieses Bauteils identifiziert. So kommt es zu einer Umstülpung der Lippe im vorderen Bereich und einer starken Aufwölbung in der Mitte des

Formteils. Die Verdeckdichtung liegt somit nicht korrekt auf dem Tonneau Cover auf und die Anpresskraft kann nicht gänzlich ausgenutzt werden, was einen Wassereintritt von außen begünstigen kann. Nach einer Überarbeitung der Problemstellen erfolgt eine Neuberechnung des Formteils und die ursprüngliche Variante wird mit der überarbeiteten Variante des Formteils verglichen. Die Ergebnisse zeigen, dass die beim Industriepartner damals aufgetretenen Probleme bei der Entwicklung des Formteils durch Simulationen vermutlich frühzeitig erkannt hätten werden können.

Zuletzt wird die berechnete Türschließkraft zweier unterschiedlicher FEM-Simulationen miteinander verglichen. Der Kantenschutz übt auf die Türschließkraft den größten Einfluss aus, daher wird dieser für die Berechnungen herangezogen. Eine Simulation berechnet die Türschließkraft anhand einer 2D-Berechnung im Querschnitt, die zweite Simulation ermittelt die Kraft mittels 3D-Berechnung in einem Eckbogen. Durch die Biegung im Radius kommt es zu zusätzlichen Verformungen des Kantenschutzes und somit zu veränderten Türschließkräften. Bei dem untersuchten Kantenschutzprofil erkennt man nur geringe Verformungen aufgrund des Radius und dies führt nur zu einer minimalen Erhöhung der Türschließkraft bei der 3D-Berechnung verglichen mit der 2D-Berechnung. Dies bedeutet, dass der Kantenschutz gut ausgelegt wurde, da er im Eckbogen des Radius nicht „einfällt“. Eine 2D-Simulation reicht somit für die Kraftberechnung vollkommen aus und der Mehraufwand einer 3D-Simulation durch manuelle Überarbeitungen der Oberflächen zum Datenaustausch und zum Vernetzen ist unnötig.

Literaturverzeichnis

- [1] A. Harrich: *CAD-basierte Methoden zur Unterstützung der Karosseriekonstruktion in der Konzeptphase*, Graz: Dissertation, Technische Universität Graz, 2015.
- [2] K.-H. Grote und J. Feldhusen: *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*, 24. Auflage, Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag, 2014.
- [3] M. Hirz, W. Dietrich, A. Gfrerrer und J. Lang: *Integrated Computer-Aided Design in Automotive Development*, Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag, 2013.
- [4] E. Braß: *Konstruieren mit CATIA V5: Methodik der parametrisch-assoziativen Flächenmodellierung*, München: Hanser, 2009.
- [5] CATIADOC: *Creating Octree 3D Mesh Parts* [Online]. Verfügbar unter: http://catiadoc.free.fr/online/cfyuganalysis_C2/cfyuganalysis3dmeshpart.htm [Zugriff am 14.09.2015].
- [6] MSC Software Corporation: *Marc* [Online]. Verfügbar unter: <http://www.mscsoftware.com/de/product/marc> [Zugriff am 13.09.2015].
- [7] BMW (UK) Limited: *BMW X4: Technical data* [Online]. Verfügbar unter: https://www.bmw.co.uk/en_GB/new-vehicles/x/x4/2014/technical-data.html [Zugriff am 13.01.2016].
- [8] U. Poestgens und Meteor Gummiwerke K.H. Bädje GmbH & Co.: *Karosseriedichtsysteme für Kraftfahrzeuge: Von der einfachen Lederdichtung zum Multifunktionsteil*, Landsberg/Lech: verlag moderne industrie, 2001.
- [9] Sanok Rubber Company: *Motoryzacja* [Online]. Verfügbar unter: http://www.stomilsanok.com.pl/segmoto_zbiorczy.xml [Zugriff am 17.11.2015].
- [10] Magna Steyr Engineering (D. Nelleßen): *FEM: Simulation Dichtungssysteme*, Graz, 2014.
- [11] Autobild.de: *Wassereinbruch in VW Golf VII, Audi A3 und Seat Leon* [Online]. Verfügbar unter: <http://www.autobild.de/artikel/vw-golf-vii-skandal-im-dauer-test-4362680.html> [Zugriff am 17.11.2015].
- [12] Autohaus.de: *Wassereinbruch berechtigt zum Rücktritt* [Online]. Verfügbar unter: <http://www.autohaus.de/recht-und-steuern/wassereinbruch-berechtigt-zum-ruecktritt-869847.html> [Zugriff am 17.11.2015].
- [13] Compound Technology Services (M. Dingemans): *Vernetzte TPE's – eine neue Lösung für die Herstellung von Fensterführungsschienen für Automobiltüren*, 2013.
- [14] FK Automotive GmbH: *Tuning Shop | Scheinwerfer Angel Eyes Mercedes E-Klasse Typ W210 Bj. 95-98 chrom* [Online]. Verfügbar unter: <http://www.fk-shop.de/Tuning/Beleuchtung-Tuning/Scheinwerfer/Scheinwerfer-Angel-Eyes-Mercedes-E-Klasse-Typ-W210-Bj-95-98-chrom.html> [Zugriff am 29.02.2016].
- [15] BMW AG: *PressClub Deutschland Photos* [Online]. Verfügbar unter: <https://www.press.bmwgroup.com/deutschland/photo/search/category:photo/orientation:landscape/type:engines+technology/> [Zugriff am 29.02.2016].
- [16] H.-H. Braess und U. Seiffert: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- [17] H. Dominghaus, P. Elsner, P. Eyerer und T. Hirth: *Kunststoffe: Eigenschaften und Anwendungen*, Heidelberg: Springer-Verlag, 2012.

- [18] T. Block: *Verdrehwiderstände bewehrter Elastomerlager*, Bochum: Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 2010.
- [19] S. Koltzenburg, M. Maskos und O. Nuyken: *Polymere: Synthese, Eigenschaften und Anwendungen*, Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag, 2014.
- [20] H.-D. Dobler, W. Doll, U. Fischer, W. Günter, M. Heinzler, E. Ignatowitz und R. Vetter: *Fachkunde Metall: Mechanische Technologie*, Haan-Gruiten: Verlag Europa-Lehrmittel, 2003.
- [21] Polymer Service GmbH Merseburg: *Shore-Härte – Lexikon der Kunststoffprüfung* [Online]. Verfügbar unter: <http://wiki.polymerservice-merseburg.de/index.php/Shore-Härte> [Zugriff am 23.10.2015].
- [22] Magna Steyr Engineering (A. Konecnik): *3460_Tightness PPV Vehicles*, Graz, 2015.
- [23] B. Klein: *FEM: Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [24] MSC Software Corporation: *When f#Ku: A Introductory Guide to Nonlinear Analysis* [Online]. Verfügbar unter: <http://www.mscsoftware.com/product/marc> [Zugriff am 13.09.2015].
- [25] V. Lebsak: support.de@mscsoftware.com, E-Mail-Korrespondenz und persönliche Mitteilungen.
- [26] W. Rust: *Nichtlineare Finite-Elemente-Berechnungen: Kontakt, Geometrie, Material*, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2011.
- [27] J. Hoffmann: *Charakterisierung faserverstärkter Elastomere für formvariable Strukturflächen*, München: Dissertation, Technische Universität München, 2011.
- [28] MSC Software Corporation: *Marc® 2014.1, Volume A: Theory and User Information*, 2015.
- [29] P. Fischer: *Modelling and Simulation in Automotive Structural Mechanics*, Graz: Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2015.
- [30] MSC Software Corporation: *Mentat Help, Version 2014.1.0*.
- [31] MSC Software Corporation: *Contact Analysis using MSC.Marc*, Schulungshandbuch, 2014.
- [32] M. Hirz: *CAX in Automotive and Engine Technology*, Graz: Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2013.
- [33] M. Eigner, D. Roubanov und R. Zafirov: *Modellbasierte virtuelle Produktentwicklung*, Berlin/Heidelberg: Springer Vieweg, 2014.
- [34] C. Wrana: *Polymerphysik: Eine physikalische Beschreibung von Elastomeren und ihren anwendungsrelevanten Eigenschaften*, Berlin/Heidelberg: Springer Spektrum, 2014.
- [35] A. Grambow: *Bestimmung der Materialparameter gefüllter Elastomere in Abhängigkeit von Zeit, Temperatur und Beanspruchungszustand*, Aachen: Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2003.
- [36] C. Uhl: *Entwicklung und Charakterisierung von Elastomerkompositen auf Basis neuerer Mikro- und nanoskaliger Füllstoffe*, Dresden: Dissertation, Technische Universität Dresden, 2007.
- [37] dTech Steyr: *Finite Elemente - Theoretische Hintergründe der FE Methode* [Online]. Verfügbar unter: <http://www.dtech-steyr.com/modules.php?name=Content&pid=50> [Zugriff am 02.03.2016].

- [38] MSC Software Corporation: *Marc® 2013.1, User's Guide*, 2013.
- [39] ALLE-AUTOS-IN.DE: *Opel Cascada 2.0 CDTI ecoFlex* [Online]. Verfügbar unter: http://www.alle-autos-in.de/opel/opel_cascada_20_cdti_ecoflex_ktc6021.shtml [Zugriff am 18.03.2016].
- [40] Netcarshow.com: *Opel Cascada (2013)* [Online]. Verfügbar unter: <http://www.netcarshow.com/opel/2013-cascada/> [Zugriff am 17.12.2015].
- [41] Magna Steyr Engineering (A. Konecnik), Meteor Gummiwerke (M.Günther): *EB U17679 - 4350_PPV Vehicle 50237 Water Tightness & Management Workshop with Supplier Meteor*, Graz, 2012.
- [42] Magna Steyr Engineering (A. Konecnik): *3450_Water Tightness – Critical areas*, Graz, 2012.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Allgemeiner Produktentstehungsprozess mit Prozessphasen und Meilensteinen, nach [3]	1
Abbildung 1.2: Kosten, Produktwissen, Produktänderungskosten und Freiheitsgrade im Laufe des Produktentstehungsprozesses, nach [1].....	3
Abbildung 2.1: CATIA V5 von Dassault Systèmes	7
Abbildung 2.2: <i>Parametrik</i> und <i>Assoziativität</i>	8
Abbildung 2.3 : Verschiedene <i>Workbenches</i> in CATIA V5	8
Abbildung 2.4: Marc Mentat 2014.1.0 von MSC Software Corporation	9
Abbildung 2.5: Lage des betrachteten Ausschnittes, nach [7].....	10
Abbildung 2.6: Aufbau des Testmodells	11
Abbildung 2.7: Vergleich der Rechenzeiten in grafischer Darstellung.....	12
Abbildung 2.8: Aufbau dieser Arbeit	13
Abbildung 3.1: Auswahl an verbauten Dichtungen in einer Limousine, nach [9].....	15
Abbildung 3.2: Prinzipskizze des Wasserpfades einer Vordertür	16
Abbildung 3.3: Schnitt durch einen Dachrahmen, nach [10].....	16
Abbildung 3.4: Frontscheibendichtung (Toyota Corolla).....	18
Abbildung 3.5: Dichtungssystem an einem Scheinwerfer (Mercedes E-Klasse) [14].....	19
Abbildung 3.6: Umlaufende Dichtung für den Motorinnenraum (Mini Cooper S Cabrio), nach [15].....	19
Abbildung 3.7: Dachleistendichtung (VW Golf).....	20
Abbildung 3.8: Dichtungssystem für ein Schiebedach (Audi 80 Avant).....	20
Abbildung 3.9: Kantenschutz (Seat Altea XL).....	21
Abbildung 3.10: Fensterführungsdichtung einer Limousine im Bereich Dachrahmen, nach [13]	21
Abbildung 3.11: Dichtungssystem im Fensterschachtbereich, nach [10]	22
Abbildung 3.12: Chemische Struktur von Thermoplasten (links), Duroplasten (mittig) und Elastomeren (rechts), nach [17]	23
Abbildung 3.13: Zustandsdiagramm eines Elastomers [18]	24
Abbildung 3.14: Prinzip der Härteprüfung nach Shore [21]	25
Abbildung 3.15: Simulation eines Regenschauers mit Fahrzeugposition „links seitwärts 6°“ [22].....	26
Abbildung 3.16: Autowäsche mit einer Bürstenwaschanlage [22]	27
Abbildung 3.17: Autowäsche kontaktfrei – Hochdruck-Test [22]	27
Abbildung 3.18: Autowäsche kontaktfrei – Schwallwasser-Test [22].....	28
Abbildung 3.19: Autowäsche manuell [22].....	28
Abbildung 3.20: Typische Materialkennkurve für Elastomere, nach [27].....	32
Abbildung 3.21: Grafische Darstellung des <i>Full Newton-Raphson Verfahrens</i> (links) und des <i>Modified Newton-Raphson Verfahrens</i> (rechts) [28].....	33
Abbildung 3.22: Dialogfenster von verformbaren Kontaktkörpern (links) und steifen Kontaktkörpern (rechts).....	35
Abbildung 3.23: Falsche Definition (links) und richtige Definition (rechts) [28].....	35
Abbildung 3.24: Definition der Innen- und Außenflächen	36
Abbildung 3.25: Dialogfenster Contact Table	36
Abbildung 3.26: Dialogfenster Contact Table Entry Properties	37
Abbildung 3.27: Dialogfenster Jobs / Contact Control	37
Abbildung 3.28: Dialogfenster Advanced Contact Control	39
Abbildung 3.29: Durchdringung von Elementkanten infolge Diskretisierung [28]	40
Abbildung 3.30: Mögliche Situationen von Kontakt, nach [31].....	41

Abbildung 3.31: Coulombsches Reibungsgesetz in tangentialer Richtung, nach [26].....	42
Abbildung 3.32: Dialogfenster Contact Control	43
Abbildung 3.33: Bilineares Reibungsmodell, nach [26].....	43
Abbildung 3.34: Abweichungen der theoretischen und experimentell ermittelten Kräfte, nach [28].....	44
Abbildung 3.35: Einsatzgebiet der FEM im Produktentstehungsprozess, nach [3].....	46
Abbildung 3.36: Iterativer Datenaustausch im CAD-CAE Prozess.....	46
Abbildung 3.37: Horizontaler und vertikaler Datenaustausch, nach [32].....	47
Abbildung 3.38: Grundsätzlicher Ablauf einer FEM-Analyse, nach [23].....	49
Abbildung 3.39: Unterschiedliche Darstellung von 3D-Flächen in CATIA V5 (links) und nach dem Export nach Marc Mentat (rechts).....	50
Abbildung 3.40: Verwendete Datenformate beim Datenaustausch der CAD-FEM Prozesskette in dieser Arbeit.....	51
Abbildung 4.1: Spannungs-Dehnungs-Diagramm eines Elastomers unter quasistatischer Belastung, nach [18].....	54
Abbildung 4.2: Spannungs-Dehnungs-Diagramm mit Hysterese (links) und unter quasistatischer Belastung (rechts), nach [27].....	55
Abbildung 4.3: Relaxationsverhalten eines Elastomers, nach [35].....	55
Abbildung 4.4: <i>Mullins-Effekt</i> , nach [35], [36].....	56
Abbildung 4.5: Dichtung mit U-förmigem Einleger.....	57
Abbildung 4.6: Formen von Einleger.....	57
Abbildung 4.7: Darstellung verschiedener Toleranzlagen einer Seitenscheibe [10].....	58
Abbildung 4.8: Zuweisung der Elementeigenschaften.....	59
Abbildung 4.9: Lineares Tetraeder-Element TETRA4 (links) und parabolisches Tetraeder-Element TETRA10 (rechts).....	59
Abbildung 5.1: Lage des betrachteten Ausschnittes, nach [7].....	61
Abbildung 5.2: Betrachtete Körper und Bewegungsrichtung der Hintertür.....	62
Abbildung 5.3: Ausschnitt der Fensterführungsdichtung der Hintertür.....	63
Abbildung 5.4: Zum Vernetzen kann nur der PartBody selektiert werden.....	64
Abbildung 5.5: Dialogfenster Octree Tetrahedron Mesh mit einfachen (links) und zusätzlichen Einstellungen (rechts).....	65
Abbildung 5.6: Darstellung des Absolute Sag [5].....	65
Abbildung 5.7: Einstellung Global interior size	67
Abbildung 5.8: Typische Fehlermeldung bei der Netzerstellung.....	67
Abbildung 5.9: Vernetzung der ursprünglichen Geometrie mit Global size = 1 mm.....	68
Abbildung 5.10: Dialogfenster Aspect Ratio mit den verwendeten Grenzwerten und Farbcodes.....	69
Abbildung 5.11: Vergleich der ursprünglichen (links) mit der überarbeiteten Oberflächengeometrie (rechts).....	70
Abbildung 5.12: Kontaktkörper.....	71
Abbildung 5.13: Grafische Darstellung des Bewegungsablaufes.....	72
Abbildung 5.14: Randbedingungen des Seitenrahmens.....	73
Abbildung 5.15: Geschwindigkeitsverlauf des Seitenrahmens in x-Richtung.....	73
Abbildung 5.16: Randbedingungen der Schnittfläche der Hintertür.....	74
Abbildung 5.17: Verschiebungsverlauf der Hintertür in z-Richtung.....	74
Abbildung 5.18: Randbedingungen von Vorder- und Hintertürdichtung.....	75
Abbildung 5.19: Dialogfenster Loadcase	76
Abbildung 5.20: Ungewollte Verformungen der Lippen nach links.....	77
Abbildung 5.21: Darstellung des Equivalent Cauchy Stress	77
Abbildung 5.22: Darstellung des Equivalent Cauchy Strain	78
Abbildung 5.23: Darstellung des Contact Status	78
Abbildung 5.24: Schnittflächen vor (links) und nach dem Beschnitt (rechts).....	79

Abbildung 5.25: Schnittebene durch die Fensterführungsdichtung der Hintertür	82
Abbildung 5.26: Vergleich der unterschiedlichen Diskretisierungen	82
Abbildung 5.27: Vergleich der Rechenzeiten.....	83
Abbildung 5.28: Überlagerung der verformten Modelle mit eingezeichneter Schnittebene ...	84
Abbildung 5.29: Randkurven der verformten Modelle bei Überlagerung	84
Abbildung 5.30: Kraftverlauf der Fensterführungsdichtung der Hintertür bei Kollision	85
Abbildung 5.31: Verformung bei unterschiedlich feinen Diskretisierungen [38].....	85
Abbildung 5.32: Betrachteter Ausschnitt, nach [39].....	87
Abbildung 5.33: Dichtbereiche des Faltverdeckes und Bewegungsablauf beim Schließen, nach [40].....	88
Abbildung 5.34: Innenansicht des C-Knotens mit Formteil.....	88
Abbildung 5.35: Ist-Position (Verdrehung des Formteils und Spalt) [41]	89
Abbildung 5.36: Soll-Position [41].....	89
Abbildung 5.37: Kontaktfläche im Bereich der „Stofflosen“ [41]	90
Abbildung 5.38: Beschnitt des Schlauches, um eine Verdrehung zu verhindern	90
Abbildung 5.39: Die vorhandenen Rippen (links) wurden entfernt (rechts) [42]	91
Abbildung 5.40: Die überlappende Kontur (links) wurde beschnitten (rechts) [42].....	91
Abbildung 5.41: Entwickeltes Drainagesystem mit eingezeichneten Wasserpfeifen, nach [41]	92
Abbildung 5.42: Herausgelöstes Formteil.....	93
Abbildung 5.43: Herausgelöstes Formteil mit angrenzenden Flächen	93
Abbildung 5.44: Vernetztes Formteil mit lokalen Anpassungen (orange).....	94
Abbildung 5.45: Kontaktkörper	95
Abbildung 5.46: Trennung der Dichtlippen vom Grundkörper	96
Abbildung 5.47: Contact Table	96
Abbildung 5.48: Grafische Darstellung des Bewegungsablaufes	97
Abbildung 5.49: Randbedingungen am Formteil	98
Abbildung 5.50: Ergebnis der Berechnung von Version 1	98
Abbildung 5.51: Detailansicht der umgestülpten Lippe.....	99
Abbildung 5.52: Die verformte Dichtung beult sich im Bereich der „Stofflosen“ stark nach oben	99
Abbildung 5.53: Beide Versionen im Vergleich bei Ansicht von unten	100
Abbildung 5.54: Überlagerung der beiden Versionen mit 3D-Schnittdarstellung.....	100
Abbildung 5.55: Kennzeichnung der Schnitte durch Version 1 und 2.....	100
Abbildung 5.56: Schnitte durch die unverformten Geometrien beider Versionen.....	101
Abbildung 5.57: Vergleich der verformten Geometrien beider Versionen	102
Abbildung 5.58: Schnitte durch die verformten Geometrien beider Versionen.....	102
Abbildung 5.59: Kontaktzonen am Formteil von Version 1 (Ansicht von unten).....	103
Abbildung 5.60: Kontaktzonen am Formteil von Version 2 (Ansicht von unten).....	103
Abbildung 5.61: Vergleich der Prototypen von Version 1 (oben) und Version 2 (unten)	104
Abbildung 5.62: Einbauzustand von Version 1 (links) und Version 2 (rechts).....	104
Abbildung 5.63: Lage des betrachteten Ausschnittes, nach [7].....	105
Abbildung 5.64: Der orange markierte Bereich wird betrachtet	105
Abbildung 5.65: Dichtungssysteme an einer Vordertür	106
Abbildung 5.66: Unterteilung des Kantenschutzes in sechs Zonen.....	107
Abbildung 5.67: 3D-Ansicht mit Schnittebene	108
Abbildung 5.68: Querschnitt durch Seitenrahmen, Türinnenblech und Kantenschutz mit Einleger	108
Abbildung 5.69: Vereinfachungen am Kantenschutz und Ersatz des Seitenrahmens durch ein U-Profil.....	109
Abbildung 5.70: Seitlicher Abstand des U-Profiles zum Kantenschutz.....	109

Abbildung 5.71: Der Einleger wird zuerst vernetzt (links) und der Dichtkörper richtet sich anschließend an den hervorgehobenen Punkten aus (rechts)	110
Abbildung 5.72: Netzparameter für zweidimensionale Vernetzung in CATIA V5	110
Abbildung 5.73: Mit Expand werden Linien zu Flächen oder Flächen zu Volumen [30]	111
Abbildung 5.74: Dialogfenster Expand	111
Abbildung 5.75: QUAD4-Element (links) und HEX8-Element (rechts).....	111
Abbildung 5.76: 2D-Netz (QUAD4) wird zu einem 3D-Netz (HEX8) expandiert	112
Abbildung 5.77: Die Einstellung Full & Herrmann Formulation fehlt für Pentaeder-Elemente.....	112
Abbildung 5.78: Definition der Ausdehnung in z-Richtung.....	114
Abbildung 5.79: Grafische Darstellung des Bewegungsablaufes	115
Abbildung 5.80: Randbedingungen am Kantenschutz	116
Abbildung 5.81: Kraftverlauf von Simulation „2D-Gerade“	116
Abbildung 5.82: Modellaufbau, Ansatz 1	118
Abbildung 5.83: Modellaufbau, Ansatz 2	119
Abbildung 5.84: Die Krümmung im Radius ist nicht konstant	119
Abbildung 5.85: Grafische Darstellung des Bewegungsablaufes	121
Abbildung 5.86: Grafische Darstellung des Bewegungsablaufes im Querschnitt	122
Abbildung 5.87: Ergebnisse ohne Einspannungen in x-Richtung (links) und ohne Einspannungen in y-Richtung (rechts).....	123
Abbildung 5.88: Die Knoten des Einlegers werden in x- und y-Richtung fixiert	123
Abbildung 5.89: Kraftverlauf von Simulation „3D-Radius“.....	124
Abbildung 5.90: Kraftverlauf beider Berechnungen	125
Abbildung 5.91: Vergleich der Verformungen beider Simulationen	126

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Eingestellte Netzparameter.....	11
Tabelle 2.2: Vergleich der Rechenzeiten.....	12
Tabelle 3.1: Testbedingungen für einen Regenschauer, nach [22].....	26
Tabelle 3.2: Testbedingungen für Nieselregen, nach [22].....	26
Tabelle 3.3: Gegenüberstellung von geometrisch linearen Systemen mit geometrisch nichtlinearen Systemen, nach [26].....	31
Tabelle 3.4: Gegenüberstellung der Vorteile von Simulationen und Versuchen, nach [32]...	45
Tabelle 5.1: Definierte Reibungsverhältnisse	71
Tabelle 5.2: Reihenfolge des Bewegungsablaufes.....	72
Tabelle 5.3: Vergleich der unterschiedlichen Netzparameter	81
Tabelle 5.4: Eingestellte Netzparameter von Version 1.....	94
Tabelle 5.5: Definierte Reibungsverhältnisse	96
Tabelle 5.6: Reihenfolge des Bewegungsablaufes.....	97
Tabelle 5.7: Eingestellte Netzparameter Version 2	101
Tabelle 5.8: Vergleich von Elementen, Knoten und Rechenzeit beider Varianten	102
Tabelle 5.9: Zusammensetzung der Gesamt-Türschließkraft einer Vordertür.....	107
Tabelle 5.10: Netzparameter von Simulation „2D-Gerade“	113
Tabelle 5.11: Netzparameter von Simulation „3D-Radius“	113
Tabelle 5.12: Reihenfolge des Bewegungsablaufes.....	115
Tabelle 5.13: Drehmoment des Kantenschutzes.....	117
Tabelle 5.14: Reihenfolge des Bewegungsablaufes.....	121
Tabelle 5.15: Drehmoment des Kantenschutzes.....	124

Anhang: Werkzeuge in CATIA V5 zur Verbesserung der Oberflächenqualität

CATIA V5 bietet mit dem *Workbench Generative Shape Design* eine Vielzahl an Möglichkeiten, um selbst komplexe Oberflächen rasch zu bearbeiten. Durch die Anwendung unterschiedlicher Werkzeuge zur Flächenbearbeitung wird versucht, die zahlreichen kleinen Teilflächen (die meist durch Verrundungen entstehen) zu minimieren, ohne dabei die Oberflächengeometrie des Bauteils stark zu verändern. In weiterer Folge sind einige praktische Funktionalitäten herausgegriffen, mit denen die Flächen zum überwiegenden Teil bearbeitet wurden. Die Werkzeuge werden dabei exemplarisch anhand des Ausschnittes der Fensterführungsdichtung der Hintertür aus Kapitel 5.1 vorgestellt.

A.1 Disassemble

Zuerst wird mit der Funktion **Disassemble** das gesamte Bauteil in isolierte Teilflächen (Cells) zerlegt. CATIA V5 bietet hierbei zwei Modi an: **Domains Only** und **All Cells**. **Domains Only** zerlegt die selektierte Fläche zu gemeinsamen Flächen aller nicht-zusammenhängenden Gebiete. Die Anzahl der Gebiete wird im Fenster angezeigt und dies entspricht der Anzahl der entstehenden Flächen. Mit **All cells** wird die Fläche unabhängig ihrer zusammenhängenden Gebiete komplett in all ihre Teilflächen (*Cells*) zerlegt. Unter *Cell* versteht man ein in sich krümmungsstetiges geometrisches Element und auch hier wird die Anzahl der ausgegebenen *Cells* angezeigt [4].

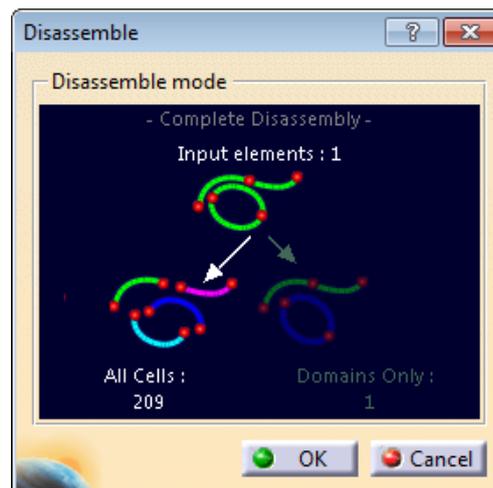


Abbildung A1: Funktion **Disassemble**

A.2 Fill surfaces

In diesem Arbeitsschritt wird die Schnittfläche der Hintertür-Dichtung entfernt. Beim Herausschneiden des Körpers wurde die Schnittebene ungünstig positioniert, wodurch die Flächen des angrenzenden Profils noch vorhanden sind und so beim Vernetzen Probleme verursachen. Eine Lösungsvariante ist das Löschen der gesamten Schnittfläche und ein Ersetzen durch ein **Fill surface**. Hierfür wird eine Randkurve aus Kurvenelementen oder Kanten der Reihe nach selektiert und diese anschließend als Fläche gefüllt. CATIA V5 erkennt dabei, ob sich nebeneinanderliegende Teilstücke der Randkurve überschneiden und trimmt diese, falls notwendig, automatisch. Zudem kann den Elementen eine Supportfläche zugewiesen werden, an welcher sich die Füllfläche ausrichten soll. Für den Übergang der Supportfläche lässt sich Punkt-, Tangenten- oder Krümmungstetigkeit auswählen [4].

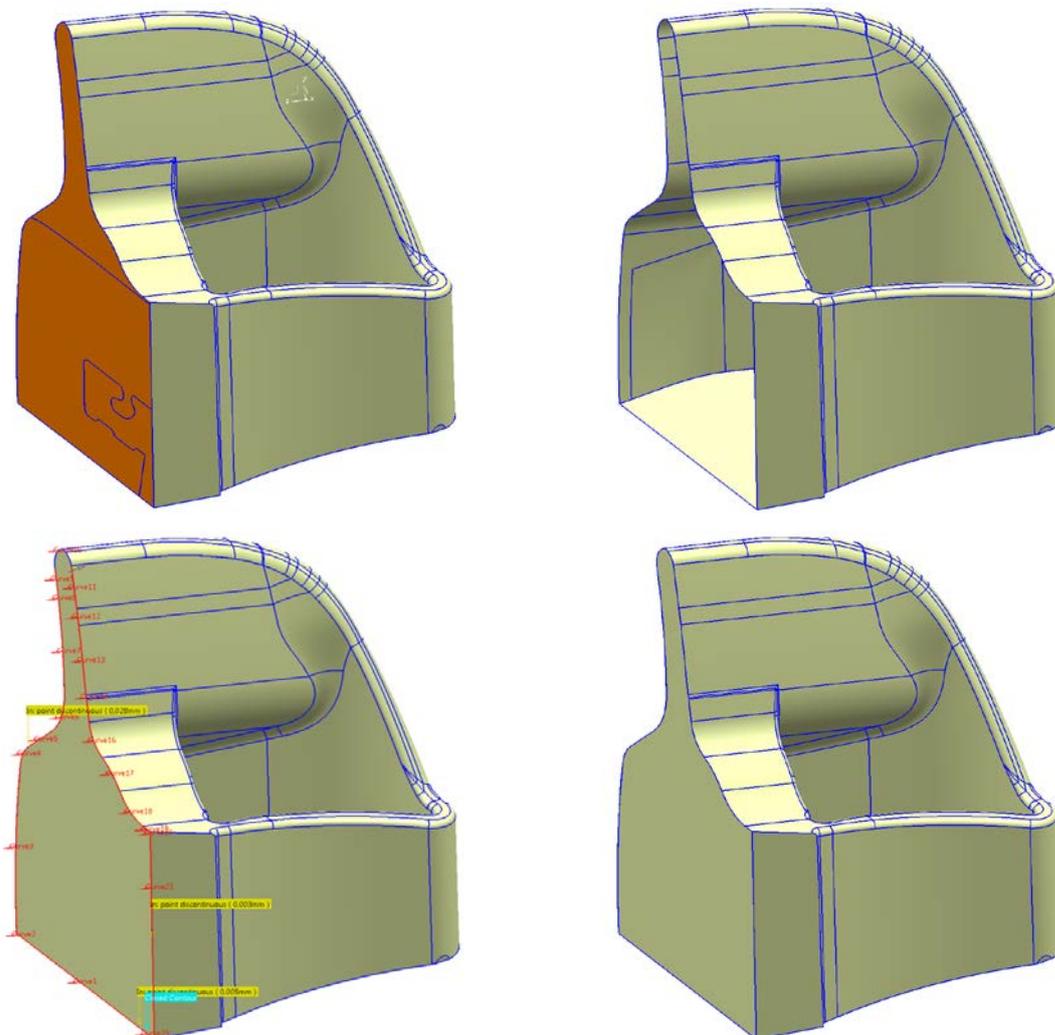


Abbildung A2: Vorgehensweise bei der Erstellung von **Fill surfaces**

Das Problem dieser Schnittfläche hätte bereits beim Herauslösen der Geometrie aus dem CAD-Modell verhindert werden können, indem der Volumenkörper im **Part Design** einfach beim Abschneiden mit der Funktion **Split** um ein paar Zehntel Millimeter verschoben worden wäre. Damit wäre das angrenzende Profil nicht mehr auf der Schnittfläche sichtbar gewesen.

A.3 Smooth curve

Das Werkzeug **Smooth curve** ist eine wichtige Funktion zum Glätten von Kurven, denn Flächen hoher Qualität erfordern auch Kurven von guter Qualität [4].

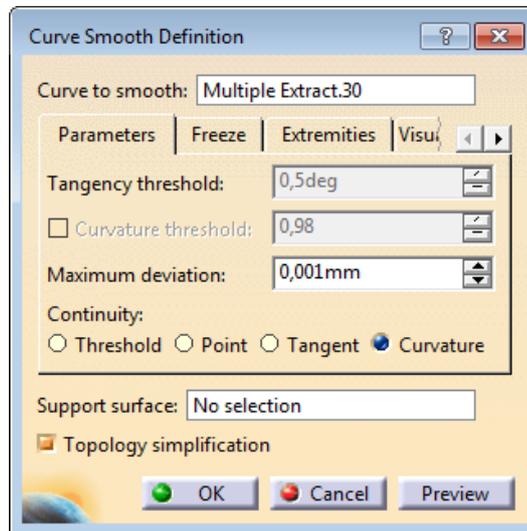


Abbildung A3: Dialogfenster **Smooth curve**

Die zu glättende Kurve wird selektiert und es kann gewählt werden, ob an den Übergängen Punkt- (C0), Tangenten- (C1) oder Krümmungsunstetigkeiten (C2) beseitigt werden sollen. Tangentenstetigkeit beinhaltet Punktstetigkeit und Krümmungsstetigkeit inkludiert Punkt- und Tangentenstetigkeit. Im Preview-Fenster werden die geänderten Übergänge angezeigt [4].

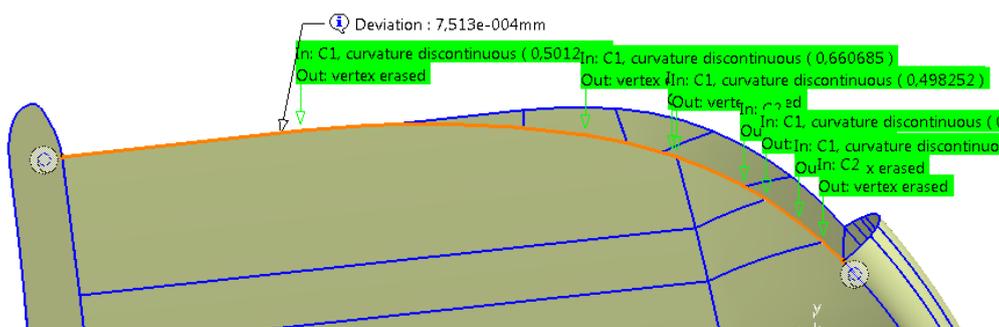


Abbildung A4: Unstetigkeiten werden entfernt

Mit der Option **Topology simplification** lassen sich nicht benötigte Punkte auf der Kurve automatisch entfernen. Dies tritt etwa ein, wenn zwei Punkte auf einer krümmungsstetigen Kurve dicht nebeneinander liegen [4].

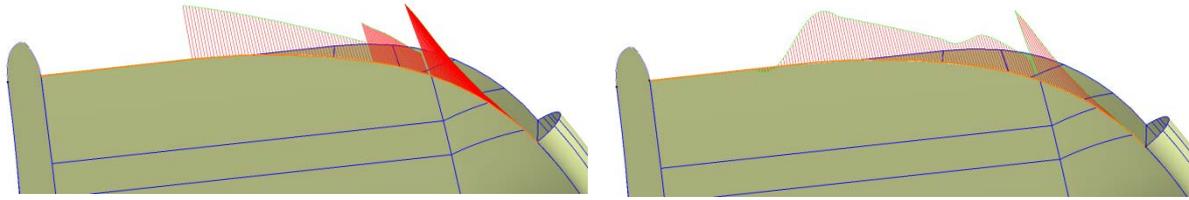


Abbildung A5: Krümmungsverlauf vor (links) und nach (rechts) der Anwendung von **Smooth curve**

A.4 Multi-section surfaces

Die zahlreichen Flächen entlang der Oberkante der Dichtung müssen ebenfalls vereinfacht werden. Die Funktion **Multi section surface** ist ein sehr leistungsfähiges Tool und dafür optimal geeignet.

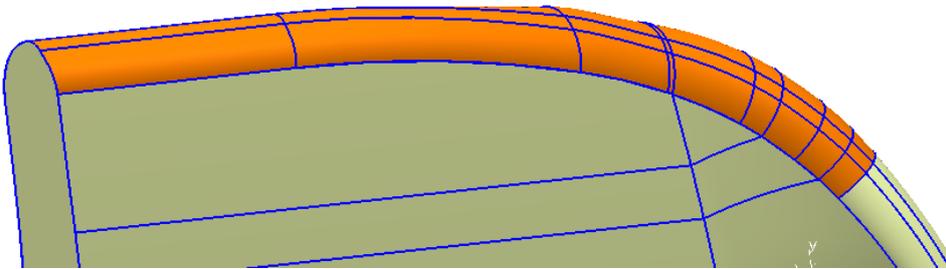


Abbildung A6: Die zu bearbeitenden Flächen sind orange eingefärbt

Loft-Flächen werden aus sogenannten **Section curves** und **Guide curves** aufgespannt. Mindestens zwei punktstetige **Section curves** sind notwendig um eine Loft-Fläche erzeugen zu können, wobei für die erste und die letzte jeweils eine Supportfläche definiert werden kann. Zu beachten ist dabei der korrekte Orientierungssinn der einzelnen **Section curves**. **Guide curves** sind nicht notwendig, können aber bei Bedarf selektiert werden. Punktstetigkeit und ein Schnittpunkt mit jeder **Section curve** sind jedoch Voraussetzung. Die erste und die letzte **Guide curve** bilden zugleich die Randkurven der Loft-Fläche. Eine Supportfläche bietet auch hier die Möglichkeit, die Loft-Fläche entsprechend dem gewünschten Übergang zu benachbarten Flächen anzupassen (Tangenten- oder Krümmungsstetigkeit) [4].

Eine **Spine** ist für jede Loft-Fläche notwendig, denn sie gibt den Verlauf der Fläche vor. Sie kann selbst definiert oder automatisch von CATIA V5 berechnet werden. Durch eine Angabe von zwei **Guide curves**, welche wie bereits erwähnt auch gleichzeitig Randkurven sind, kann die **Spine** durchaus automatisch bestimmt werden [4].

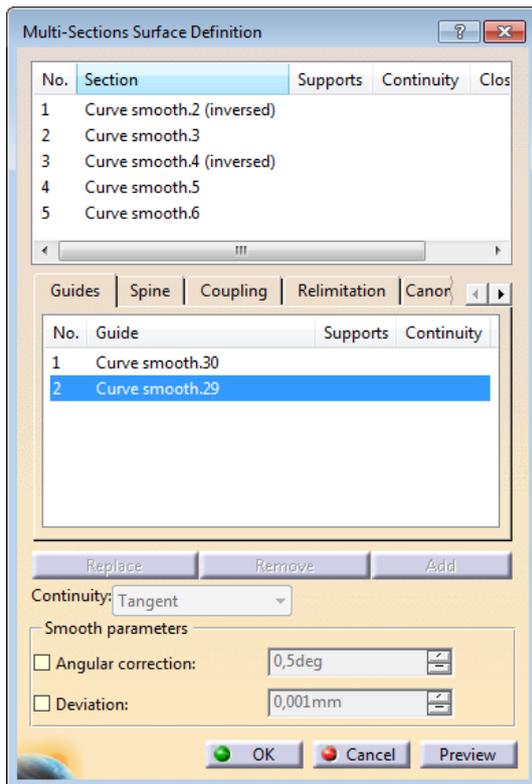


Abbildung A7: Dialogfenster
Multi-section surface

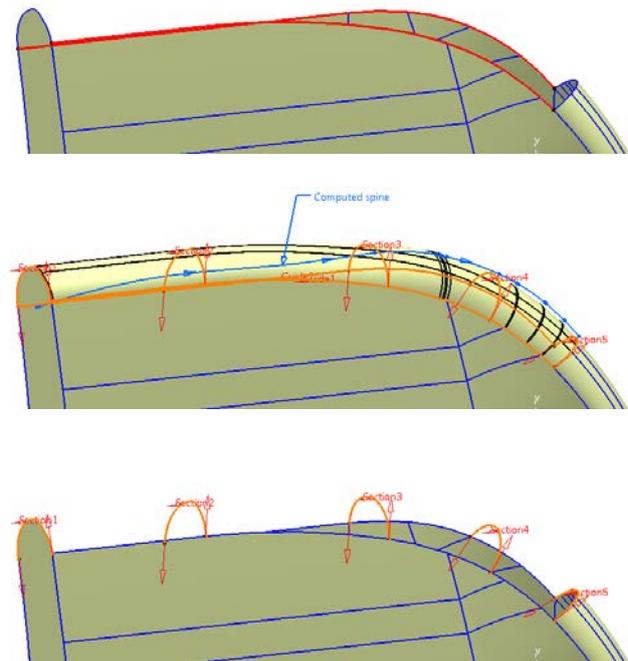


Abbildung A8: Vorgehensweise bei der Erstellung einer
Loft-Fläche

Da jede Tangentenunstetigkeit in einer **Section curve** und einer **Guide curve** auch zur Bildung von tangentenunstetigen Segmenten (**Cells**) führt, ist eine Glättung der Kurven von Vorteil. Dies geschieht mit der Funktion **Smooth Parameters**. Hier kann eine Glättung der Kurven eingestellt werden und als Ergebnis wird die Anzahl der Segmente auf der Loft-Fläche verringert. Man erhält eine Loft-Fläche mit nur einer *Cell*. Dieser Vorgang wird für alle weiteren Flächen entlang des Schlauches angewendet [4].

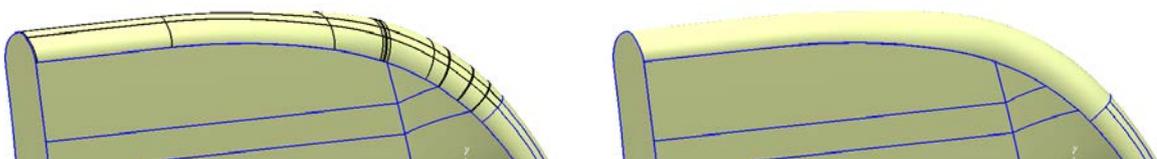


Abbildung A9: **Multi section surface** ohne (links) und mit (rechts) geglätteten Kurven

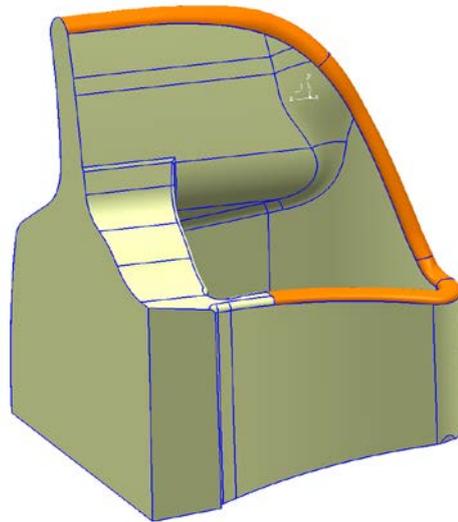


Abbildung A10: Fertig bearbeitete Flächen

A.5 Join & Healing

Nachdem alle Flächen fertig bearbeitet wurden, müssen diese wieder zu einer gemeinsamen und geschlossenen Oberflächeneinheit zusammengefügt werden. Nur so kann in der Folge auch ein Volumenkörper erzeugt werden (siehe Kapitel A.6). Dazu bieten sich die Optionen **Join** oder **Healing** an. Die beiden Funktionen sind auf den ersten Blick ziemlich ähnlich; sie haben aber wesentliche Unterschiede, wie in Tabelle gezeigt wird.

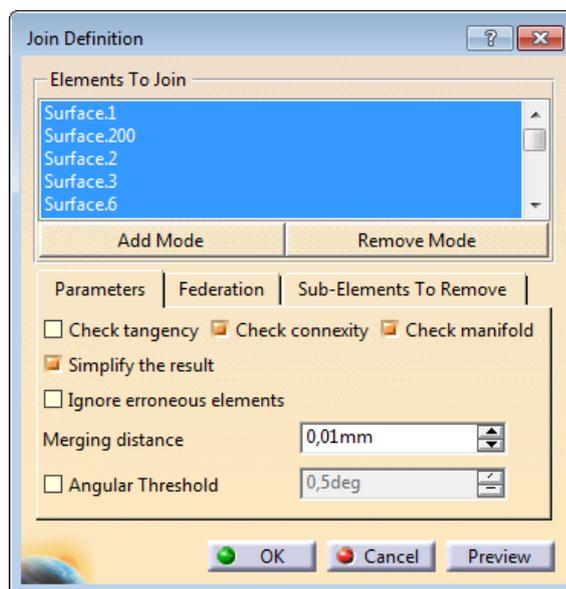
	Join	Healing
verändert Flächen mathematisch	Nein	Ja
modifiziert Stetigkeiten zwischen Flächen	Nein	Ja
geeignet für Kurven	Ja	Nein
geeignet für Flächen	Ja	Ja

Tabelle A1: Unterschiede zwischen **Join** und **Healing**, nach [4]

Join verändert den Aufbau und die Stetigkeit nicht und schließt einen Spalt nur visuell. Werden mit **Join** zusammengefügte Flächen wieder getrennt, so sind sie auch wieder in ihrem ursprünglichen Aufbau vorzufinden. **Healing** bietet dem Anwender mehr Parameter und einen größer einzustellenden Wertebereich an, um Flächen zusammenzufügen. Die Funktion verändert die Flächen mathematisch und der Übergang zwischen den Flächen wird ebenfalls modifiziert, sodass Punkt- oder Tangentenstetigkeit herrscht. Das nachträgliche Zerlegen eines **Healing** ergibt modifizierte Flächen [4].

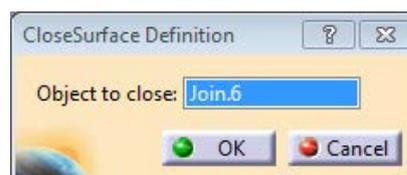
Für die Hintertür-Dichtung wird die Funktion **Join** verwendet. Dazu müssen zuerst alle Flächen, welche zusammengefügt werden sollen, selektiert werden. Im Dialogfenster sind folgende Einstellungen möglich [4]:

- **Check tangency** kontrolliert die Tangentenstetigkeit zwischen den Flächen.
- **Check connexity** untersucht, ob alle Flächen mit Lücken kleiner als in **Merging distance** angegeben, zusammengefügt werden können. Ist der Abstand zwischen zwei benachbarten Flächen also kleiner als der definierte Wert, so erkennt CATIA V5 diese als zusammengehörig. Ergeben sich nicht-zusammenhängende Gebiete, so gibt CATIA V5 eine Warnung aus. Für **Merging distance** ist ein Wert bis maximal 0,1 mm einstellbar. Für die Konstruktion von Blechen ist im Allgemeinen ein Wert bis zu 0,01 mm üblich, welcher auch soweit als möglich auf die vorliegenden Anwendungsfälle übernommen wird.
- **Check manifold** ist nur für Kurven relevant.
- Mit **Simplify the result** wird versucht die Anzahl der Flächen zu verringern.

Abbildung A11: Dialogfenster **Join**

A.6 Close surface

Diese Funktion erstellt aus dem geschlossenen **Join** einen Volumenkörper. Dies ist notwendig, um den Körper vernetzen zu können. Dazu ist ein Wechsel in das *Workbench Part Design* notwendig.

Abbildung A12: Dialogfenster **Close surface**

Hier ist zu beachten, dass der **PartBody** *keine* Elemente beinhalten darf, welche die Erstellung eines neuen Volumenkörpers behindern könnte. Idealerweise ist der **PartBody** leer, denn für die Netzerstellung ist es ohnehin sinnvoll, wenn nur ein Körper darin enthalten ist.