



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

Diplomarbeit

Automatisierte FE-Berechnung von Sandkästen

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieurs (Dipl.-Ing.)

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Maximilian MIESGANG

Mat.Nr.: 01325534

unter der Leitung von

a.O. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Manfred Grafinger

Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch im Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Wien, 6. Mai 2018



Maximilian Miesgang

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all denjenigen bedanken, die mich während der Anfertigung dieser Diplomarbeit unterstützt und motiviert haben.

Ein besonderer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Michael Jirout und Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Manfred Grafinger, die diese Arbeit betreut und begutachtet und so erst möglich gemacht haben.

Außerdem danke ich der Firma *Knorr-Bremse* und allen Kolleginnen und Kollegen, die mir stets mit Rat und Tat zur Seite standen und für ein sehr angenehmes Arbeitsklima sorgten. Diese Diplomarbeit ist im Zuge meiner Tätigkeit bei dieser Firma entstanden.

Dank gilt auch meiner Familie, meinen Freunden und meinen Studienkollegen, die mich während des Studiums stets unterstützt haben.

Vielen Dank!

Kurzbeschreibung

Bei Schienenfahrzeugen wird durch das „Sanden“ (Streuen von Sand direkt vor die Räder auf die Schienen) die Reibung zwischen Schiene und Rad erhöht. Der Sand befindet sich dabei in Sandkästen und wird entweder manuell oder automatisch beim Anfahren bzw. beim Bremsen durch das Sandrohr zu den Schienen geführt.

Sandkästen gibt es in vielen verschiedenen Ausführungen und Größen. Im Fahrbetrieb werden sie vom Ort ihrer Aufhängung abhängigen Belastungen in Form von Beschleunigungen und Vibrationen ausgesetzt, denen sie über die Dauer ihres Lebens standhalten müssen.

Der Festigkeitsberechnungs- und Dokumentationsprozess von Sandkästen (*Finite Elemente Methode*) dauert aktuell für die gewünschte Durchlaufzeit eines Modells zu lange. Daher sollen in dieser Diplomarbeit Möglichkeiten zur wirtschaftlichen Berechnung der Kästen gesucht werden. Themen, die behandelt werden sollen, lauten:

- Modellerstellung
- Berechnungsmethodik
- Berechnungsauswertung

Bisher wurden Sandkästen als geschweißte Blechbaugruppen aufgebaut. In Zukunft sind jedoch immer öfter genietete Sandkästen vorgesehen. Es soll eine Methode zur Berechnung der Niete gefunden werden. Dabei ist von Interesse, wie sich Nietverbindungen unter Last verhalten, wo die höchsten Belastungen auftreten und wie man diese Belastungen interpretieren kann.

Zuerst wurden verschiedene Modellierungsvarianten von Nieten untersucht und miteinander verglichen. Nachdem die optimale Modellierung festgelegt war, wurde damit begonnen, den Berechnungsprozess selbst zu optimieren. In der Berechnungssoftware *Ansys* wurden verschiedene Möglichkeiten der Automatisierung angewendet. Repetitive Geometriebearbeitungsschritte wurden automatisiert, eine gesamte Symbolleiste programmiert und zur schnellen Auswertung der Berechnung wurde die Berichterstellung automatisiert. Ein Vorteil der erstellten Methoden ist (neben der Automatisierung) die Vereinheitlichung der Berechnung. Werden die Methoden immer gleich ausgeführt, ist eine gute Vergleichbarkeit bei verschiedenen Projekten gegeben.

Abstract

In rail vehicles, friction between the wheel and the rail is improved by sanding systems (sand increases the friction coefficient). The operation is either activated manually or automatically. The sand is contained in Sand Boxes and it is conveyed to the rail through the Sand Pipe.

These Sand Boxes exist in many different forms and sizes. During train operation the Sand Box is exposed to accelerations and vibrations which should be withstood over its life span.

As more Sand Boxes are planned to be designed, the analysis and documentation process (*finite element method*) currently takes too long. Therefore, the goal of this diploma thesis is to find efficient ways to analyse Sand Boxes. Important topics are:

- Creation process of the analysis model
- Methods for analysing Sand Boxes
- Evaluation of the analysis

Up to now Sand Boxes usually were designed using welded sheet metal. In the future Sand Boxes which use blind rivets for connection will be designed more frequently. A method for evaluating these rivets should be found. During the process it is important to find out, how rivets behave under load, where the highest loads occur in the Sand Box and how the results can be interpreted.

At first, different variants of simple rivet models were compared. After the best method for modelling the rivets has been found, the analysis process itself was optimised. Using the software *Ansys*, different ways of automation were used. Repetitive geometry editing actions were automatised, a complete new toolbar was programmed and the documentation process was also automatized. An advantage of the methods found is (besides the automation) that, if they are used by standard, there will be a good compareability of future analyses.

Inhaltsverzeichnis

1 Sandungsanlagen in Schienenfahrzeugen	17
1.1 Komponenten und Funktionsweise von Sandungssystemen	19
1.1.1 Förderprinzipien	20
1.1.2 Aufbau von Sandkästen	21
2 Ansys Workbench 18.2	25
2.1 <i>Ansys Design Modeler</i>	26
2.2 <i>Ansys Spaceclaim</i>	26
2.3 <i>Ansys Mechanical</i>	26
2.4 Wichtige Themen bezüglich <i>Ansys</i>	28
2.4.1 Parameterstudie	28
2.4.2 Kontaktdefinition	28
2.4.3 Starre und verformbare Verbindung	30
3 Festigkeitsnachweis von Sandkästen	33
3.1 Umsetzung der Norm mittels FEM	37
3.1.1 Quasi-statische Berechnung	38
3.1.2 PSD-Analyse	39
4 Modellierung von Sandkästen	45
4.1 Mittelflächengenerierung	45
4.2 Sandkastenaufhängung	47
4.3 Modellierung der Anbauteile	48
4.4 Sandmodellierung	48
5 Nietverbindungen	51
5.1 Versagensarten von Nietverbindungen	53
5.2 Verarbeitungsrichtlinien von Nietverbindungen	54
5.3 Steifigkeit von Nietverbindungen	55
5.3.1 Analytische Berechnung	56
5.3.2 Empirische Formeln	58
5.4 Belastungen im Niet	60
5.5 Detailliertes FE-Modell einer Nietverbindung	63
5.5.1 Modellbeschreibung Schubmodell	64
5.5.2 Ergebnisdiskussion Schubmodell	66
5.5.2.1 Schnittgrößen im Niet	70
5.5.3 Modellbeschreibung Zugmodell	70
5.5.4 Ergebnisdiskussion Zugmodell	72
5.5.4.1 Schnittgrößen im Niet	74

5.5.5	Einfluss der Blechstärke	75
5.5.6	Einfluss der Belastungshöhe	76
5.6	Auslegungsparameter	77
5.7	Möglichkeiten der vereinfachten Nietmodellierung	78
5.7.1	<i>Bushing</i> -Element	80
5.7.1.1	Parameterstudie	82
5.7.2	Balkenelement	84
5.7.2.1	Parameterstudie	86
5.7.3	Balkenelement mit nichtlinearen Federn	87
5.8	Auswahl der besten Modellierungsmethode	89
6	Automatisierung der Berechnung	93
6.1	<i>Spaceclaim</i> Skripte	93
6.1.1	Nietkopferstellung	95
6.1.2	Scheibenerstellung	96
6.1.3	Anwendungsbeispiel	97
6.2	<i>Ansys Objektgenerator</i>	98
6.3	<i>ACT - Ansys Customization Toolkit</i>	100
6.3.1	Symbolleiste: „Sandkastenberechnung“	102
6.3.1.1	Gruppe 1: Erstellung der Sandkastenbelastung	104
6.3.1.2	Gruppe 2: Ergebniserstellung	104
6.3.1.3	Gruppe 3: Abbildungserstellung	106
6.3.1.4	Gruppe 4: Kraftausgabe in <i>txt</i> -Datei	107
6.3.1.5	Wahl des Ausgabepfads	107
6.4	Automatisierte Berichterstellung	108
6.4.1	Schraubenkraftauswertung	108
6.4.2	Nietkraftauswertung	109
7	Zusammenfassung und Ausblick	111

Abbildungsverzeichnis

1.1	Schematische Darstellung des Rad-Schienen Kontaktes; (a) seitliche Ansicht, (b) Vorderansicht; 1: Schiene, 2: Schmierstoff, 3: Rad, 4: Spurkranz	17
1.2	Diagramm der Bremsverzögerung bzw. des Bremsdruckes über der Zeit; A: Bremsen ohne Sandung, B: Beginn der Sandung, C: Bremsen mit Sandung	18
1.3	Komponenten einer Sandungsanlage; 1: Sandrohrheizung, 2: Sandschlauch, 3: Sandungseinrichtung mit Sandtrocknung, 4: druckdichter Sandkasten, 5: Sandkastendeckel mit Überdrucksicherung	20
1.4	Sandungsprinzipien mittels: (a) Überdruck, (b) Unterdruck; 1: Sandrohr, 2: Sinterplatte, 3: Sandglocke, 4: Abluftrohr, 5: schräg nach unten gerichtete Bohrungen, 6: Sandrohr, 7: Ansaugfilter	21
1.5	Übersicht verschiedener Sandkästen	22
1.6	Isometrische Ansicht eines Sandkastenmodells; (a) geschweißt, (b) genietet	23
2.1	Übersicht verschiedener Analysen in <i>Ansys Workbench 18.2</i>	25
2.2	Typischer Strukturbaum in <i>Ansys Mechanical</i>	27
2.3	Parametertabelle der „Design Points“ eines eingespannten Bleches	28
2.4	Schematische Darstellung eines Flächenkontaktpaares	29
2.5	Prinzip des <i>Pure Penalty</i> Verfahrens bzw. <i>Augmented Lagrange</i> Algorithmus	29
2.6	Verschiedene Verhalten von MPCs am Beispiel einer <i>externen Kraft</i> ; (a) Belastete Bohrung, (b) Verhalten: starr, (c) Verhalten: verformbar	31
3.1	<i>Gauß-Verteilung</i> ; (a) Zufallssignal $x(t)$, (b) Normalverteilung	35
3.2	Spektrum der ASD der Anregung; Kategorie 1B	35
3.3	Spektrum der ASD der Anregung; Kategorie 2	36
3.4	Pulsform der Beschleunigung beim „Shock test“; A: Höchstbeschleunigung, D: Zeitdauer	37
3.5	Schematische Darstellung der Berechnungsschritte eines Sandkastens	38
3.6	Auswertung der <i>PSD-Analyse</i> einer eingespannten Platte; Spektrum der ASD und des Quadrates der Vergleichsspannung	43
4.1	Mittelflächengenerierung verschiedener Eck-Typen; grau: Volumen, rot: Mittelflächen	45
4.2	Schweißpositionierhilfe	46
4.3	Seitenblech des in Abbildung 1.6 (b) dargestellten Sandkastens	47
4.4	Sandkastenaufhängung; Scheibenauflegeflächen orange hervorgehoben	47
4.5	Darstellung der Punktmassen mit roten Element-„Spinnen“	48

4.6	Schematische Darstellung des Sandvolumens bei genieteten Sandkästen; (a) grobe Modellierung, (b) detaillierte Modellierung	50
5.1	(a) Halbrundniet vor der Verarbeitung, (b) Fertige Halbrundnietverbin- dung; 1: Setzkopf, 2: Nietschaft, 3: Schließkopf	51
5.2	(a) Blindniet vor der Verarbeitung, (b) Fertig gesetzter Blindniet; 1: Nietdorn, 2: Setzkopf, 3: Niethülse, 4: Sollbruchstelle, 5: Schließkopf . .	52
5.3	Becherblindnietverbindung	53
5.4	Versagensarten einer Blindnietverbindung; (a) Unzulässige Verformung/Aus- reißen des Niets, (b) Ausreißen des Blechs, (c) Versagen des Niets . . .	53
5.5	Geometrieabmessungen bei Nietverbindungen	54
5.6	Definition der Verschiebung δ	56
5.7	Lösung der Differentialgleichung nach <i>Barrois</i> für Bleche gleicher Wand- stärke t ; E_f ... E-Modul des Niets; E ... E-Modul des Blechs	57
5.8	Vergleich der analytisch (blau) und empirisch (rot) ermittelten Verfor- mungswerte	60
5.9	Kraftaufteilung eines durch die Kraft F belasteten Niets	61
5.10	(a) einschnittige Verbindung, (b) zweischnittige Verbindung	61
5.11	(a) Spannungsverteilung im Niet, (b) Verformung unter Schubbelastung (stark überhöht dargestellt)	62
5.12	Geometrie und Abmessungen des Schubmodells	64
5.13	Übersicht des Schubmodells	64
5.14	Detailansicht des Nietmodells	65
5.15	Kontaktflächen des Niets	65
5.16	Kraftfaktor-Zeitkurve	66
5.17	X-Komponente der Gesamtverformung des Schubmodells, Übersicht in Schnittdarstellung, Überhöhungsfaktor 300	67
5.18	X-Komponente der Gesamtverformung des Schubmodells, Detailansicht in Schnittdarstellung, Überhöhungsfaktor 300	67
5.19	Beschreibung der Auslesewerte zur Bestimmung der Schubsteifigkeit . .	68
5.20	Vergleich der analytisch (blau), empirisch (rot) und numerisch (grün) ermittelten Verformungswerte	68
5.21	<i>von Mises</i> Vergleichsspannung in den Blechen, Detailansicht in Schnittdar- stellung, unverformt dargestellt	69
5.22	<i>von Mises</i> Vergleichsspannung im Niet, Übersicht in Schnittdarstellung, unverformt dargestellt	69
5.23	Schnittkräfte/-momente im Niet (Schubmodell)	70
5.24	Geometrie und Abmessungen des Zugmodells	71
5.25	Übersicht des Zugmodells	71
5.26	X-Verschiebung des Zugmodells, Übersicht in Schnittdarstellung, Über- höhungsfaktor 200	72
5.27	X-Verschiebung des Zugmodells, Detailansicht in Schnittdarstellung, Über- höhungsfaktor 200	72
5.28	Beschreibung der Auslesewerte zur Bestimmung der Zugsteifigkeit . . .	73
5.29	<i>von Mises</i> Vergleichsspannung in den Blechen, Detailansicht in Schnittdar- stellung, unverformt dargestellt	74

5.30	<i>von Mises</i> Vergleichsspannung im Niet, Übersicht in Schnittdarstellung, unverformt dargestellt	74
5.31	Schnittkräfte/-momente im Niet (Zugmodell)	75
5.32	Schematische Darstellung der axialen Schnittkraftverteilung im Niet (Zugmodell)	78
5.33	Übersicht des vereinfachten Schubmodells	79
5.34	Übersicht des vereinfachten Zugmodells	79
5.35	Modellierung des Niets durch Bushing-Element, verbunden mittels starren Element-„Spinnen“; (a) seitliche Ansicht, (b) Ansicht von oben . . .	80
5.36	Steifigkeitsmatrix des <i>Bushing-Elements</i>	80
5.37	Versatz bei <i>Bushing-Elementen</i> ; (a) ohne Versatz, (b) Versatz um halbe Blechstärke	82
5.38	Schematischer Ablauf der Steifigkeitsermittlung des <i>Bushing-Elements</i> .	82
5.39	Auswertung der Parameterstudie des Schubmodells mit <i>Bushing-Niet</i> .	83
5.40	Auswertung der Parameterstudie des Zugmodells mit <i>Bushing-Niet</i> . .	84
5.41	Modellierung des Niets durch Balkenelement, verbunden mittels starren bzw. verformbaren Element-„Spinnen“; (a) seitliche Ansicht, (b) Ansicht von oben	85
5.42	Modellierung des Niets durch Balkenverbindung, verbunden mittels starren bzw. verformbaren Element-„Spinnen“; (a) seitliche Ansicht, (b) Ansicht von oben	85
5.43	Auswertung der Parameterstudie des Balkenniets mit starren „Kopplungsspinnen“	87
5.44	Auswertung der Parameterstudie des Balkenniets mit verformbaren „Kopplungsspinnen“	87
5.45	Modellierung des Niets durch Balkenelement, verbunden mittels nichtlinearer Federn; (a) seitliche Ansicht, (b) Ansicht von oben	88
5.46	Druckspannungsauswertung des Balkenniets mit nichtlinearer Feder, unverformte Darstellung	89
5.47	Vergleich der Parameterstudien der verschiedenen <i>Bushing-Niet</i> Schubmodelle	90
5.48	Vergleich der Parameterstudien der verschiedenen <i>Bushing-Niet</i> Zugmodelle	90
6.1	Skript-Editor in <i>Ansys Spaceclaim</i>	94
6.2	Beispielanwendung der programmierten <i>Spaceclaim</i> -Skripte; (a) Ausgangsgeometrie, (b) Geometrie nach der Nietkopferstellung, (c) Geometrie nach der Scheibenerstellung, (d) Finale Geometrie	98
6.3	<i>Arbeitsblatt</i> -Auswahl bei Komponenten in <i>Ansys Mechanical</i>	99
6.4	Modell eines genieteten Sandkastens, „Kopplungsspinnen“ der <i>Bushing-Elemente</i> in Rot dargestellt	100
6.5	<i>ACT</i> -Konsole in <i>Mechanical</i>	103
6.6	Die mittels <i>ACT</i> programmierte Symbolleiste „Sandkastenberechnung“ in <i>Mechanical</i>	103
6.7	Durch Button 3 eingefügte Belastung für den Sandkasten (Kategorie 1B, vertikale Achse ist z-Achse)	104

6.8	<i>Ansichtsmanager in Ansys Mechanical</i>	106
6.9	In <i>Microsoft Excel</i> generierte Tabelle der maximalen Lagerkräfte mit den entsprechenden Lastfällen in Klammern	109
6.10	Auswertung der Schubkräfte in den Nieten bei den Schock-Lastfällen (4, 5 und 6)	110

Tabellenverzeichnis

1.1	Übersicht der Größenordnungen von Haftreibwerten bei verschiedenen Schienenzuständen mit und ohne Besandung	19
3.1	Übersicht der ASD- und RMS-Werte der Anregung; Kategorie 1B . . .	36
3.2	Übersicht der ASD- und RMS-Werte der Anregung; Kategorie 2	37
3.3	Übersicht der Höchstbeschleunigung A und Zeitdauer D für den „Shock test“; Kategorie 1B und Kategorie 2	37
3.4	Lastfallübersicht bei quasi-statischer Berechnung; Kategorie 1B	38
3.5	Lastfallübersicht bei quasi-statischer Berechnung; Kategorie 2	39
5.1	Allgemeine Geometriebedingungen für Nietverbindungen	54
5.2	Verwendete Materialdaten	63
5.3	Verformungsergebnisse des Schubmodells	68
5.4	Nachgiebigkeits-/Steifigkeitsergebnisse des Schubmodells	68
5.5	Verformungsergebnisse des Zugmodells	73
5.6	Nachgiebigkeits-/Steifigkeitsergebnisse des Zugmodells	73
5.7	Verformungsergebnisse der Detailmodelle mit erhöhter Blechstärke . . .	76
5.8	Nachgiebigkeits-/Steifigkeitsergebnisse der Detailmodelle mit erhöhter Blechstärke	76
5.9	Verformungsergebnisse der Detailmodelle mit 1000N Belastungskraft .	76
5.10	Nachgiebigkeits-/Steifigkeitsergebnisse der Detailmodelle mit 1000N Belastungskraft	77
5.11	Überblick der Steifigkeitsparameter eines Blindniets mit 4mm Schaftdurchmesser	91

1 Sandungsanlagen in Schienenfahrzeugen

Die Sandungsanlage erhöht durch das Streuen von Sand auf die Schienen den Reibwert zwischen Schiene und Rad und erleichtert so das Anfahren bzw. verkürzt so den Bremsweg. Die Besandung wird dabei entweder manuell oder automatisch aktiviert, wenn es zu Gleitschutzauslösungen kommt. Bei einer Notbremsung erfolgt das „Sanden“ automatisch.

Nur durch die Reibung kann sich der Zug erst in Bewegung setzen. Die Reibkraft F_R ergibt sich aus dem Produkt aus Radlast F_{Rad} und Reibwert μ entsprechend Gleichung 1.1.

$$F_R = F_{Rad} \cdot \mu \quad (1.1)$$

Abbildung 1.1 zeigt eine schematische Darstellung des Rad-Schienen Kontaktes. Überschreiten die Zugkräfte des Waggons (bzw. das Moment M in der Abbildung) einen bestimmten Betrag, so drehen die Triebräder durch und es kommt zum Gleiten zwischen Rad und Schiene („schleudern“). Vereinfacht betrachtet wird dabei nur zwischen zwei Zuständen unterschieden:

- Haften: Haftreibwert μ_H
- Gleiten: Gleitreibwert μ_G

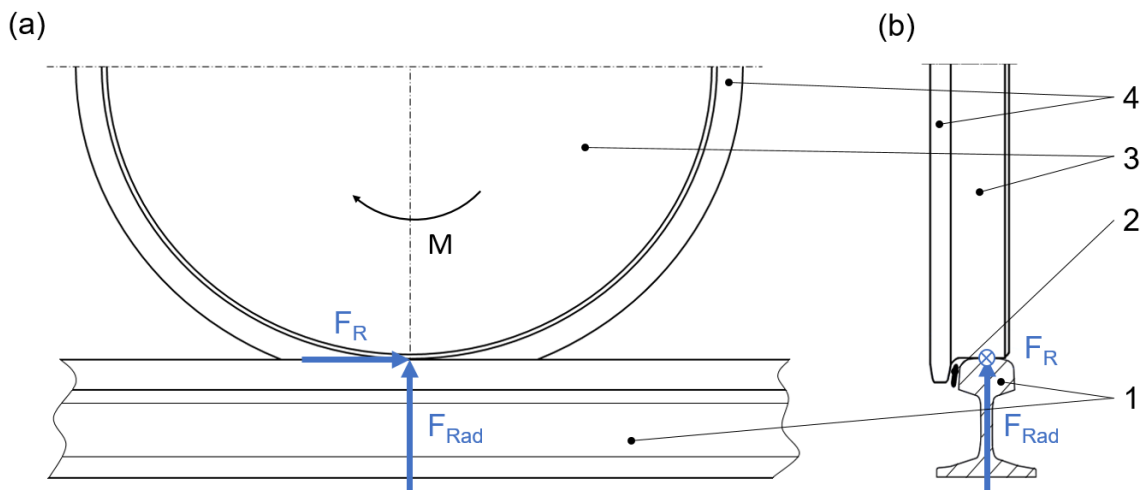


Abbildung 1.1: Schematische Darstellung des Rad-Schienen Kontaktes; (a) seitliche Ansicht, (b) Vorderansicht; 1: Schiene, 2: Schmierstoff, 3: Rad, 4: Spurkranz

In der Realität sind die Vorgänge der Kraftübertragung zwischen Rad und Schiene sehr komplex und die Werte für Haft- und Gleitreibkoeffizienten sind stark von der Schienenbeschaffenheit, Verschmutzung durch Öl, Laub o. Ä. und der Witterung abhängig. Bei nassen Schienen sind die Werte sehr viel geringer als bei trockenen. Der Kontakt zwischen Spurkranz und Schiene stellt vor allem bei kurvigen Strecken einen zusätzlichen Fahrwiderstand dar, weshalb in diesem Bereich Schmierstoff aufgetragen wird (siehe Abbildung 1.1). Es kann nicht verhindert werden, dass dieser Schmierstoff auf die Schienenkopfflanken gerät und so die Reibung dort ebenfalls reduziert. Aus diesen Gründen ist eine Reinigung der Schienen (z. B. mittels Schleifstein oder Wasser-Quarzsand Strahl) sehr wichtig.

Alternativ zur Sandung wurden Versuche durchgeführt, um den Reibwert zwischen Rad und Schiene zu erhöhen (z. B. durch Befunken der Schienenkopffläche). Alle alternativen Konzepte sind jedoch im Fahrbetrieb nicht einsetzbar (z. B. wegen großer Lärmentwicklung) oder in ihrer Wirkung umstritten. Daher ist davon auszugehen, dass auch in Zukunft Sandungsanlagen eingesetzt werden [1].

In Abbildung 1.2 wird die Bremsverzögerung bzw. der Bremszylinderdruck einer Testbremsung über der Zeit in einem Diagramm dargestellt. In der Zeitspanne *A* kommt es aufgrund eines unzureichenden Reibwertes zur Auslösung des Gleitschutzes. Dadurch kommt der zackige Verlauf des Bremsdruckes zustande (kein Gleitschutz – Gleitschutz usw.). Auch die Bremsverzögerung ist in diesem Bereich dadurch sehr unregelmäßig. In der Zeitspanne *B* gelangt der Sand zwischen Rad und Schiene. Dies führt dazu, dass in der Zeitspanne *C* keine Gleitschutzauslösung mehr erfolgt. Sowohl der Bremszylinderdruck als auch die Bremsverzögerung sind sehr konstant.

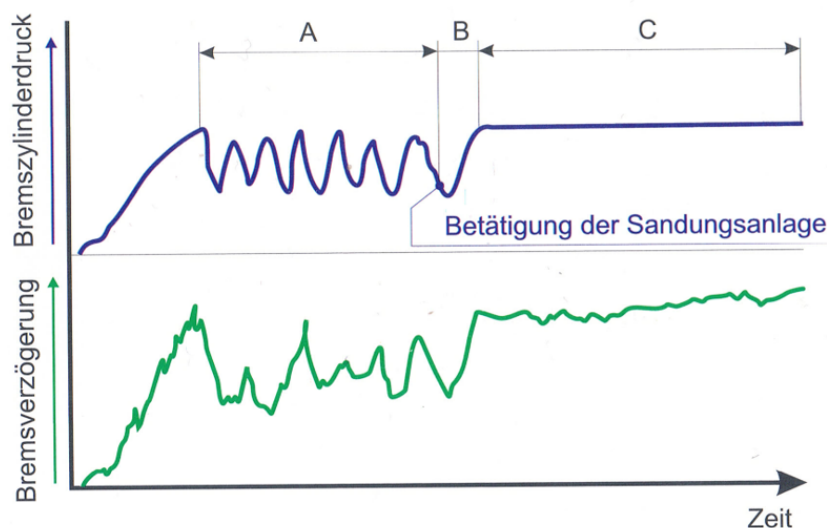


Abbildung 1.2: Diagramm der Bremsverzögerung bzw. des Bremsdruckes über der Zeit; A: Bremsen ohne Besandung, B: Beginn der Besandung, C: Bremsen mit Besandung [1]

Tabelle 1.1 fasst die Größenordnungen der Haftreibwerte für verschiedene Schienenzustände mit bzw. ohne Besandung zusammen. Es ist erkennbar, wie gut die Reibwert-erhöhung durch die Besandung funktioniert.

Der Sand wird zwischen Schiene und Rad zermahlen, wodurch sich sogenannte *Sand-
nester* bilden. Diese sind nach dem ersten Überrollen bereits stabil und erhöhen somit nicht nur die Reibung des Kontakts zwischen dem ersten Radsatz und der Schiene, sondern auch die der folgenden Radsätze [1].

Tabelle 1.1: Übersicht der Größenordnungen von Haftreibwerten bei verschiedenen Schienenzuständen mit und ohne Besandung [1]

	Haftreibwert μ_H ohne Besandung	Haftreibwert μ_H mit Besandung
trockene, unbesandete Schiene	0,20	0,35–0,7
nach starken Regenfällen (abgewaschener Oxyd- bzw. Schmierfilm)	0,15	0,4–0,6
extrem ungünstige Witterungsbedingungen	0,05	0,4–0,5

1.1 Komponenten und Funktionsweise von Sandungssystemen

Abbildung 1.3 zeigt schematisch den Aufbau und die Komponenten einer kompletten Sandungsanlage. Der Sand (möglichst scharfkantige Körner) wird über den Sandkastendeckel mit Überdruckschutz (5) in den druckdichten Sandkasten (4) gefüllt. Bei der Aktivierung der Besandung wird der Sand mittels Druckluft (entweder durch Überdruck oder durch Unterdruck, siehe Unterabschnitt 1.1.1) durch den Sandschlauch (2) zur Schiene geführt. Damit der Sand optimal wirkt, darf er nicht feucht sein. Daher enthält die Sandungseinheit (3) eine Trocknungseinrichtung. Das Sandrohr leitet den Sand direkt zum Kontaktbereich des Rades. Um Verschließen des Sandrohrs bei Frost zu vermeiden, ist dieses ebenfalls mit einer Heizung ausgestattet. Eine Sandstandskontrolle hilft dabei abzuschätzen, wann wieder Sand nachgefüllt werden muss. Dies funktioniert i. A. einerseits über ein Schauglas und andererseits über einen Sensor (Lichtschranke). Die zum „Sanden“ benötigte Druckluft wird entweder durch einen separaten Kleinverdichter oder direkt durch den Fahrzeugkompressor bereitgestellt [1].

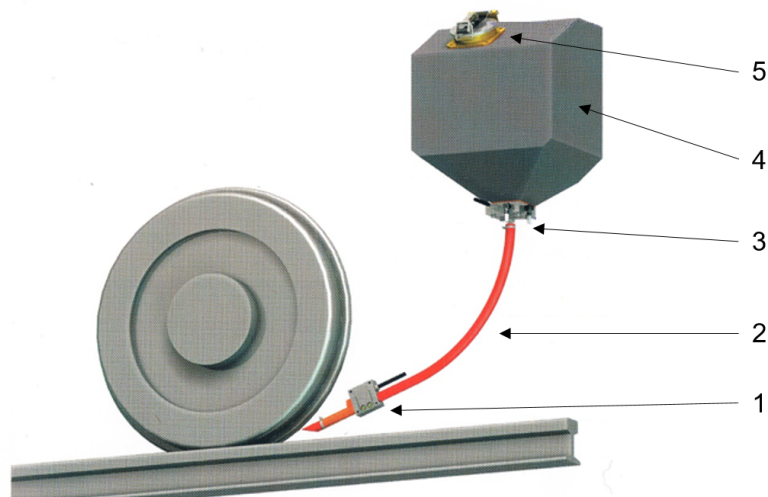


Abbildung 1.3: Komponenten der gesamten Sandungsanlage; 1: Sandrohrheizung, 2: Sandschlauch, 3: Sandungseinrichtung mit Sandtrocknung, 4: druckdichter Sandkasten, 5: Sandkastendeckel mit Überdrucksicherung [1]

1.1.1 Förderprinzipien

- **Besandung mittels Überdruck:**

Abbildung 1.4 (a) zeigt eine schematische Darstellung eines Sandkastens, der zur Sandung Überdruck verwendet. Der Druckluftstrom *A* entspricht dem Zulauf der Sandungseinrichtung (die Leitung darunter entspricht dem Zulauf für die Sandtrocknung). Die Luft strömt durch eine Sinterplatte (2) von unten in den Sandkasten ein. Dabei wird der darin befindliche Sand fluidisiert, d. h. er weist in diesem Zustand ein flüssigkeitsähnliches Verhalten auf. Der Luftstrom verzweigt sich im Sandkasten in den Abluftstrom *B* und den Dosierluftstrom *C*. Der Abluftstrom *B* strömt durch die Abluftleitung (4) zurück in die Sandungseinrichtung. Der Dosierluftstrom *C* strömt zur Sandglocke (3) und fördert so den Sand in das Sandrohr (1) (Sand-Luft Gemischstrom *D*) [1]. Durch gestrichelte Linien ist die minimale bzw. maximale Sandfüllung eingezeichnet.

- **Besandung mittels Unterdruck:**

Es gibt auch Sandungseinrichtungen, welche mittels Unterdruck funktionieren. Abbildung 1.4 (b) zeigt den prinzipiellen Aufbau einer solchen. Der Luftstrom *E* entspricht dem Zulauf. Dieser Luftstrom gelangt durch die schräg nach unten gerichteten Bohrungen (5) in das Sandrohr (6). Dadurch, dass der Sand die obere Öffnung des Sandrohres verschließt (minimalen Füllstand, eingezeichnet durch gestrichelte Linie, beachten), kommt es zu einem Unterdruck im Sandrohr. Der Sand wird angesaugt (*F*) und so zum Rad befördert (*G*). Durch den Ansaugfilter (7) kommt frische Luft in den Sandkasten (*H*) [1].

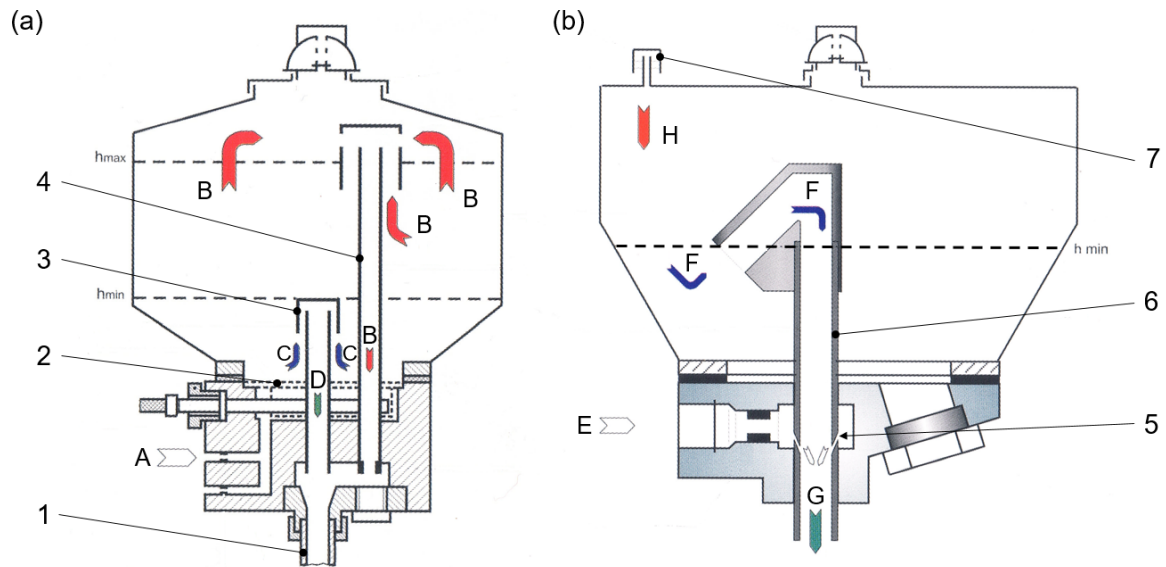


Abbildung 1.4: Sandungsprinzipien mittels: (a) Überdruck, (b) Unterdruck; 1: Sandrohr, 2: Sinterplatte, 3: Sandglocke, 4: Abluftrohr, 5: schräg nach unten gerichtete Bohrungen, 6: Sandrohr, 7: Ansaugfilter [1]

1.1.2 Aufbau von Sandkästen

Bisher wurden Sandkästen großteils als geschweißte Blechstruktur aus nichtrostendem Stahl oder Aluminium konstruiert. Die Blechstärken variieren zwischen 3mm und 6mm . Übliche Anbauteile sind

- die Sandungseinrichtung,
- der Sandkastendeckel und
- die Sandstandskontrolle (Schauglas/Füllstandssensor).

Meist wird der Sandkasten an den verbleibenden Bauraum im Fahrzeug angepasst. Daher variieren die Formen, Größen und Aufhängungen sehr stark. Abbildung 1.5 zeigt eine Auswahl verschiedener Sandkästen, welche die große Variationsbreite verdeutlichen soll. Der erste Sandkasten in der Abbildung ist eher schmal und die Aufhängung befindet sich auf der Unterseite (Blech mit Langlöchern). Auch der zweite Sandkasten ist sehr schmal, die Aufhängung erfolgt hier aber auf der Oberseite. Beim dritten Sandkasten in der Abbildung handelt es sich um einen kompakteren. Die Aufhängung ist hier seitlich angebracht. Der Sandkastendeckel wird mit einem Stück Rohr etwas nach außen geführt. Sandkasten vier und fünf sind etwas größer. Die Aufhängung erfolgt beim Vierten durch seitlich aufgeschweißte Blechprofile mit Langlöchern. Der fünfte Sandkasten verfügt über eine Art „Füße“, über die er mit einer Grundplatte verbunden ist.

Anbauteile wie Sandkastendeckel oder Sandstandskontrolle sind in den Abbildungen erkennbar. Damit der Sand nachrutscht, müssen Sandkästen im unteren Bereich über mindestens eine geneigte Fläche ($>30^\circ$ Neigungswinkel) verfügen.

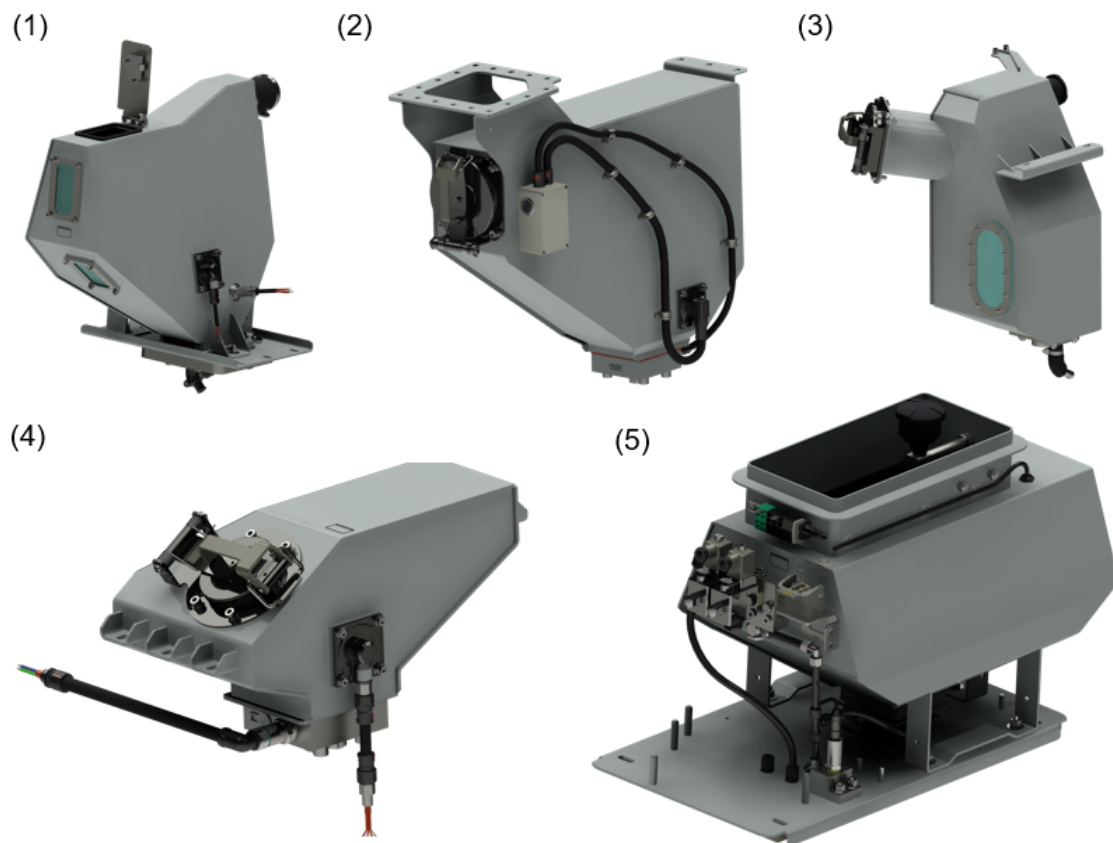


Abbildung 1.5: Übersicht verschiedener Sandkästen

Im Gegensatz zu den geschweißten Blechkästen sollen in Zukunft vermehrt Nietverbindungen verwendet werden. Um Dichtheit garantieren zu können, müssen Becherblindniete eingesetzt werden (siehe Kapitel 5). Zusätzlich zu den Nieten werden die Blechlaschen miteinander verklebt. Dies soll einen feuchtigkeits-, staub- und druckdichten Behälter garantieren. Der Klebstoff soll dabei keine festigkeitsrelevante Rolle spielen. Der Sandkasten soll allein durch die Niete den Belastungen standhalten können. Üblicherweise treten die höchsten Belastungen in der Nähe der Sandkastenaufhängung auf.

Abbildung 1.6 zeigt zweimal das gleiche Sandkastenmodell, jedoch ausgeführt sowohl als geschweißte Baugruppe (a) als auch als genietete Baugruppe (b). Die Aufhängung erfolgt über vier Blechprofile mit Langlöchern. Die für die Niete benötigten Blechlaschen, welche bei der geschweißten Baugruppe nicht vorhanden sind, sind in Abbildung 1.6 (b) erkennbar. Die Niete selbst sind in dem dargestellten Modell nicht eingefügt, die Nietlöcher sind jedoch ersichtlich. Bei der Konstruktion eines genieteten Sandkastens ist auf die Nietabstände zu achten (siehe Abschnitt 5.2). Auch die Zugänglichkeit zur Nietstelle muss bedacht werden. In dem dargestellten Sandkasten werden insgesamt 98 Niete verwendet.

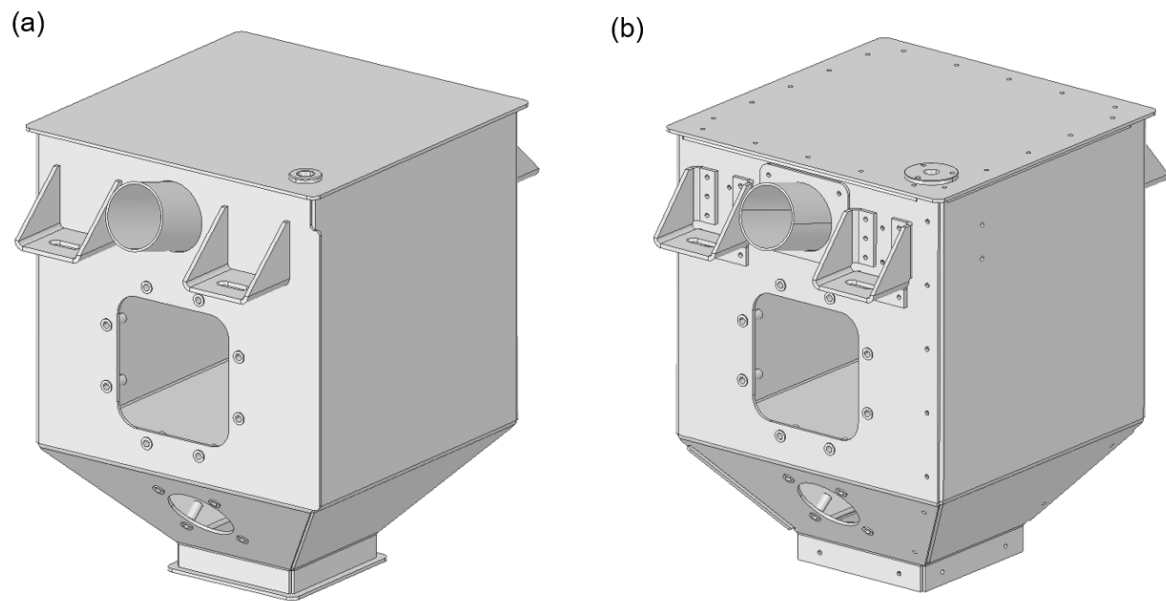


Abbildung 1.6: Isometrische Ansicht eines Sandkastenmodells; (a) geschweißt, (b) genietet

2 Ansys Workbench 18.2

In diesem Kapitel wird auf die verwendete Berechnungssoftware *Ansys Workbench 18.2* eingegangen. Die durchgeführten Berechnungen beruhen auf der *Finite Elemente Methode* (FEM). *Ansys Workbench 18.2* beinhaltet sowohl *Preprocessor* (zur Modellvorbereitung), *Solver* (zur Lösung der Analyse) als auch *Postprocessor* (zur Auswertung der Ergebnisse). Die Benutzeroberfläche entspricht einer Übersichtsansicht. Abbildung 2.1 zeigt ein exemplarisches Beispiel eines Projektes. Jedes „Fenster“ stellt eine unterschiedliche Analyse dar. Unter den „Fenstern“ befindet sich jeweils eine Benennung. Im Beispiel sind statisch-mechanische Analysen, eine Modalanalyse und eine PSD-Analyse

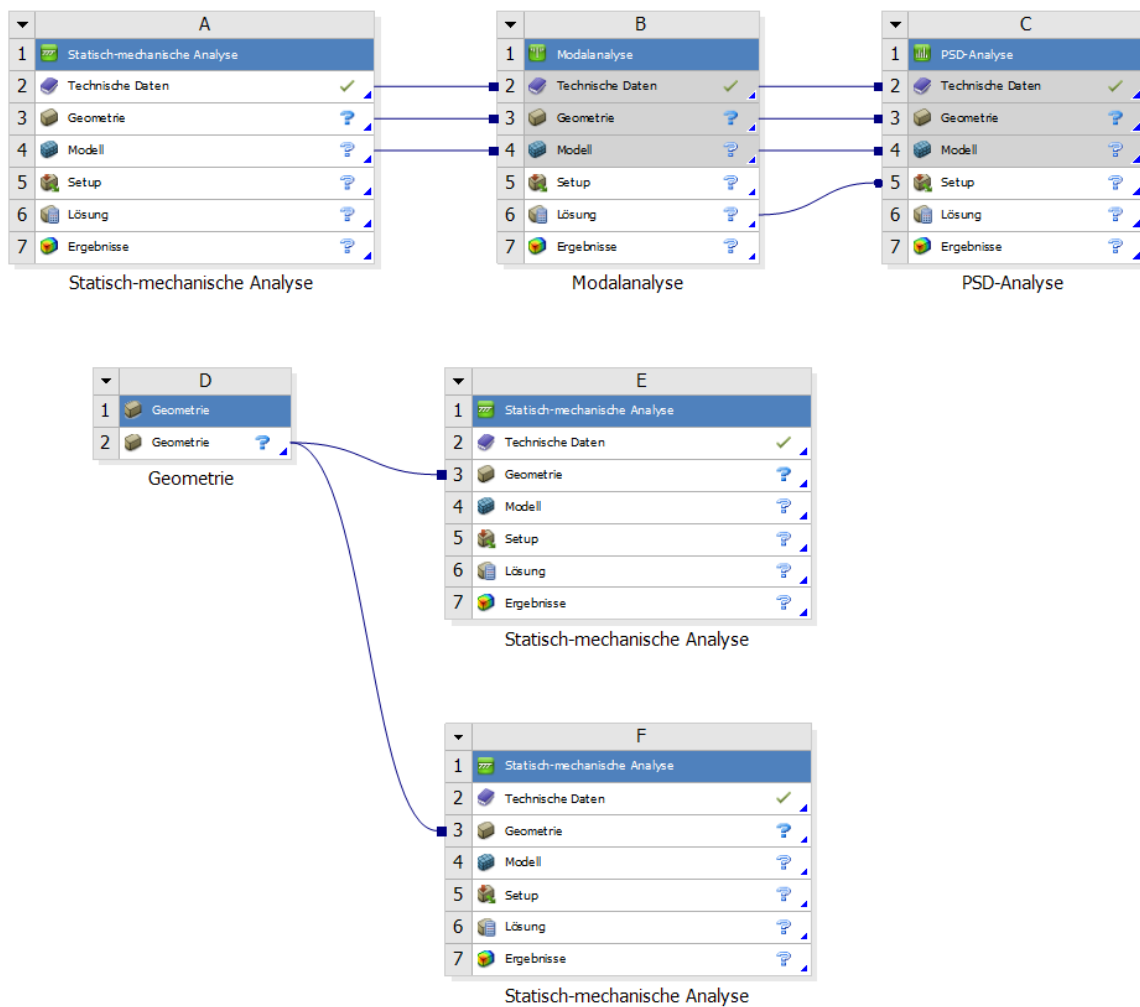


Abbildung 2.1: Übersicht verschiedener Analysen in *Ansys Workbench 18.2*

eingefügt. Dies sind auch alle Analysetypen, welche zur Ausarbeitung dieser Diplomarbeit benötigt wurden. Jedes „Fenster“ besteht aus einzelnen Unterblöcken, welche im Folgenden kurz beschrieben werden:

- **Technische Daten:** Hier werden Materialdaten (Materialparameter, Materialverhalten, ...) festgelegt.
- **Geometrie:** Dieser Block führt zur Software für die Geometriebearbeitung. Es kann zwischen *Ansys Design Modeler* (siehe Abschnitt 2.1) und *Ansys Spaceclaim* (siehe Abschnitt 2.2) gewählt werden.
- **Modell, Setup, Lösung, Ergebnisse:** Diese Blöcke führen zu *Ansys Mechanical* (siehe Abschnitt 2.3). Dort werden Randbedingungen definiert, die Lösung der Analyse durchgeführt und Ergebnisse ausgewertet.

Wie in der Abbildung ersichtlich, ist es möglich, einzelne Blöcke miteinander zu verbinden. Die Modalanalyse übernimmt die *Technischen Daten*, die *Geometrie* und das *Modell* der ersten statisch-mechanischen Analyse. Aufbauend auf dieser Modalanalyse wird dann eine PSD-Analyse durchgeführt. Es ist z. B. auch möglich, mehrere Analysen an eine *Geometrie* zu koppeln, wie es in der Abbildung im unteren Bereich dargestellt ist. Die Möglichkeiten der Verknüpfungen sind sehr flexibel.

2.1 *Ansys Design Modeler*

Mit dieser Software ist es möglich, die Geometrie des Modells zu erstellen oder eine vorhandene Geometrie zu bearbeiten. Dies geschieht über einen Strukturbaum. Um einen Körper zu erstellen, wird beispielsweise eine Skizze erstellt, welche dann zu einem Block extrudiert wird. Dies ist bei der Erstellung neuer Geometrie vorteilhaft. Da die Abmessungen in den Skizzen angezeigt werden und jede Abmessung als Parameter definiert werden kann, ist diese Software auch bei Parameterstudien (siehe Unterabschnitt 2.4.1) vorteilhaft.

2.2 *Ansys Spaceclaim*

Mit dieser Software lässt sich „direktes Modellieren“ realisieren. Es kann jede Struktur direkt am Bauteil ausgewählt und verändert werden. Zur Vergrößerung einer Bohrung wird diese beispielsweise einfach ausgewählt und „in die Breite gezogen“. Diese Software ist daher bei der Verwendung bereits vorhandener Geometrie vorteilhaft. Änderungen sind sehr leicht zu bewerkstelligen. Die fehlende Möglichkeit, Abmessungen permanent anzuzeigen und so darauf zuzugreifen, macht die Neuerstellung von Geometrien etwas mühsam.

2.3 *Ansys Mechanical*

Ist die Geometrie fertig definiert, beginnt die Erstellung des *Finite Elemente* (FE)-Modells in *Ansys Mechanical*. Um ein vollständiges Modell zu erhalten, wird hier ein

Strukturbaum von oben nach unten abgearbeitet und gewünschte Elemente eingefügt bzw. bearbeitet. Abbildung 2.2 zeigt diesen Strukturbaum beispielhaft. Es wird nun kurz auf die wichtigsten Elemente des Strukturbaums eingegangen.

- **Geometrie:** Hier sind die vorher erstellten/bearbeiteten Körper aufgelistet. Werkstoffe lassen sich zuordnen und Punktmassen können definiert werden.
- **Koordinatensysteme:** Dieser Unterpunkt enthält sowohl das globale Koordinatensystem als auch alle definierten lokalen Koordinatensysteme.
- **Kontakte/Verbindungen:** Kontakte und Verbindungen können in diesem Unterpunkt erstellt und bearbeitet werden. Zu Verbindungen zählen beispielsweise starre „Kopplungsspinnen“ (siehe Unterabschnitt 2.4.3).
- **Netz:** Hier können verschiedene Netzsteuerungsparameter definiert werden (Netzgröße, Elementanzahl auf Kante, Ordnung der Ansatzfunktion, ...).
- **Komponenten:** Flächen bestimmter Größe, Elementknoten, aber auch Kanten oder einzelne Elemente lassen sich in *Komponenten* zusammenfassen. Dies kann die Modellierung sehr effizient machen.
- **Statisch-mechanisch (Analyse):** Abhängig von der eingefügten Analyse werden hier Randbedingungen definiert. Im Beispiel ist eine „Fixierte Lagerung“ und eine „Kraft“ eingefügt. In den *Analyseeinstellungen* lässt sich beispielsweise die Lastschrittzahl oder die Anzahl der Substeps bei nichtlinearer Rechnung definieren.
- **Lösung:** Nach erfolgreicher Lösung der Analyse können die Ergebnisse in diesem Unterpunkt betrachtet werden. Spannungen, Verformungen, aber auch Kräfte und weitere Größen lassen sich in Plots darstellen.

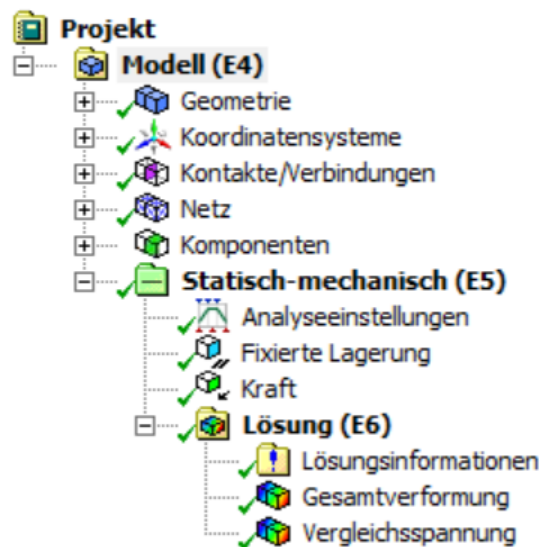


Abbildung 2.2: Typischer Strukturbaum in *Ansys Mechanical*

2.4 Wichtige Themen bezüglich Ansys

Im folgenden Kapitel sollen verschiedene Themen kurz beschrieben werden, welche sich im Laufe der Ausarbeitung der Diplomarbeit als relevant herausgestellt haben.

2.4.1 Parameterstudie

In *Ansys* können bestimmte Größen (Abmessungen, Materialparameter, Ergebnisgrößen) als Parameter definiert werden. Abhängig davon, ob diese Größen durch den Benutzer eingegeben werden oder ob sie Ergebnisgrößen der Berechnung sind, handelt es sich dabei um Eingabeparameter oder Ausgabeparameter. Die Parameter werden in der Übersichtsansicht in *Ansys Workbench* angezeigt. In einer Tabelle können dann Werte für Eingabeparameter festgelegt werden und jeweils für jede Zeile der Tabelle (d. h. für jeden „Design Point“) die Ausgabeparameter ausgewertet werden. So ist es einfach möglich, beispielsweise den optimalen Radius einer Rundung zu finden, der zur kleinsten resultierenden Spannung führt. Abbildung 2.3 zeigt die Parametertabelle für ein einseitig eingespanntes rechteckiges Blech. Als Eingabeparameter wurden die Blechlänge ($P1$), die Blechbreite ($P2$), die Blechstärke ($P3$) und die Belastungskraft am Ende des Bleches ($P4$) definiert. Ausgewertet wird die Durchbiegung des Bleches. Diese ist als Ausgabeparameter ($P5$) definiert. In jeder Zeile der Tabelle wird ein anderer Eingabeparameter variiert. Die verschiedenen daraus resultierenden Durchbiegungen sind ersichtlich.

Tabelle von Design Points									
	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	Name	P1 - Laenge	P2 - Breite	P3 - Blechstaerke	P4 - Kraft Z-Komponente	P5 - Verformungsstichprobe Z-Achse	Beh...	Beibehaltene Daten	Hinweis
2	Einheit	mm	mm	mm	N	mm			
3	DP 0 (aktuell)	200	50	5	100	2,5035	<input checked="" type="checkbox"/>	✓	
4	DP 1	100	50	5	100	0,30872	<input type="checkbox"/>		
5	DP 2	200	25	5	100	5,0647	<input type="checkbox"/>		
6	DP 3	200	50	2,5	100	19,995	<input type="checkbox"/>		
7	DP 4	200	50	5	200	5,0071	<input type="checkbox"/>		
*							<input type="checkbox"/>		

Abbildung 2.3: Parametertabelle der „Design Points“ eines eingespannten Bleches

2.4.2 Kontaktdefinition

Um einen Kontakt mittels FEM zu modellieren, gibt es verschiedene Ansätze. Abbildung 2.4 zeigt das Prinzip der Kontaktdefinition. Eine Durchdringung der *Zielfläche* („Master“) durch die *Kontaktfläche* („Slave“) soll verhindert werden.¹

¹Allgemein zur Kontaktdefinition in *Ansys* sei angemerkt, dass die Kontaktfindung selbst automatisch erfolgen kann. Dazu muss lediglich ein Toleranzwert definiert werden. Dieser entspricht dem Abstand, in dem „Master“- und „Slave“-Flächen gesucht werden. Dies funktioniert sehr zuverlässig, die Orientierung von „Master“ und „Slave“ muss jedoch stets manuell korrigiert werden (die beiden müssen „zueinander“ orientiert sein).

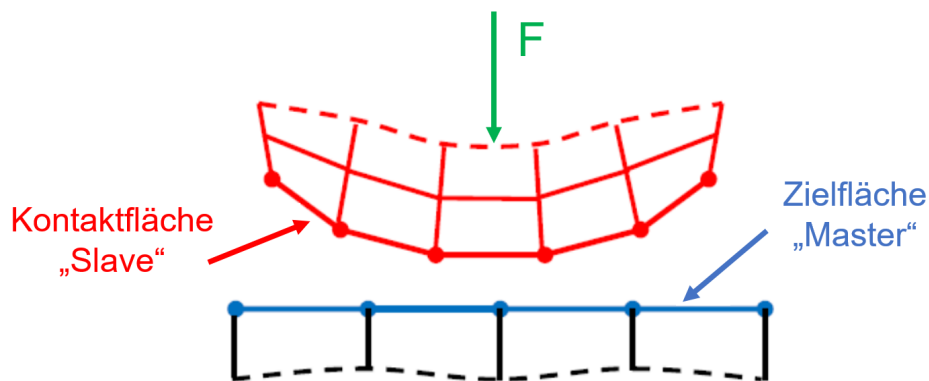


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung eines Flächenkontaktpaares [2]

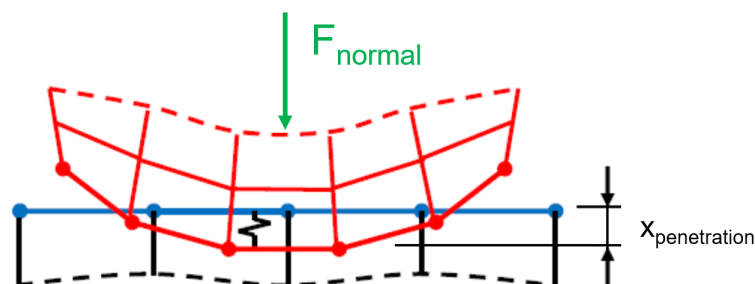
In *Ansys* kann dies prinzipiell auf zwei verschiedene Arten (durch zwei verschiedene Algorithmen) gewährleistet werden:

- *Pure Penalty* Verfahren bzw. *Augmented Lagrange* Algorithmus
- *Lagrange* Algorithmus

***Pure Penalty* Verfahren bzw. *Augmented Lagrange* Algorithmus:**

Diese beiden Verfahren basieren auf der Kontaktsteifigkeit c_{kontakt} . Abhängig von der Größe der Kontaktsteifigkeit passiert eine Durchdringung $x_{\text{penetration}}$ zwischen *Kontaktfläche* und *Zielfläche* (siehe Abbildung 2.5). Die daraus resultierende Kraft ergibt sich zu

$$F_{\text{normal}} = c_{\text{kontakt}} \cdot x_{\text{penetration}} \quad (2.1)$$

Abbildung 2.5: Prinzip des *Pure Penalty* Verfahrens bzw. *Augmented Lagrange* Algorithmus [2]

Eine unendlich hohe Kontaktsteifigkeit würde zu einer Durchdringung von Null führen. Ein solches Modell ist numerisch jedoch nicht lösbar.

Beim *Augmented Lagrange* Algorithmus kommt zusätzlich eine Größe λ hinzu. Die Kraft ergibt sich dann entsprechend

$$F_{normal} = c_{kontakt} \cdot x_{penetration} + \lambda \quad (2.2)$$

Dadurch ist diese Methode weniger abhängig von der Kontaktsteifigkeit. Ist die Durchdringung $x_{penetration}$ klein, so werden gute Ergebnisse erzielt [2].

Lagrange Algorithmus:

Bei dieser Methode wird die Kontaktsteifigkeit nicht direkt berücksichtigt. Stattdessen wird die Kontaktkraft F_{normal} als zusätzlicher Freiheitsgrad definiert. Die Kontaktkräfte werden so direkt im Lastvektor berücksichtigt. Ein Vorteil dieser Methode ist die beinahe verschwindende Durchdringung im Kontaktbereich. Sie ist jedoch numerisch aufwendiger und es kann zum „Chattering“ kommen. D. h., wenn keine Durchdringung erlaubt ist, kann es dazu kommen dass der Kontaktstatus ständig zwischen „offen“ und „geschlossen“ wechselt [2].

2.4.3 Starre und verformbare Verbindung

In *Ansys* kann beispielsweise zur Verbindung eines Balkens mit Schalenelementen ein MPC (*Multipoint Constraint*) verwendet werden. Wie bei der Kontaktdefinition gibt es auch hier „Master“ und „Slave“. Der MPC definiert, wie sich diese beiden Elemente zueinander bewegen können. Wird ein Balkenendknoten mit mehreren Knoten von Schalenelementen verbunden, so entsteht eine Element-„Spinne“ (siehe Abbildung 5.35 (b)). In *Ansys* gibt es drei Möglichkeiten, das Verhalten dieser „Kopplungsspinne“ zu definieren:

- **Starr:** Starre Elemente sind nicht deformierbar. Der Abstand zwischen den „Slave“-Knoten und den „Master“-Knoten bleibt daher stets konstant.
- **Verformbar:** Wird dieses Verhalten definiert, so ist eine Verformung der „Kopplungsspinne“ möglich.
- **Balken:** Hier entsprechen die einzelnen Elemente der „Kopplungsspinne“ Balkenelementen, für die ein Material und ein Querschnitt definiert werden kann. So ist es möglich, die Steifigkeit der Verbindung zu beeinflussen.

In Abbildung 2.6 (a) ist eine Bohrung, in deren Mittelpunkt eine *externe Kraft* angreift, dargestellt.² Abbildung 2.6 (b) zeigt das verformte Modell, wenn für das Verhalten „starr“ gewählt wird. Mit einer schwarzen Linie ist die undeformierte Bohrung dargestellt. Die Bohrungskante bleibt exakt rund. Wird hingegen ein verformbares Verhalten (entweder durch die Option „verformbar“ oder „Balken“) definiert, so entspricht das Ergebnis dem in Abbildung 2.6 (c) dargestellten. Die Bohrung selbst wird deformiert.

²Als *extern* wird in *Ansys* alles bezeichnet, was durch einen MPC an die entsprechende Geometrie gekoppelt ist. Es können z. B. auch *Externe Punkte* oder *Externe Verschiebungen* definiert werden.

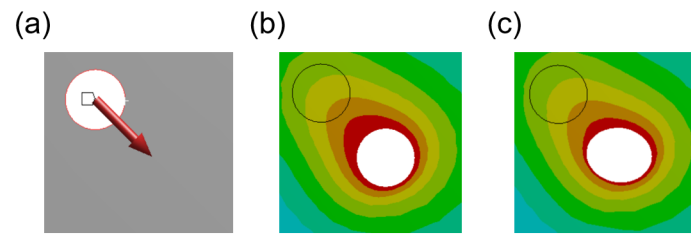


Abbildung 2.6: Verschiedene Verhalten von MPCs am Beispiel einer *externen Kraft*;
(a) Belastete Bohrung, (b) Verhalten: starr, (c) Verhalten: verformbar

I. A. lässt sich sagen, dass ein verformbares Verhalten weniger zusätzliche Steifigkeit ins System bringt.

3 Festigkeitsnachweis von Sandkästen

In der Norm *BS EN 61373:2010 Railway applications — Rolling stock equipment — Shock and vibration tests* [3] werden Belastungsszenarien für Apparate in Schienenfahrzeugen festgelegt, um diese in Tests prüfen zu können. Diese Belastungen wurden aus Messfahrten generiert und sollen die Beanspruchungen der Geräte im Schienenfahrzeug unter den im Betrieb herrschenden Bedingungen simulieren. Im Schienenverkehr lassen sich Vibrationen nicht vermeiden. Diesen Vibrationen müssen alle Geräte und Apparate über ihre Lebensdauer standhalten. Um die Lebensdauer in kürzerer Zeit simulieren zu können, werden die Amplituden der Belastungen bei den Tests entsprechend erhöht.

Die Norm unterscheidet drei Kategorien von Geräten, wobei das Unterscheidungsmerkmal der Ort der Befestigung am Fahrzeug (und damit die Höhe der Belastung) ist:

- **Kategorie 1:** Befestigung am Wagenkasten
 - **Kategorie 1A:** Direkt am Wagenkasten montiert
 - **Kategorie 1B:** Geräte in einem Gehäuse, welches direkt am Wagenkasten montiert ist (im Zweifelsfall ist Kategorie 1B zu verwenden)
- **Kategorie 2:** Befestigung am Drehgestell
- **Kategorie 3:** Befestigung an der Baugruppe der Achsen

Die zu ertragenden Belastungen sind in der Kategorie 3 am höchsten, da jeweils zwischen Achsen und Drehgestell bzw. zwischen Drehgestell und Wagenkasten eine Dämpfung stattfindet. Für Sandkästen sind nur die Kategorien 1B und 2 relevant (Aufhängung entweder im Wagenkasten oder am Drehgestell).

Bei den durchzuführenden Tests werden ebenfalls drei Gruppen unterschieden:

- **„Functional random test“:** Dieser Test soll lediglich zeigen, dass das getestete Gerät bei den minimal definierten Vibrationen funktionstüchtig ist.
- **„Simulated long-life test“:** Bei diesem Test sind die Belastungen im Vergleich zu den in der Realität aufgenommenen erhöht. Das Gerät muss während dieser Belastungen nicht funktionstüchtig sein, die Struktur muss den Belastungen aber standhalten können.
- **„Shock test“:** Hiermit sollen seltene Belastungsspitzen simuliert werden. Auch bei diesem Test muss das getestete Gerät unter der Belastung nicht funktionstüchtig sein, es muss jedoch nachgewiesen werden, dass die Struktur standhält und keine zu großen Deformationen auftreten.

Sowohl beim „Functional random test“ als auch beim „Simulated long-life test“ wird der Sandkasten mittels einer Anregung, die einem Zufallssignal entspricht, zur Vibration gebracht. Damit verschiedene Tests vergleichbar sind, werden zur Charakterisierung des Anregungssignals folgende Größen verwendet:

- **Spektrale Beschleunigungsdichte (Acceleration spectral density - ASD):**

Diese Größe entspricht dem Grenzwert des Mittelwerts des Teils eines Beschleunigungssignals, das einen Schmalbandfilter bestimmter Frequenzbreite passiert hat, dividiert durch die Bandbreite des Filters, wenn die Bandbreite gegen Null und die Mittelungszeit gegen unendlich geht. Die Einheit dieser Größe lautet $\frac{(\frac{m}{s^2})^2}{Hz}$ und sie ist eine übliche Größe zur Charakterisierung von Zufallssignalen. ASD-Spektren können in entsprechenden Prüfanlagen direkt eingegeben werden.

- **Quadratisches Mittel (root mean square - RMS):**

Entspricht der Wurzel des Quotienten aus der Summe der Quadrate der Werte x und der Anzahl der Werte n .

$$x_{RMS} = \sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^n x_i^2}{n}} \quad (3.1)$$

- **Crestfaktor C :**

Entspricht dem Quotienten aus Amplitudenwert \hat{x} und Quadratischem Mittel σ .

$$C = \frac{\hat{x}}{\sigma} \quad (3.2)$$

- **Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion (probability density function - PDF):**

Die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion entspricht einer Kurve, unter der die Fläche die Wahrscheinlichkeit darstellt (gesamte Fläche unter der Kurve = 1 $\hat{=}$ 100%). In der Norm [3] wird festgelegt, dass die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des Anregungssignals annähernd einer Gauß-Verteilung entspricht. Außerdem wird ein Crestfaktor von mindestens $C = 2,5$ verlangt.

Gauß-Verteilung:

Eine *Gauß-Verteilung* (*Normalverteilung*) hat eine PDF der Form

$$PDF_x = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}} \quad (3.3)$$

mit

x ... momentaner Wert

\bar{x} ... Mittelwert

σ ... RMS-Wert

In Abbildung 3.1 (a) ist ein Zufallssignal $x(t)$ dargestellt. Abbildung 3.1 (b) zeigt die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion. Diese hat die Form der Normalverteilung.

Werte im Bereich $\pm 1\sigma$ treten mit einer Wahrscheinlichkeit von 68.3% auf. Werte im Bereich $\pm 2\sigma$ mit einer Wahrscheinlichkeit von 95.45% und Werte im Bereich $\pm 3\sigma$ mit einer Wahrscheinlichkeit von 99.73%.

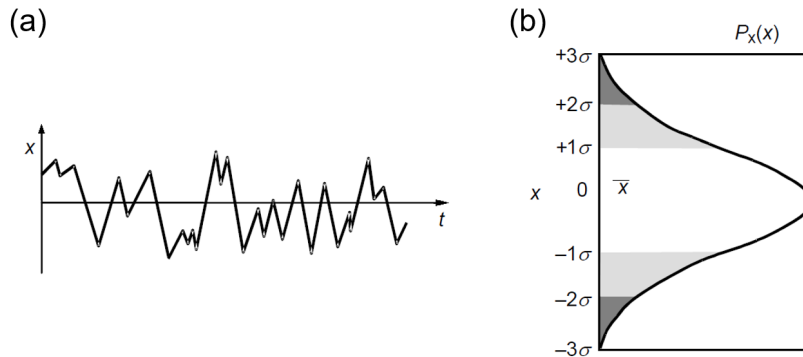


Abbildung 3.1: Gauß-Verteilung; (a) Zufallssignal $x(t)$, (b) Normalverteilung [3]

Sowohl der „Simulated long-life test“ als auch der „Shock test“ sollen mittels FEM nachgebildet werden. Abbildung 3.2 zeigt das Spektrum der ASD der Anregung für die **Kategorie 1B** beim „Simulated long-life test“. Die Toleranzen des Spektrums sind auch in der Abbildung eingezeichnet. Beide Achsen verfügen über eine logarithmische Skala, was ideal zur Darstellung eines großen Wertebereiches ist.

Die Frequenzen f_1 und f_2 sind von der Masse m des zu testenden Gerätes abhängig. In der Norm werden für

$$m \leq 500kg$$

(wovon bei Sandkästen auszugehen ist) folgende Werte festgelegt:

$$f_1 = 5Hz, f_2 = 150Hz \quad (3.4)$$

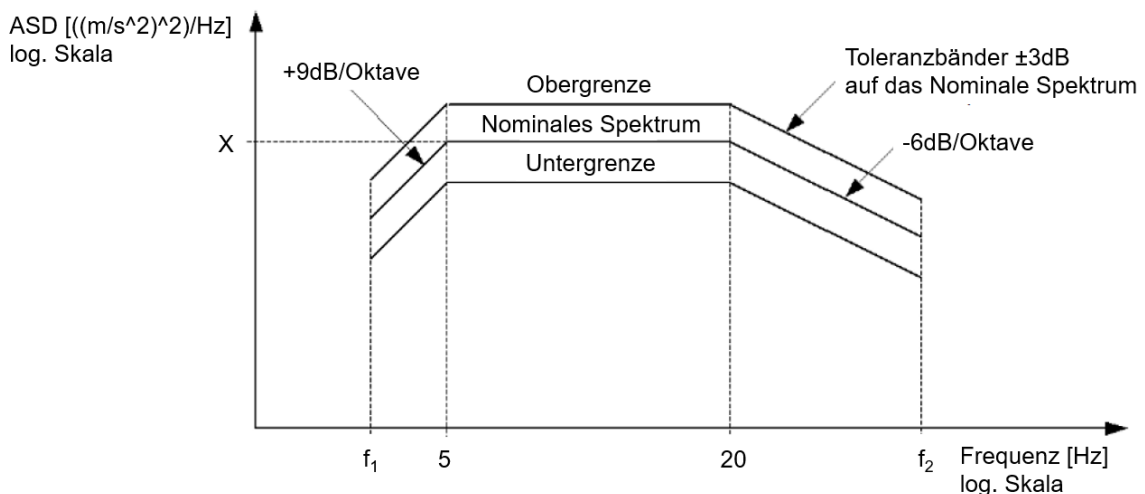


Abbildung 3.2: Spektrum der ASD der Anregung; Kategorie 1B [3]

Der Frequenzbereich, wo die ASD der Anregung mit 9dB/Oktave verstärkt wird, entfällt daher in diesem Fall. Zwischen 5Hz und 20Hz ist die ASD konstant, und zwischen 20Hz und f_2 tritt eine Abschwächung um -6dB/Oktave ein. Eine *Oktave* entspricht einer Frequenzverdopplung.

Für die Anregung werden in der Norm die ASD-Werte und die daraus resultierenden RMS-Werte der Beschleunigung für die vertikale, transversale und longitudinale Richtung vorgegeben. Tabelle 3.1 zeigt eine Übersicht dieser Werte für die Kategorie 1B. Es ist erkennbar, dass die Werte für die vertikale Richtung am größten sind.

Tabelle 3.1: Übersicht der ASD- und RMS-Werte der Anregung; Kategorie 1B [3]

		vertikal	transversal	longitudinal
ASD	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]^2 / \text{Hz}$	0,964	0,192	0,461
RMS	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$	5,72	2,55	3,96

Abbildung 3.3 zeigt das Spektrum für die **Kategorie 2**. Der Verlauf ist analog zu dem der Kategorie 1B. Die Frequenzwerte f_1 und f_2 werden wieder abhängig von der Masse definiert. Für eine Masse m von

$$m \leq 100\text{kg}$$

(wovon bei Sandkästen ebenfalls auszugehen ist) sind folgende Werte festgelegt:

$$f_1 = 5\text{Hz}, f_2 = 250\text{Hz} \quad (3.5)$$

Der konstante Bereich befindet sich zwischen 10Hz und 100Hz . Die ASD- und RMS-Werte der Anregung bei Kategorie 2 sind in Tabelle 3.2 zusammengefasst. Auch hier sind die Werte der vertikalen Richtung die größten.

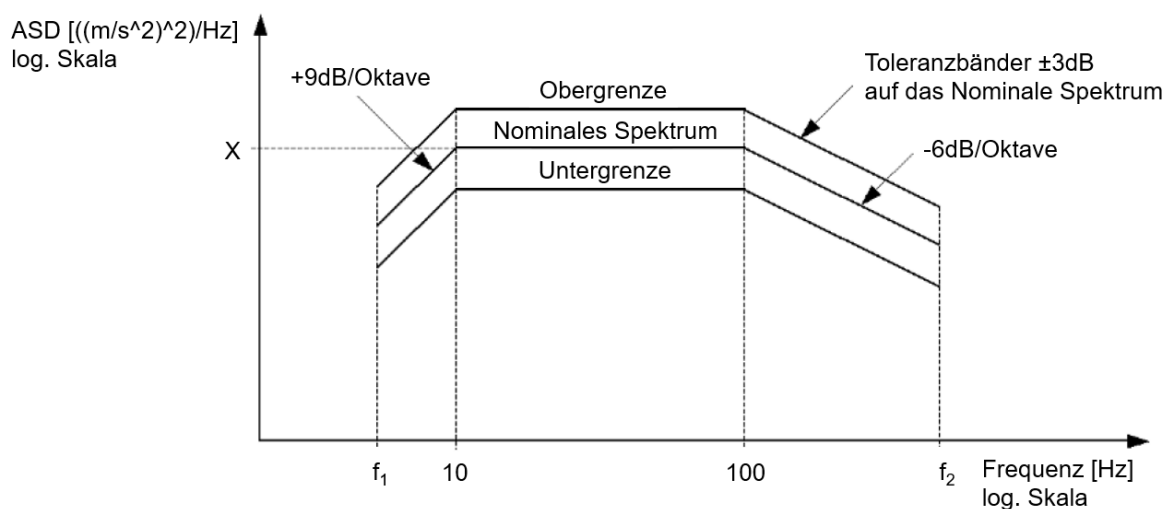


Abbildung 3.3: Spektrum der ASD der Anregung; Kategorie 2 [3]

Tabelle 3.2: Übersicht der ASD- und RMS-Werte der Anregung; Kategorie 2 [3]

		vertikal	transversal	longitudinal
ASD	$\left[\frac{m}{s^2} \sqrt{Hz}\right]$	6,12	4,62	1,32
RMS	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	30,6	26,6	14,2

Beim „Shock test“ wird der Sandkasten durch eine Sinus-halbwellenförmige Beschleunigung mit dem in Abbildung 3.4 dargestellten Verlauf belastet. In der Abbildung sind auch die Toleranzen erkennbar. Die Werte der Höchstbeschleunigung A und der Dauer D für die Kategorie 1B und Kategorie 2 sind in Tabelle 3.3 angegeben.

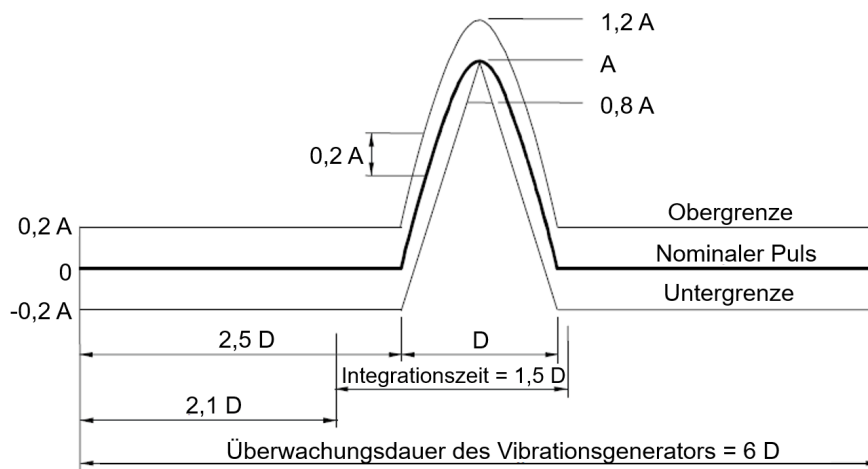


Abbildung 3.4: Pulsform der Beschleunigung beim „Shock test“; A : Höchstbeschleunigung, D : Zeitdauer [3]

Tabelle 3.3: Übersicht der Höchstbeschleunigung A und Zeitdauer D des für den „Shock test“; Kategorie 1B und Kategorie 2 [3]

	Höchstbeschl. A vertikal $[m/s^2]$	Höchstbeschl. A transversal $[m/s^2]$	Höchstbeschl. A longitudinal $[m/s^2]$	Dauer D $[ms]$
Kat. 1B	30	30	50	30
Kat. 2	300	300	300	18

3.1 Umsetzung der Norm mittels FEM

Die FE-Berechnung von Sandkästen erfolgt in mehreren Schritten. Zuerst werden die ersten vier Eigenfrequenzen in einer Modalanalyse bestimmt. Liegen diese Frequenzen oberhalb der Frequenz f_2 bzw. weit genug im abfallenden Bereich der ASD der

Anregung (siehe Abbildung 3.2 und Abbildung 3.3), so wird der Sandkasten mit quasi-statischen Lastfällen berechnet. Ist dies nicht der Fall, so erfolgt eine detailliertere PSD (*Power Spectral Density*)-Analyse, gefolgt von einer weiteren quasi-statischen Berechnung. Abbildung 3.5 zeigt den eben beschriebenen Berechnungsprozess schematisch dargestellt.

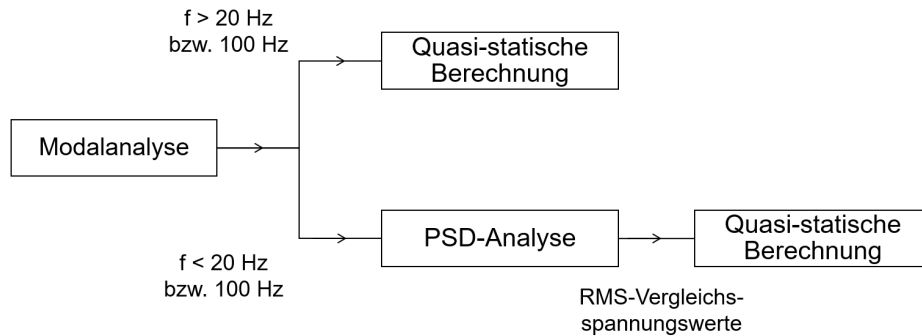


Abbildung 3.5: Schematische Darstellung der Berechnungsschritte eines Sandkastens

3.1.1 Quasi-statische Berechnung

Da in diesem Fall keine Eigenfrequenzen im Anregungsbereich des Sandkastens liegen (bzw. nur im gedämpften Bereich der Anregung), reicht eine quasi-statische Bewertung der Lastfälle aus. Als Belastung werden Beschleunigungen entsprechend den RMS-Werten aus der Norm [3], multipliziert mit einem Überhöhungsfaktor von 3 („Sicherheit“, angelehnt an den Crestfaktor), verwendet. So ergeben sich insgesamt sechs Lastfälle (drei entsprechend dem „Simulated long-life test“: Dauerfestigkeits-Lastfälle, und drei entsprechend dem „Shock test“: Schock-Lastfälle). Jeder Lastfall entspricht dabei einer anderen Belastungsrichtung. Die Beschleunigungswerte sind für Kategorie 1B in Tabelle 3.1 und für Kategorie 2 in Tabelle 3.2 zusammengefasst.

Um eine konservative Betrachtung zu erhalten, wird für die transversale Richtung und die longitudinale Richtung der jeweils höhere Wert der beiden verwendet. Beim „Shock test“ wird bei Kategorie 1B für alle Richtungen der Wert der longitudinalen Beschleunigung verwendet. Die Auswertung des Sandkastens erfolgt in den ersten drei Lastfällen

Tabelle 3.4: Lastfallübersicht bei quasi-statischer Berechnung; Kategorie 1B

	Beschleunigung vertikal [m/s^2]	Beschleunigung transversal [m/s^2]	Beschleunigung longitudinal [m/s^2]
Lastfall 1	17,6	0	0
Lastfall 2	0	11,88	0
Lastfall 3	0	0	11,88
Lastfall 4	50	0	0
Lastfall 5	0	50	0
Lastfall 6	0	0	50

Tabelle 3.5: Lastfallübersicht bei quasi-statischer Berechnung; Kategorie 2

	Beschleunigung vertikal [m/s^2]	Beschleunigung transversal [m/s^2]	Beschleunigung longitudinal [m/s^2]
Lastfall 1	91,8	0	0
Lastfall 2	0	79,8	0
Lastfall 3	0	0	79,8
Lastfall 4	300	0	0
Lastfall 5	0	300	0
Lastfall 6	0	0	300

auf dynamische Festigkeitswerte und in den letzten drei Lastfällen auf statische Festigkeitswerte.

3.1.2 PSD-Analyse

Liegen die Eigenfrequenzen im Anregungsbereich des Sandkastens, so ist für die Dauerfestigkeits-Lastfälle eine detaillierte PSD-Analyse notwendig. Bei der PSD-Analyse wird der Sandkasten durch ein zeitlich veränderliches Beschleunigungssignal angeregt. Die Charakterisierung der Anregung erfolgt wie in der Norm [3] mittels der ASD (siehe Abbildung 3.2 bzw. Abbildung 3.3). In *Ansys 18.2* ist ein eigenes Modul für die PSD-Analyse implementiert. Damit lässt sich direkt das ASD-Spektrum als Anregung definieren. Dies erfolgt durch die x- bzw. y-Werte des in Abbildung 3.2 bzw. Abbildung 3.3 dargestellten Diagramms. Da in der Norm für die verstärkten bzw. gedämpften Abschnitte der Kurve lediglich die Steigungen in $dB/Oktave$ angegeben sind, müssen die unbekannt Punkte des Diagramms berechnet werden.

Berechnung der unbekannt Werte des ASD-Spektrums:

Sowohl für Kategorie 1B als auch für Kategorie 2 muss jeweils ein Spektrum für die Anregung im vertikalen und ein Spektrum für die Anregung im transversalen/longitudinalen Lastfall definiert werden. Die Punkte der Spektren müssen mithilfe der in der Einheit $dB/Oktave$ angegebenen Steigungen berechnet werden. *Dezibel (dB)* ist ein logarithmisches Pegelmaß, welches für Leistungsgrößen folgendermaßen definiert ist

$$L = 10 \cdot \log \left(\frac{P_a}{P_b} \right) \quad (3.6)$$

mit

L ... Pegel [dB]

P_a, P_b ... Leistungsgrößen

Durch die logarithmische Skala eignet es sich besonders zur Darstellung von Größen mit sehr großem Wertebereich [4]. Wird $P_a > P_b$ festgelegt, so lässt sich die niedrigere

Leistungsgröße nach einer Umformung folgendermaßen berechnen

$$P_b = \frac{P_a}{10^{\frac{L}{10}}} \quad (3.7)$$

Für einen Frequenzintervall (f_a bis f_b) von i Oktaven gilt definitionsgemäß

$$\frac{f_b}{f_a} = 2^i \text{ (Frequenzverdopplung pro Oktave)} \quad (3.8)$$

Umformen führt zu

$$i = \log_2 \left(\frac{f_2}{f_1} \right) \quad (3.9)$$

Unter Ausnützung der Beziehung zwischen Logarithmen verschiedener Basen

$$\log_a(b) = \frac{\log_{10}(b)}{\log_{10}(a)} \quad (3.10)$$

lässt sich der Frequenzintervall mit folgender Gleichung in *Oktaven* umrechnen

$$i = \log_2 \left(\frac{f_b}{f_a} \right) = \log \left(\frac{f_b}{f_a} \right) \cdot \frac{1}{\log(2)} \quad (3.11)$$

Mit diesen Erkenntnissen können die Punkte im ASD-Spektrum berechnet werden. Begonnen wird beim vertikalen Lastfall der Kategorie 1B (siehe Abbildung 3.2). Wie bereits erwähnt entfällt hier der erste Bereich, da $f_1 = 5Hz$ gilt. D. h. die ersten beiden Punkte des Spektrums (konstanter ASD-Wert) haben die folgenden Koordinaten

$$f = 5Hz; ASD_{Kat1B,5Hz,vert} = 9,64 \cdot 10^5 \frac{\left(\frac{mm}{s^2}\right)^2}{Hz} \quad (3.12)$$

$$f = 20Hz; ASD_{Kat1B,20Hz,vert} = 9,64 \cdot 10^5 \frac{\left(\frac{mm}{s^2}\right)^2}{Hz} \quad (3.13)$$

Um den letzten Punkt zu berechnen, wird der Frequenzintervall $20Hz-150Hz$ in *Oktaven* umgerechnet. Einsetzen in Gleichung 3.11 ergibt

$$i = \log \left(\frac{150}{20} \right) \cdot \frac{1}{\log(2)} = 2,91 \text{Oktaven} \quad (3.14)$$

Bei einer Steigung von $-6dB/Oktave$ ergeben sich die Koordinaten des dritten Punktes mit Gleichung 3.7 zu

$$\begin{aligned} f = 150Hz; ASD_{Kat1B,150Hz,vert} &= \frac{ASD_{Kat1B,20Hz,vert}}{10^{\frac{L}{10}}} = \frac{9,64 \cdot 10^5}{10^{\frac{6 \cdot 2,91}{10}}} = \\ &= 17301 \frac{\left(\frac{mm}{s^2}\right)^2}{Hz} \end{aligned} \quad (3.15)$$

Beim transversalen bzw. longitudinalen Lastfall ändern sich nur die ASD-Werte. Die Koordinaten der drei Punkte, auf analoge Weise berechnet, lauten

$$f = 5Hz; ASD_{Kat1B,5Hz,trans/long} = 4,61 \cdot 10^5 \frac{\left(\frac{mm}{s^2}\right)^2}{Hz} \quad (3.16)$$

$$f = 20Hz; ASD_{Kat1B,20Hz,trans/long} = 4,61 \cdot 10^5 \frac{\left(\frac{mm}{s^2}\right)^2}{Hz} \quad (3.17)$$

$$f = 250Hz; ASD_{Kat1B,250Hz,trans/long} = 8273,7 \frac{\left(\frac{mm}{s^2}\right)^2}{Hz} \quad (3.18)$$

Dieselben Berechnungen müssen nun für die Kategorie 2 durchgeführt werden. Hier weist das ASD-Spektrum zwei Knickpunkte auf (siehe Abbildung 3.3). Es müssen daher zwei zusätzliche Punkte mithilfe der Steigungen berechnet werden. Die Koordinaten der Punkte der ebenen Gerade lauten für den vertikalen Lastfall

$$f = 10Hz; ASD_{Kat2,10Hz,vert} = 6,12 \cdot 10^6 \frac{\left(\frac{mm}{s^2}\right)^2}{Hz} \quad (3.19)$$

$$f = 100Hz; ASD_{Kat2,100Hz,vert} = 6,12 \cdot 10^6 \frac{\left(\frac{mm}{s^2}\right)^2}{Hz} \quad (3.20)$$

Der Frequenzbereich der vorderen geneigten Geraden (zwischen $f_1 = 5Hz$ und $10Hz$) entspricht genau einer *Oktave* (Frequenzverdopplung). Der erste Punkt ergibt sich daher mithilfe von Gleichung 3.7 zu

$$\begin{aligned} f = 5Hz; ASD_{Kat2,5Hz,vert} &= \frac{ASD_{Kat2,10Hz,vert}}{10^{\frac{L}{10}}} = \frac{6,12 \cdot 10^6}{10^{\frac{9 \cdot 1}{10}}} = \\ &= 7,71 \cdot 10^5 \frac{\left(\frac{mm}{s^2}\right)^2}{Hz} \end{aligned} \quad (3.21)$$

Der Frequenzbereich der hinteren geneigten Geraden ($100Hz-250Hz$) entspricht

$$i = \log\left(\frac{250}{100}\right) \cdot \frac{1}{\log(2)} = 1,32 \text{Oktaven} \quad (3.22)$$

Damit und mithilfe von Gleichung 3.7 wird der vierte Punkt im Diagramm berechnet.

$$\begin{aligned} f = 250Hz; ASD_{Kat2,250Hz,vert} &= \frac{ASD_{Kat2,100Hz,vert}}{10^{\frac{L}{10}}} = \frac{6,12 \cdot 10^6}{10^{\frac{6 \cdot 1,32}{10}}} = \\ &= 9,88 \cdot 10^5 \frac{\left(\frac{mm}{s^2}\right)^2}{Hz} \end{aligned} \quad (3.23)$$

Der transversale bzw. longitudinale Lastfall wird analog berechnet. Es ändern sich wieder nur die ASD-Werte. Die vier Punkte ergeben sich zu

$$f = 5Hz; ASD_{Kat2,5Hz,trans,long} = 5,82 \cdot 10^5 \frac{\left(\frac{mm}{s^2}\right)^2}{Hz} \quad (3.24)$$

$$f = 10Hz; ASD_{Kat2,10Hz,trans,long} = 4,62 \cdot 10^6 \frac{\left(\frac{mm}{s^2}\right)^2}{Hz} \quad (3.25)$$

$$f = 100Hz; ASD_{Kat2,100Hz,trans,long} = 4,62 \cdot 10^6 \frac{\left(\frac{mm}{s^2}\right)^2}{Hz} \quad (3.26)$$

$$f = 250\text{Hz}; ASD_{Kat2,250\text{Hz},trans,long} = 7,46 \cdot 10^5 \frac{\left(\frac{\text{mm}}{\text{s}^2}\right)^2}{\text{Hz}} \quad (3.27)$$

Alle vier berechneten ASD-Spektren wurden in *Ansys 18.2* getestet. Ausgelesen wurde zur Kontrolle der RMS-Wert der Beschleunigung bei der Anregung. Bei allen vier Lastfällen entsprachen die Werte in sehr guter Näherung den in der Norm angegebenen Werten (siehe Tabelle 3.1 bzw. Tabelle 3.2). Die Anregungskurven können in einer *xml*-Datei gespeichert werden. Daher müssen sie nicht jedes Mal neu berechnet werden, sondern können einfach ins aktuelle Projekt geladen werden.

Bei der PSD-Analyse in *Ansys* wird eine Dämpfung von 2% berücksichtigt. Die Dämpfung hat eine sehr große Auswirkung auf die berechneten Ergebnisse. Der Wert ist im Vergleich zum Standardwert von 1% erhöht, da sich im Sandkasten Sand befindet und dieser eine gewisse dämpfende Wirkung hat. Die Verwendung einer zwei-prozentigen Dämpfung hat sich bisher bei der Sandkastenberechnung bewährt.

Ausgewertet wird bei der PSD-Analyse der RMS-Wert der Vergleichsspannungen. Da es sich um statistische Ergebnisse handelt, können Ergebnisse unterschiedlicher Koordinatenrichtungen nicht einfach kombiniert werden. Beispielsweise kann die Gesamtdeformation nicht aus der Betragsbildung aus x-, y- und z-Deformation gewonnen werden. Dasselbe gilt auch für die Spannungen. Daher wird in *Ansys* die Vergleichsspannung entsprechend einer speziellen Methode nach *Segalman-Fulcher* ermittelt. Wie in [5] beschrieben, können die so generierten Spannungswerte analog zur *von Mises* Vergleichsspannung ausgewertet werden.

Bei der Auswertung des RMS-Wertes der Spannung kann in *Ansys* ein „Skalierungsfaktor“ entsprechend der *Gauß-Verteilung* zu „ 1σ “, „ 2σ “ und „ 3σ “ gewählt werden. „ 3σ “ bedeutet in diesem Zusammenhang, dass 99,73% der auftretenden Spannungen geringer sind. Dies entspricht daher einer konservativen Auswertung, welche andere Vereinfachungen relativiert (beispielsweise ist eine *Gauß-Verteilung* beim Anregungssignal in der Realität nicht garantiert).

I. A. wird bereits bei der Konstruktion der Sandkästen darauf geachtet, dass Eigenfrequenzen im unkritischen Bereich des ASD-Spektrums liegen. Erste Analysen direkt im Konstruktionsprogramm *Creo Parametric* lassen eine grobe Abschätzung zu. Gegebenenfalls werden schwingende Strukturen verändert (versteift), um so höhere Eigenfrequenzen zu erhalten.

Die Erfahrung hat gezeigt, dass die Notwendigkeit der Durchführung einer PSD-Analyse eher der Ausnahme entspricht. Wenn dies der Fall ist, kommt es meist zu maximal einer kritischen Eigenfrequenz (erster Mode). Die erste Eigenform entspricht i. A. einer mittels quasi-statischer Beschleunigung reproduzierbaren Verformung. Daher kann mithilfe des Ergebnisses der PSD-Analyse (dreifacher RMS-Wert der Spannung) ein quasi-statischer Lastfall „nachgebaut“ werden, welcher durch Beschleunigung in die entsprechende Richtung mit einem bestimmten Betrag zu denselben Vergleichsspannungen führt. Dies hat den Vorteil, dass z. B. Kontakte bzw. nichtlineare Geometrie berücksichtigt werden können, was bei der PSD-Analyse nicht möglich ist, da es sich

hier, wie bei der Modalanalyse, um eine lineare Analyse handelt.

Abbildung 3.6 zeigt die Auswertung der Vergleichsspannung für die PSD-Analyse einer einseitig eingespannten Stahlplatte. Die Spannungsgröße wird dabei in der Einheit $\frac{(\frac{N}{mm^2})^2}{Hz}$ dargestellt. Die Wurzel der Fläche unter der Spannungskurve entspricht daher dem RMS-Wert der Vergleichsspannung. Außerdem ist das ASD-Spektrum der Anregung dargestellt. Es entspricht dem des vertikalen Lastfalls der Kategorie 2 (siehe Abbildung 3.3). Eine vorher durchgeführte Modalanalyse ergab, dass die ersten beiden Eigenfrequenzen der Platte $20Hz$ und $129Hz$ betragen. Diese sind auch in der Abbildung gut erkennbar („Spannungsspitzen“). Die Abschwächung der ASD der Anregung beginnt bei $f = 100Hz$. Die erste Eigenfrequenz befindet sich daher im konstanten Bereich des ASD-Spektrums. Alle drei Achsen des Diagramms verfügen über eine logarithmische Skala. Es ist erkennbar, dass für die Spannungsgröße bei der ersten Eigenfrequenz eine Größenordnung von $10^4 \frac{(\frac{N}{mm^2})^2}{Hz}$ erreicht wird. Anregung mit der zweiten Eigenfrequenz führt lediglich zu einem Ergebnis der Größenordnung $10^2 \frac{(\frac{N}{mm^2})^2}{Hz}$. Dies soll zeigen, dass die quasi-statische Berechnung der Sandkästen bei Eigenfrequenzen, welche sich ausreichend weit im abgeschwächten Bereich des ASD-Spektrums befinden, gerechtfertigt ist, da die maximal auftretenden Belastungen um ein Vielfaches geringer sind. Die Fläche unter der Kurve (RMS-Wert der Spannung) scheint bei dem Wegfall der Spitzen zwar nur minimal kleiner zu werden, dies täuscht jedoch aufgrund der logarithmischen Skala der Achsen.

Die aus der FE-Berechnung erhaltenen Beschleunigungs- bzw. Spannungsspektren können auch mit jenen aus durchgeführten Versuchen verglichen werden, um so das Modell

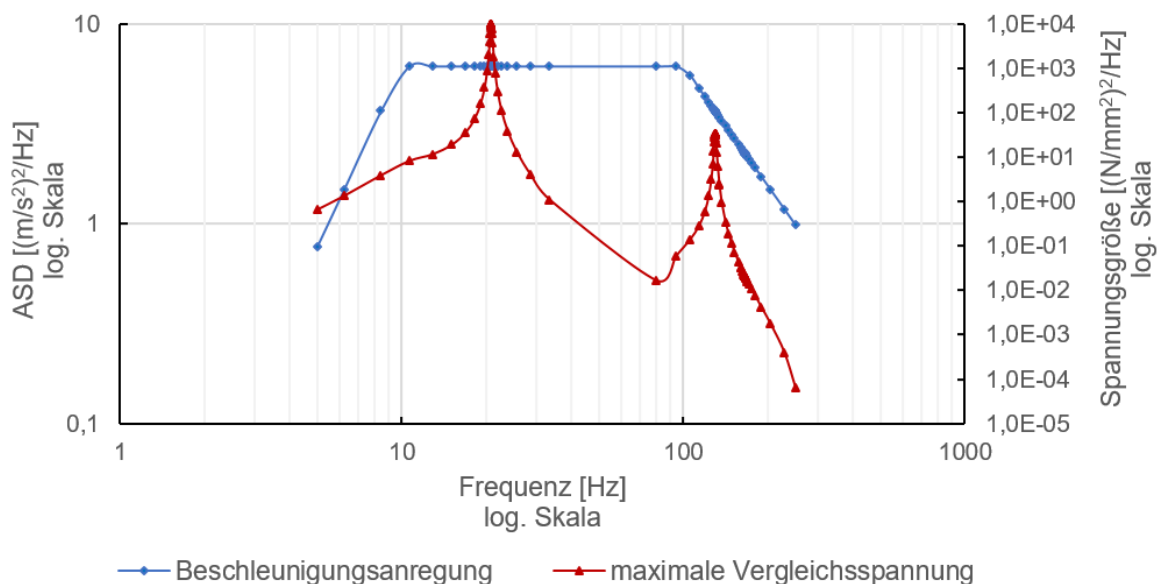


Abbildung 3.6: Auswertung der *PSD-Analyse* einer eingespannten Platte; Spektrum der ASD und des Quadrates der Vergleichsspannung

zu validieren. Mithilfe von Beschleunigungssensoren oder Dehnungsmessstreifen können beim praktischen Versuch Signale aufgenommen und entsprechend umgerechnet werden, um die Spektren so zu erhalten.

4 Modellierung von Sandkästen

In diesem Kapitel wird auf die Modellerstellung von Sandkästen eingegangen. Es soll gezeigt werden, wie grundsätzlich vorgegangen wird, welche Vereinfachungen getroffen werden und welche Probleme auftreten können.

4.1 Mittelflächengenerierung

Bei Sandkästen handelt es sich um Blechbaugruppen. Um diese effizient mittels FEM berechnen zu können, werden die dünnen Blechstrukturen durch Schalenelemente diskretisiert. Eine Funktion zur Generierung der Mittelflächen selbst ist in *Ansys* sowohl in *Design Modeler* als auch in *Spaceclaim* implementiert. In Abbildung 4.1 sind zwei Arten von Ecken bei Blechsandkästen skizziert. Die roten Linien in dieser Abbildung entsprechen den automatisch generierten Mittelflächen. Bei beiden Ecken entsteht durch den Versatz um die halbe Blechstärke ein Spalt. Bei der in Abbildung 4.1 (a) dargestellten Ecke gibt es in *Spaceclaim* eine Funktion, die erkennt, dass die vertikale Fläche verlängert werden soll, bis sie die horizontale Fläche schneidet. Betrachtet man jedoch die in Abbildung 4.1 (b) dargestellte Ecke, so gibt es keine automatische Möglichkeit, diese Ecke zu schließen. Diese Art von Ecken kommen bei Sandkästen vor allem im unteren Bereich bei schrägen Blechen sehr häufig vor. Daher ist die Erstellung des Mittelflächenmodells i. A. sehr mühsam.

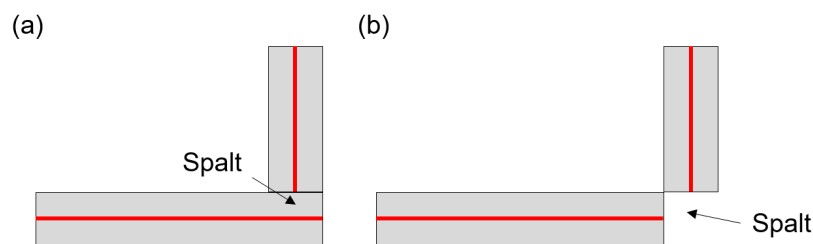


Abbildung 4.1: Mittelflächengenerierung verschiedener Eck-Typen; grau: Volumen, rot: Mittelflächen

Da die Sandkästen i. A. bereits nach der Konstruktion grob im Konstruktionsprogramm *Creo Parametric* berechnet werden, wird von den Konstrukteuren ein CAD (*Computer Aided Design*)-Modell erstellt, welches einem geschlossenen Kasten entspricht. Wird dieses Modell in *Ansys* eingelesen, so kann über die Funktion der Mittelflächengenerierung direkt ein geschlossenes Modell der Mittelflächen generiert werden. Dadurch wird dem Berechner bei der Modellerstellung auch die manuelle Entfernung der Schweißpositionierhilfen (siehe Abbildung 4.2) erspart. Direkt im Konstruktionsprogramm ist dies i. A. schneller möglich.

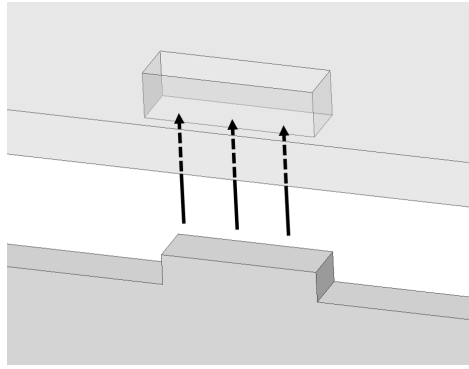


Abbildung 4.2: Schweißpositionierhilfe

Bei genieteten Sandkästen gibt es die eben beschriebene Problematik mit den entstehenden Spalten nicht, da die einzelnen Bleche hier nicht direkt, sondern über die Niete verbunden sind. Die Mittelflächen können daher problemlos automatisch generiert werden. Zwei Dinge, die bei der Modellierung von genieteten Sandkästen auffielen, seien hier jedoch angemerkt.

- **Flächenüberschneidungen:**

Um Bleche mittels Nieten zu verbinden, werden Laschen an den Rändern der Bleche benötigt. Wie bereits erwähnt, enthalten Sandkästen i. A. vor allem im unteren Bereich, wo der Sand nachrutschen muss, einige schräg angeordnete Bleche. Bei der Konstruktion der CAD-Modelle kann es passieren, dass sich die Laschen minimal überschneiden. Abbildung 4.3 zeigt eines der beiden Seitenbleche des in Abbildung 1.6 (b) dargestellten Sandkastens (Ansicht „von innen“). Die Lasche, die bei der FE-Analyse Probleme verursachte, ist in Orange hervorgehoben. Die Kontaktflächen der Lasche und des darunterliegenden Bleches überschneiden sich minimal (in der Abbildung nicht ersichtlich). Der definierte Kontakt funktioniert daher nicht richtig. In *Ansys* machte sich dies durch unphysikalische Ergebnisse bemerkbar. Die Lasche verformte sich auffällig stark.

Im Schalenmodell sind nur noch die Mittelflächen enthalten, eine Überschneidung ist dort daher nicht erkennbar. Solche Überschneidungen zu vermeiden, sollte bereits bei der Konstruktion der Sandkästen beachtet werden.

- **Niete zwischen Flächen desselben Körpers:**

Ein weiterer wichtiger Punkt ist bei der Erstellung der Nietverbindungen im FE-Modell aufgefallen. In *Ansys* lassen sich keine Verbindungen zwischen Flächen des gleichen Körpers definieren. Dies ist beispielsweise bei dem eben erwähnten Seitenblech (siehe Abbildung 4.3) notwendig, da jeweils zwei Seitenflächen aus einem gebogenen Blech hergestellt werden. Die Niete der orange hervorgehobenen Lasche verbinden das Blech im unteren Bereich. Um diese modellieren zu können, muss das Blech daher im Modell in zwei Körper aufgespalten werden. Durch die Definition von „gemeinsamer Topologie“ bzw. einer gemeinsamen „Bauteilgruppe“ werden diese beiden Körper dann wieder wie ein einziger behandelt.

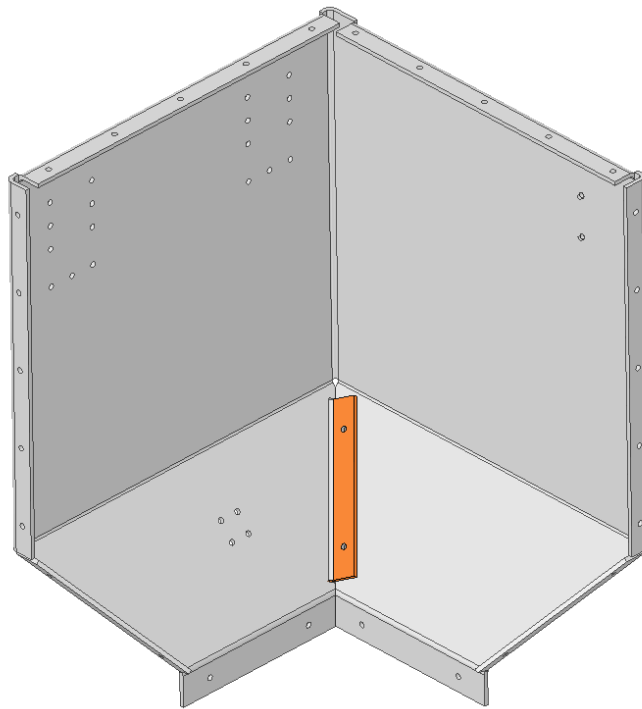


Abbildung 4.3: Seitenblech des in Abbildung 1.6 (b) dargestellten Sandkastens

4.2 Sandkastenaufhängung

Sandkästen werden i. A. durch Schrauben befestigt. Dabei dienen Langlöcher zum Ausgleich von Einbautoleranzen. Zwischen Schraubenkopf und Langloch befindet sich eine Scheibe. Im FE-Modell der Sandkästen wird daher die Scheibenauflagefläche fix eingespannt. Abbildung 4.4 zeigt das FE-Modell der Aufhängung eines Sandkastens. Bei den Langlöchern sind die Scheibenflächen in Orange hervorgehoben.

In der Realität wird die Sandkastenaufhängung mit Teilen des Schienenfahrzeuges verschraubt. Daher herrscht im Bereich der Schraube ein Kontakt, welcher dort ei-

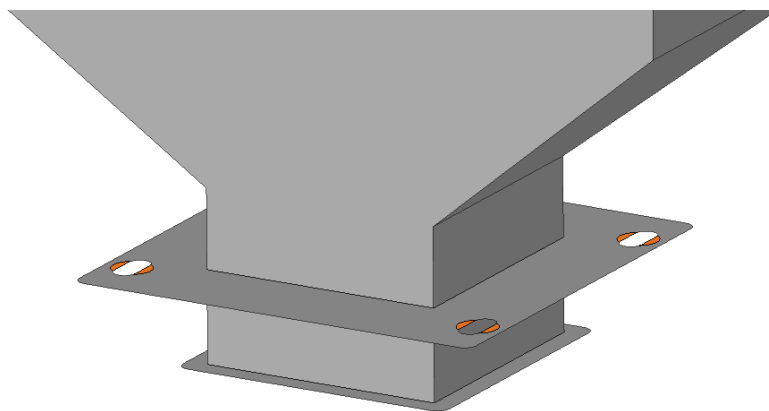


Abbildung 4.4: Sandkastenaufhängung; Scheibenauflageflächen orange hervorgehoben

ne Durchbiegung des Bleches verhindert. Dieser Kontakt wird i. A. einfachheitshalber vernachlässigt. In Fällen, in denen die Belastungen in diesen Bereichen sehr hoch sind, sollte die Aufhängung detaillierter modelliert werden.

4.3 Modellierung der Anbauteile

Anbauteile mit relevanter Masse (z. B. Sandungsanlage) werden im Sandkastenmodell durch Massepunkte, welche durch eine verformbare Element-„Spinne“ (siehe Unterabschnitt 2.4.3) mit der Geometrie verbunden sind, berücksichtigt. Im fertigen Modell sollte überprüft werden, ob die Gesamtmasse des Modells mit der des realen Sandkastens übereinstimmt.

Abbildung 4.5 zeigt den unteren Teil eines Sandkastenmodells. Darin sind zwei Massepunkte ersichtlich („graue Kugeln“). In Rot sind die verformbaren Element-„Spinnen“ dargestellt. Diese sollen das Modell nicht zu sehr versteifen. Bei den Anbauteilen in der Abbildung handelt es sich um die Sandungsanlage und eine Heizpatrone.

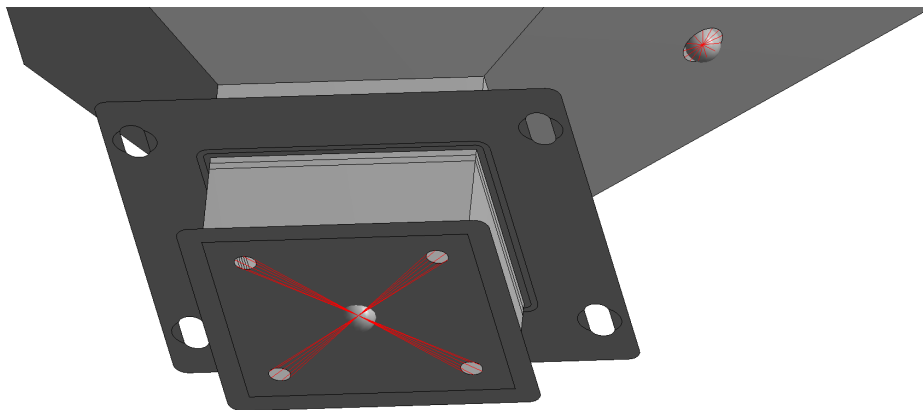


Abbildung 4.5: Darstellung der Punktmassen mit roten Element-„Spinnen“

4.4 Sandmodellierung

Der Sand im Sandkasten kann nur vereinfacht berücksichtigt werden. Es ist wichtig, dass die Gesamtmasse des Modells mit der des tatsächlichen, mit Sand gefüllten Sandkastens übereinstimmt. In *Ansys* gibt es folgende Möglichkeiten, eine Masse zu modellieren:

- Massepunkt
- Verteilte Masse
- Volumenkörper

Massepunkt:

Durch die Eingabe einer Position (Koordinaten) und einer Masse kann ein Massepunkt

in *Ansys* modelliert werden. Der Massepunkt wird dann entweder über starre oder verformbare Elemente (siehe Unterabschnitt 2.4.3) mit ausgewählten Flächen verbunden.

Verteilte Masse:

Um eine verteilte Masse zu erstellen, müssen nur Flächen und ein Massewert definiert werden. Die Masse der ausgewählten Flächen wird dann so erhöht, dass die gesamte Zusatzmasse dem eingegebene Massewert entspricht.

Volumenkörper:

Eine weitere Möglichkeit, die Masse des Sandes ins Modell einzubringen, ist es, einen Volumenkörper ins Modell einzubauen, welcher durch Anpassen der Dichte des dafür festgelegten Materials genau die Masse des Sandes aufweist. Der E-Modul des Sandmaterials sollte um eine Größenordnung von 100 kleiner als der des Blechmaterials gewählt werden, sodass der Sand nicht allzu viel zusätzliche Steifigkeit ins System bringt. Die Verbindung zwischen Sand und Blechkasten erfolgt durch einen Verbundkontakt. Abheben des Sandes von der Blechoberfläche ist so nicht möglich.

Es wurden die drei Möglichkeiten der Sandmodellierung an einem einfachen Sandkastenmodell miteinander verglichen und folgende Schlussfolgerungen konnten daraus gezogen werden:

- Da die höchsten Belastungen i. A. bei der Sandkastenaufhängung auftreten, ist die Sandmodellierung von untergeordneter Bedeutung, wenn die Aufhängung nicht im Bereich des Sandes ist (z. B. bei einer Aufhängung an der Oberseite)
- Die vorher besprochenen drei Möglichkeiten der Sandmodellierung führen lokal im Bereich des Sandes zu unterschiedlichen Ergebnissen, wobei die Modellierung des Sandes als Volumenkörper zu den höchsten Belastungen des Sandkastens führte. Dies entspricht daher dem konservativsten der besprochenen Ansätze.
- In Fällen, bei denen sich die Anbindung direkt im Bereich des Sandes befindet, sollte besonderes Augenmerk darauf gelegt werden, wie sich der Sandvolumenkörper verhält.
- Bei genieteten Sandkästen ist eine detaillierte Modellierung des Sandes i. A. aufgrund der für die Niete benötigten Laschen aufwendig. Abbildung 4.6 stellt schematisch einen genieteten Sandkasten von oben dar. Die schwarzen Linien entsprechen den Mittelflächen der Bleche. In Grau ist das Sandvolumen dargestellt.

Abbildung 4.6 (a) zeigt ein „grobes“ Modell des Sandvolumens. Die Laschen sind hier nicht berücksichtigt. Der Sand drückt daher überall auf das äußerste Blech. Die Niete in diesem Bereich werden dadurch stärker auf Zug belastet als in der Realität.

In Abbildung 4.6 (b) ist ein detaillierteres Modell des Sandes dargestellt. Dort sind die Laschen berücksichtigt, es ist jedoch auch mehr Arbeit, dieses zu modellieren.

Auch hier wird empfohlen, auf die Modellierung zu achten, wenn Bereiche der Aufhängung durch den Sand beeinflusst werden.

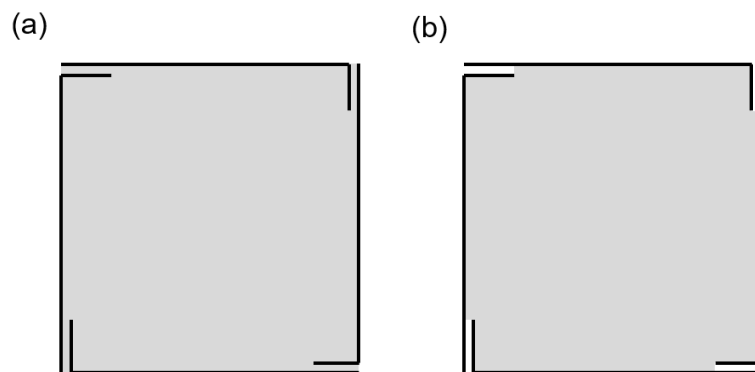


Abbildung 4.6: Schematische Darstellung des Sandvolumens bei genieteten Sandkästen;
(a) grobe Modellierung, (b) detaillierte Modellierung

5 Nietverbindungen

Bei Nieten handelt es sich um Scher-Lochleibungs-Verbindungen. Abbildung 5.1 zeigt eine klassische Halbrundnietverbindung. Links in der Abbildung wird ein Niet vor der Verarbeitung dargestellt. Er verfügt bereits über den sogenannten Setzkopf (1). Der Niet wird in die Bohrung eingeführt und durch Schlagen oder Pressen umgeformt. Der sich bildende Schließkopf (3) und der sich durch die Stauchung aufweitende Nietschaft (2) führen zu einer festen Verbindung, welche nur durch Zerstörung des Niets (beispielsweise Ausbohren) gelöst werden kann. Abbildung 5.1 (b) zeigt die fertige Halbrundnietverbindung.

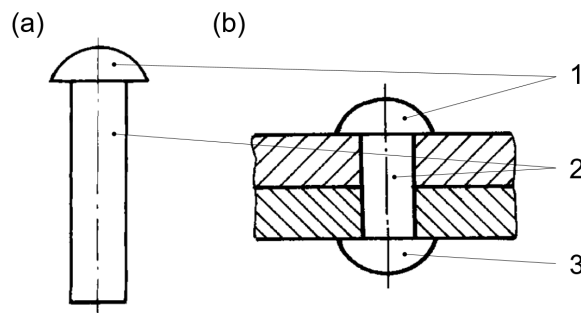


Abbildung 5.1: (a) Halbrundniet vor der Verarbeitung, (b) Fertige Halbrundnietverbindung; 1: Setzkopf, 2: Nietschaft, 3: Schließkopf [6]

In vielen Anwendungen wurde die Nietverbindung bereits durch Schweiß- bzw. Schraubverbindungen ersetzt. Gerade im Leichtbau (z. B. Flugzeugbau) hat sie aber immer noch eine große Bedeutung. Die wichtigsten Vorteile der Nietverbindung sind:

- Verbindung unterschiedlicher Werkstoffe möglich
- Keine Gefügeumwandlung wie beim Schweißen
- Kein Verzug der gefügten Bauteile wie beim Schweißen
- Schnelle Verarbeitung möglich

Dem gegenübergestellt lauten einige Nachteile:

- Schwächung der gefügten Bauteile durch die erforderlichen Löcher
- Zu fügende Bauteile müssen mit Laschen versehen werden (keine Stoßverbindung möglich)

Bei Sandkästen handelt es sich um geschlossene Behälter. Die Innenseite ist i. A. nicht zugänglich. Daher kommt hier eine spezielle Art von Nieten zum Einsatz, die sogenannten Blindniete. Bei diesen Verbindungselementen ist es nicht notwendig, dass beide Seiten der zu verbindenden Bleche zugänglich sind. Abbildung 5.2 (a) zeigt einen Blindniet vor der Verarbeitung. Die bereits mit einem Setzkopf (2) versehene Blindniethülse wird in die Bohrung eingeführt. Herausziehen des Blindnietdorns (1) mit speziellen Werkzeugen (Blindnietzange; hydraulische, pneumatische oder elektrische Blindnietpistole) führt zur plastischen Verformung der Niethülse (3) und so zur Bildung des Schließkopfes (5). Schlussendlich reißt der Nietdorn (1) an der Sollbruchstelle (4) ab und fällt heraus. Die Niethülse (3) wird ebenfalls aufgeweitet. Wie stark dies passiert, hängt von der Setzkraft und vom verwendeten Niet ab. Abbildung 5.2 (b) zeigt den fertig gesetzten Blindniet.

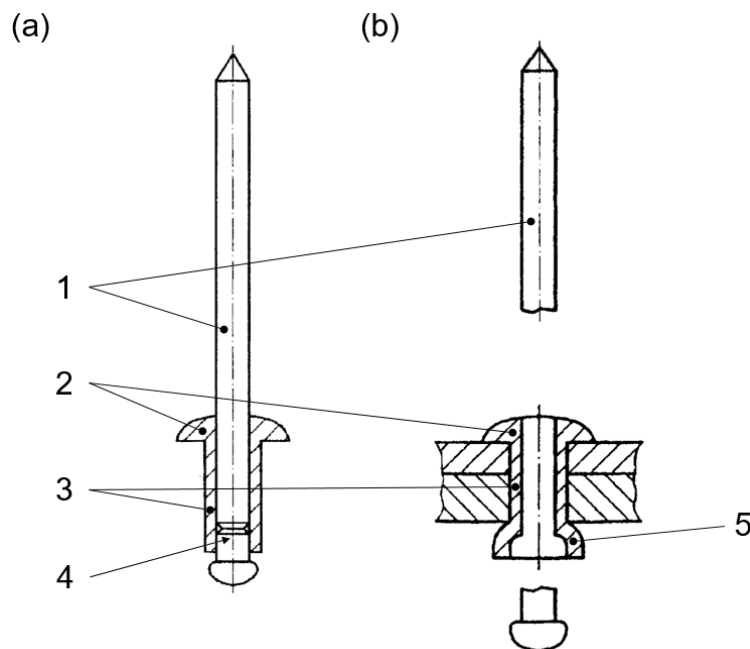


Abbildung 5.2: (a) Blindniet vor der Verarbeitung, (b) Fertig gesetzter Blindniet; 1: Nietdorn, 2: Setzkopf, 3: Niethülse, 4: Sollbruchstelle, 5: Schließkopf [6]

Wie in Abbildung 5.2 (b) erkennbar, bleibt bei herkömmlichen Blindnieten nach dem Herausfallen des abgerissenen Nietdorns ein durchgehendes Loch und somit eine undichte Verbindung. Daher werden im Sandkasten sogenannte Becherblindniete verwendet (siehe Abbildung 5.3). Das Prinzip ist das gleiche, nur dass die Niethülse einem geschlossenen „Becher“ entspricht. Dies gewährleistet Dichtheit gegen das Ausdringen von Sand bzw. das Eindringen von Feuchtigkeit. Beim Abriss des Dorns verbleibt dessen Ende im Niet [6].

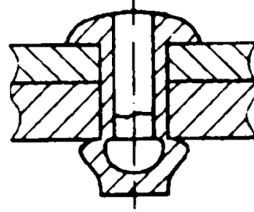


Abbildung 5.3: Becherblindnietverbindung [6]

5.1 Versagensarten von Nietverbindungen

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, wie Nietverbindungen versagen können. Zum einen kann der Niet selbst versagen, zum anderen das Blech. Laut DIN EN ISO 12996 [7] lauten die häufigsten Versagensarten von Blindnietverbindungen

- unzulässige Verformung oder Ausreißen des Niets (siehe Abbildung 5.4 (a)),
- Ausreißen des Blechs (siehe Abbildung 5.4 (b)),
- Versagen des Niets (siehe Abbildung 5.4 (c)).

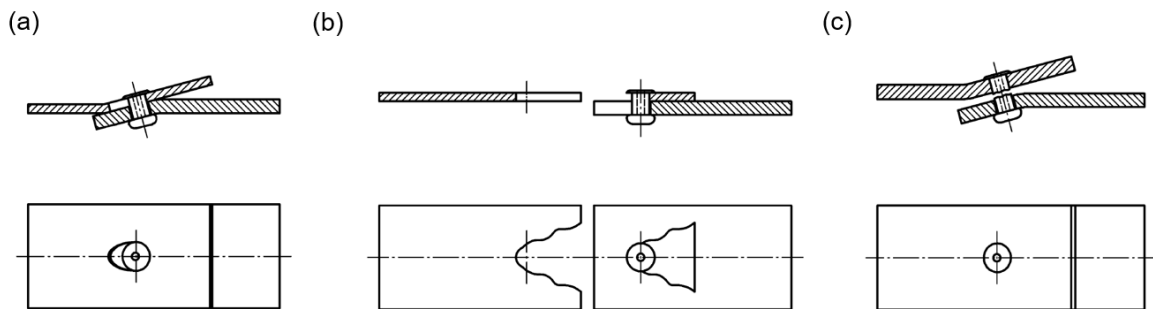


Abbildung 5.4: Versagensarten einer Blindnietverbindung; (a) Unzulässige Verformung/Ausreißen des Niets, (b) Ausreißen des Blechs, (c) Versagen des Niets [7]

In [6] werden für Blindnietverbindungen folgende Abmessungen bzw. Abmessungsverhältnisse empfohlen (berechnete Zahlenwerte beziehen sich auf einen Blindniet mit Schaftdurchmesser $d = 4\text{mm}$ und zwei Bleche der Stärke $t = 3\text{mm}$):

- Abstand zwischen zwei Blindnieten: $\geq 4 \cdot d = 16\text{mm}$
- Randabstand: $\geq 2 \cdot d = 8\text{mm}$
- d/t_{ges} : 1–3

Zusätzlich werden allgemein für Nietverbindungen die in Tabelle 5.1 dargestellten Geometriebedingungen angegeben (siehe Abbildung 5.5). Die berechneten Zahlenwerte beziehen sich wieder auf einen Nietschaftdurchmesser von $d = 4\text{mm}$ und zwei Bleche der Stärke $t = 3\text{mm}$.

Tabelle 5.1: Allgemeine Geometriebedingungen für Nietverbindungen [6]

Abmessung	Minimum	Maximum
e_1	$1,2 \cdot d = 4,8mm$	$4 \cdot t + 40mm = 52mm$
e_2	$1,2 \cdot d = 4,8mm$	$4 \cdot t + 40mm = 52mm$
p_2	$2,4 \cdot d = 9,6mm$	$\min(14 \cdot t = 42mm; 200mm)$

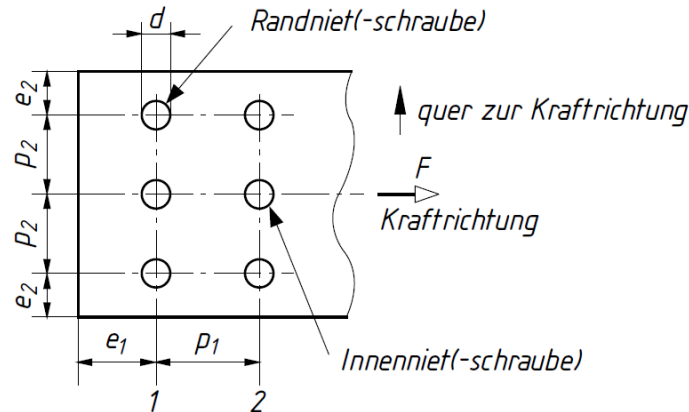


Abbildung 5.5: Geometrieabmessungen bei Nietverbindungen [6]

Die Einhaltung der minimalen Werte soll das Ausreißen der Bauteile verhindern. Die Maximalwerte sorgen dafür, dass die Bauteile satt aufeinanderliegen und nicht klaffen. Dies ist vor allem bei Baugruppen, welche dem Wetter und anderen korrosiven Einflüssen ausgesetzt sind, wichtig. Speziell bei Sandkästen ist dies auch bezüglich der Dichtheit relevant. Außerdem muss darauf geachtet werden, dass genügend Platz für das Nietsetzgerät vorhanden ist [6].

5.2 Verarbeitungsrichtlinien von Nietverbindungen

In der DIN EN ISO 16585 [8] wird für die Nietlochbohrung von Blindnieten ein minimaler bzw. maximaler Durchmesser angegeben. Für einen Blindniet mit Nenndurchmesser $d = 4mm$ lauten die Grenzbohrlochdurchmesser

- $d_{min} = 4,1mm$
- $d_{max} = 4,2mm$

Zusätzlich wird in dieser Norm angegeben, dass die setzkopfseitige Bohrung von diesen Einschränkungen abweichende Abmessungen haben darf, wenn dies aus positionier-technischen Gründen erforderlich ist. Es wird aber auch darauf hingewiesen, dass die Tragfähigkeit der Nietverbindung darunter leidet und die maximale Belastung dadurch sinken kann.

Die Bleche der Sandkästen werden durch *Laserschneiden* hergestellt. Dabei werden

auch die Nietlöcher durch den Laser gefertigt. Um die Fertigungstoleranz des Lasers auszugleichen, hat es sich in der Praxis bewährt, bei einem Nietschaftdurchmesser von 4mm folgende Nietlochdurchmesser bzw. Toleranzen zu verwenden:

- $d_{\text{Setzkopf}} = 4,3 + 0,1\text{mm}$
- $d_{\text{Schließkopf}} = 4,1 + 0,1\text{mm}$

Der Index bezeichnet dabei jeweils, für welches Blech (setz- oder schließkopfseitig) die Angabe gilt.

Bezüglich der Werkstoffwahl wird in [6] angegeben, dass für die Niete und die Bauteile der gleiche (oder zumindest ein gleichartiger) Werkstoff verwendet werden soll, um elektrochemische Korrosion oder eine Lockerung durch ungleiche Wärmedehnung zu vermeiden.

5.3 Steifigkeit von Nietverbindungen

Der entscheidende Parameter einer Nietverbindung ist (neben ihrer Festigkeit) ihre Steifigkeit, da diese bestimmt, wie sie sich unter Last verformt und wie die Last zwischen mehreren Verbindungen aufgeteilt wird. Die Steifigkeit ist allgemein definiert als

$$c = \frac{F}{\delta} \quad (5.1)$$

mit

F ... Kraft

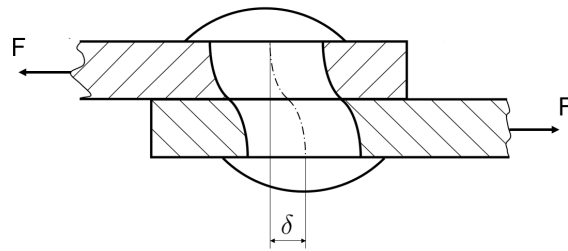
δ ... Verschiebung/Verformung hervorgerufen durch die Kraft F

Der Kehrwert der Steifigkeit ist die Nachgiebigkeit C und wird daher folgendermaßen berechnet

$$C = \frac{\delta}{F} \quad (5.2)$$

Abbildung 5.6 zeigt die Definition der Verschiebung δ . Diese entspricht der Verformung der Mittelachse des Niets bzw. der Bohrungen. Die Steifigkeit einer Nietverbindung wird durch viele Faktoren beeinflusst. Die wichtigsten lauten:

- Werkstoff der Bleche und des Niets
- Niettyp
- Vorspannkraft (Reibung)
- Lochfüllung (kraft- oder formschlüssige Verbindung)

Abbildung 5.6: Definition der Verschiebung δ

Es existieren sowohl analytische als auch empirische Methoden, um die Steifigkeit von Nietverbindungen zu bestimmen. Im Folgenden wird kurz auf eine analytische Methode nach *Barrois* eingegangen. Außerdem werden die Ergebnisse einiger analytischer Formeln dargestellt und diskutiert. Dies soll zeigen, wie unterschiedlich Ergebnisse teilweise sein können, und verdeutlichen, dass die Bestimmung der Verbindungssteifigkeit sehr komplex ist.

5.3.1 Analytische Berechnung

Bei dieser Methode nach *Barrois* (siehe [9] [10]) wird das Verbindungselement als elastisch gebetteter Balken betrachtet. Die Schubspannungsverteilung q im Niet wird proportional der Konstante k (*Grundmodul*) festgelegt. Es gilt

$$q = k \cdot \delta \quad (5.3)$$

$$k = \frac{E_f(1 - \frac{d}{s})}{0.8} \quad (5.4)$$

mit

E_f ... E-Modul des Niets

d ... Durchmesser des Nietschafts

s ... Blechbreite

Folgende Annahmen werden bei diesem Ansatz getroffen:

- Der Nietquerschnitt bleibt stets rund.
- Der Nietdurchmesser entspricht dem Bohrungsdurchmesser (fester Sitz).
- Der konstante Parameter k führt zu einer linearen Spannungsverteilung q über die Höhe des Nietschafts.

Die Bestimmung der Steifigkeit basiert auf der Lösung folgender Differentialgleichung vierter Ordnung

$$\frac{d^4 y}{dx^4} - m \frac{d^2 y}{dx^2} + ny = 0 \quad (5.5)$$

$$m = \frac{k}{\mu \cdot G_f \cdot A_f} \quad (5.6)$$

$$n = \frac{k}{E_f \cdot I_f} \quad (5.7)$$

mit

y ... Schubverformung des Niets (δ in Abbildung 5.6)

x ... Längskoordinate des Niets

A_f ... Nietquerschnitt

G_f ... Schubmodul Niet

I_f ... Flächenträgheitsmoment des Nietquerschnitts

Bei der Lösung können zwei verschiedene Randbedingungen betrachtet werden, welche im Folgenden als *pinned* bzw. *clamped* bezeichnet werden.

- ***pinned***: Entspricht einem Niet ohne Kopf (nur geringe Vorspannung, Vorspannung im Laufe des Betriebs verringert) → kein Moment an den Balkenenden
- ***clamped***: Hohe Vorspannungen → Balken senkrecht an Balkenenden

Die Lösung bei gleicher Blechstärke der beiden Bleche für beide Randbedingungen bei einem Verhältnis von

$$\frac{d}{s} = 0,2 \quad (5.8)$$

ist in Abbildung 5.7 dargestellt.

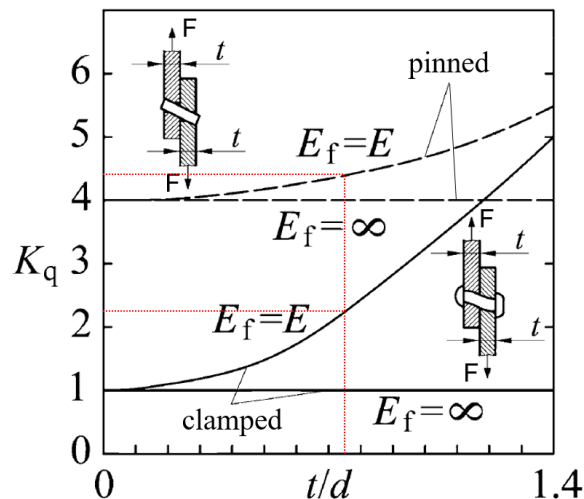


Abbildung 5.7: Lösung der Differentialgleichung nach Barrois für Bleche gleicher Wandstärke t ; E_f ... E-Modul des Niets; E ... E-Modul des Blechs [9]

Bei einem Verhältnis von

$$\frac{t}{d} = \frac{3}{4} = 0,75 \quad (5.9)$$

(wie bereits vorher gewählt: Nietdurchmesser $d = 4mm$, Blechstärke $s = 3mm$) ergibt sich der dimensionslose Parameter K_q aus dem Diagramm mit $E_f = E$ zu (siehe rote Linien im Diagramm)

- *pinned*: $K_q = 4,4$
- *clamped*: $K_q = 2,2$

Dieser Parameter ist definiert als

$$K_q = y_t \cdot \frac{k \cdot t}{F} \quad (5.10)$$

mit

y_t ... Verformung des Niets in der Mittelebene $\rightarrow \delta = 2 \cdot y_t$

Somit ergibt sich für eine Kraft von $F = 200N$ (welche auch später für die FEM-Berechnung verwendet wird, siehe Abschnitt 5.5) eine Verschiebung von

$$\delta_{pinned} = \mathbf{0.0027077mm} \quad (5.11)$$

$$\delta_{clamped} = \mathbf{0.0013538mm} \quad (5.12)$$

Es sei hier angemerkt, dass laut [10] die Verformung bei einem Verhältnis von

$$\frac{d}{s} < 1 \text{ bzw. } h < 4d \quad (5.13)$$

etwas unterschätzt wird. Außerdem werden nachfolgende FEM-Berechnungen bei einem Verhältnis von

$$\frac{d}{s} = 0,13 \quad (5.14)$$

durchgeführt. Dies hat jedoch nur einen sehr geringen Einfluss auf die Steifigkeit. Eine weitere Ungenauigkeit kommt durch die Geometrie zustande. In der analytischen Berechnung wird von einem durchgängig vollen Nietquerschnitt ausgegangen. Der Querschnitt des tatsächlichen Blindnietes entspricht jedoch teilweise einem Kreisring (wegen des abgebrochenen Nietdorns). Nichtsdestotrotz sollen die Zahlenwerte Anhaltswerte für die zu erwartenden FE-Ergebnisse darstellen.

5.3.2 Empirische Formeln

Da die Steifigkeit der Nietverbindung, wie bereits erwähnt, viele Einflussfaktoren hat, welche nicht immer exakt rechenstechnisch erfasst werden können, wurden auch empirische Formeln entwickelt, um so Versuchsergebnisse anzunähern. Einige relevante Formeln werden im Folgenden angewendet. Dabei wird wieder eine Verbindung zweier Bleche mit gleicher Blechstärke $t_1 = t_2 = t = 3mm$ und einem Niet mit Durchmesser

$d = 4\text{mm}$ betrachtet. Der E-Modul des Blechs E entspricht dem des Niets E_f und beträgt 200000N/mm^2 . Mit den Formeln wird die Nachgiebigkeit C des Niets berechnet. Die Verformung δ wird dann mit einer Kraft $F = 200\text{N}$ berechnet. Detailliertere Beschreibungen der Formeln und der dahinter liegenden Versuche sind in [12] ersichtlich. In den Formeln bedeuten die Indizes folgendes:

- 1 ... Blech 1
- 2 ... Blech 2
- 3 ... Niet

Boeing:

$$C_{Boeing} = \frac{2\left(\frac{t_1}{d}\right)^{0,85}}{t_1} \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{3}{8E_3}\right) + \frac{2\left(\frac{t_2}{d}\right)^{0,85}}{t_2} \cdot \left(\frac{1}{E_2} + \frac{3}{8E_3}\right) = 0,0000079 \frac{\text{mm}}{\text{N}} \quad (5.15)$$

bzw.

$$\delta_{Boeing} = C_{Boeing} \cdot F = 0.0015774\text{mm} \quad (5.16)$$

Grumman:

$$C_{Grumman} = \frac{(t_1 + t_2)^2}{E_3 d^3} + 3,7 \left(\frac{1}{t_1 E_1} + \frac{2}{t_2 E_2}\right) = 0.0000213 \frac{\text{mm}}{\text{N}} \quad (5.17)$$

bzw.

$$\delta_{Grumman} = C_{Grumman} \cdot F = 0.0042625\text{mm} \quad (5.18)$$

Douglas:

$$C_{Douglas} = \frac{5}{dE_3} + 0,8 \left(\frac{1}{t_1 E_1} + \frac{1}{t_2 E_2}\right) = 0.0000089 \frac{\text{mm}}{\text{N}} \quad (5.19)$$

bzw.

$$\delta_{Douglas} = C_{Douglas} \cdot F = 0.0017833\text{mm} \quad (5.20)$$

Huth:

$$C_{Huth} = \left(\frac{t_1 + t_2}{2d}\right)^a \cdot \frac{b}{n} \left(\frac{1}{t_1 E_1} + \frac{1}{nt_2 E_2} + \frac{1}{2t_1 E_3} + \frac{1}{2nt_2 E_3}\right) = 0.0000098 \frac{\text{mm}}{\text{N}} \quad (5.21)$$

mit

$$a = \frac{2}{5}, b = 2,2 \rightarrow \text{geschlagener Niet in Metall} \quad (5.22)$$

$$n = 1 \rightarrow \text{einschnittige Verbindung} \quad (5.23)$$

bzw.

$$\delta_{Huth} = C_{Huth} \cdot F = 0.0019609\text{mm} \quad (5.24)$$

Wie die analytischen Berechnungen vorher, beziehen sich die empirischen Formeln auf Halbrundniete und nicht Blindniete. Es ist jedoch aus den Ergebnissen der analytischen Berechnung und den empirischen Formeln ersichtlich, wie groß die Streuung der Werte ist. In Abbildung 5.8 sind die Verformungswerte der verschiedenen Ansätze in einem Balkendiagramm gegenübergestellt (blau: analytische Ansätze, rot: empirische Ansätze). Dies soll verdeutlichen, dass es sehr schwer ist zu beurteilen, ob korrekte Steifigkeitswerte ermittelt wurden. Hinzu kommt, dass sich das Verhalten einer Verbindung bei dynamischer Belastung, z. B. durch die Abnahme der Vorspannkraft, verändert.

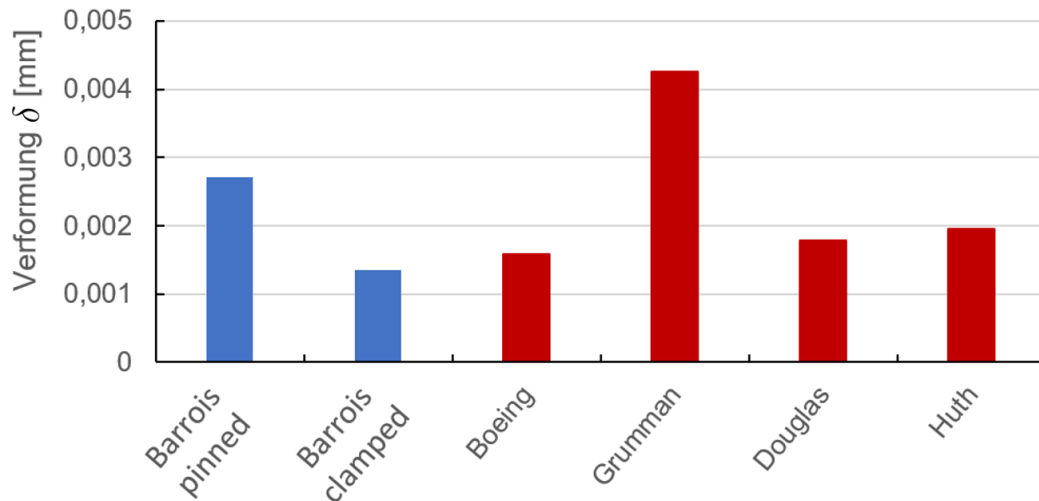


Abbildung 5.8: Vergleich der analytisch (blau) und empirisch (rot) ermittelten Verformungswerte

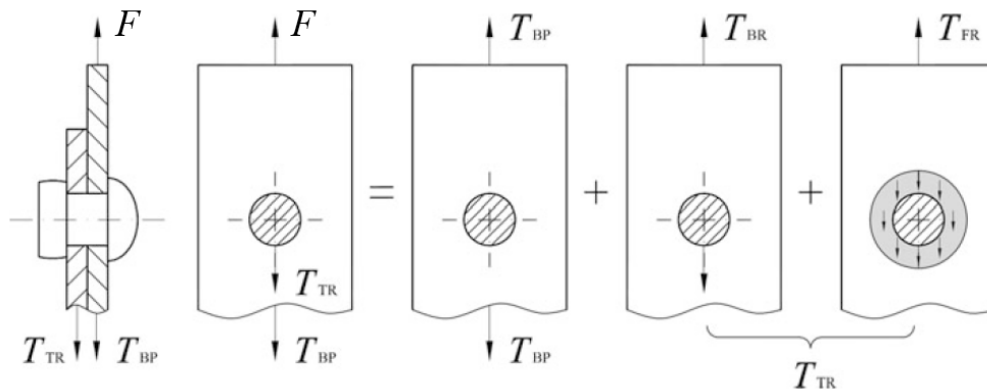
5.4 Belastungen im Niet

Kraftaufteilung:

Wie bereits erwähnt, sind Nietverbindungen Scher-Lochleibungs-Verbindungen. Die Kraftübertragung findet an den Köpfen sowie zwischen den verbundenen Blechen durch Reibung statt und am Schaft durch Flächenpressung gegen die Bohrungsflächen. Der Anteil der Reibung hängt stark von den wirkenden Vorspannkraften ab und Reibungseffekte passieren hauptsächlich unterhalb der Köpfe (Kraft ist dort am höchsten). Liegen mehrreihige Verbindungen vor, so ergibt sich ein weiterer Kraftanteil, die sogenannte Überbrückungskraft (zwischen den Nietreihen im Blech). Entsprechend Abbildung 5.9 setzt sich die Belastungskraft F daher zusammen aus der Übertragungskraft T_{TR} (*transfer load*), welche in das andere Blech übertragen wird, und (bei mehrreihigen Verbindungen) der Überbrückungskraft T_{BP} (*bypass load*), welche im Blech bleibt. Im Fall der einreihigen Verbindung gilt daher

$$T_{TR} = F \quad (5.25)$$

T_{TR} lässt sich weiter aufteilen in eine Lochleibungskraft T_{BR} (*bearing load*) und eine Reibungskraft T_{FR} (*friction load*) [9].

Abbildung 5.9: Kraftaufteilung eines durch die Kraft F belasteten Niets [9]**Schnittigkeit:**

Die Schnittigkeit gibt an, wie viele Bleche miteinander vernietet sind. Abbildung 5.10 zeigt eine einschnittige und eine zweischnittige Verbindung. Es ist erkennbar, dass bei der einschnittigen Verbindung nur eine Querschnittsfläche abgesichert wird, bei der zweischnittigen jedoch zwei. Hinzu kommt, dass der Effekt der „Sekundärabiegung“ nur bei der einschnittigen Verbindung existiert (siehe Abbildung 5.11(b)). Dieser Effekt wird im nächsten Unterpunkt erläutert. Bei den Nietverbindungen im Sandkasten handelt es sich ausschließlich um einschnittige.

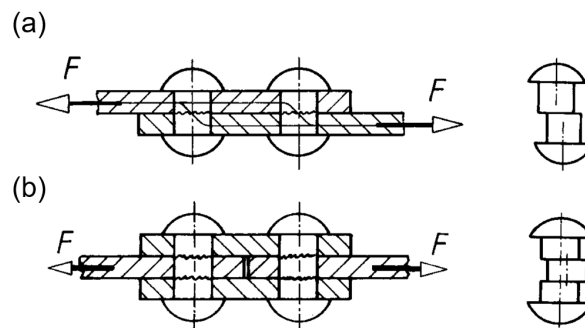


Abbildung 5.10: (a) einschnittige Verbindung, (b) zweischnittige Verbindung [6]

Belastungen:

Eine Schubkraft F bei einer einschnittigen Nietverbindung führt zu dem in Abbildung 5.11 (a) dargestellten Spannungsverlauf. Dieser ist über die Höhe des Nietschafts nicht konstant, da aufgrund der Exzentrizität der Kräfte (Versatz der Bleche) zusätzlich ein Biegemoment eingeleitet wird (siehe Abbildung 5.11 (b)). Dieser Effekt wird als „Sekundärabiegung“ bezeichnet und wirkt sich sehr negativ auf die Lebensdauer von Nietverbindungen aus. Er kann bei einschnittigen Verbindungen nicht vermieden werden. Ein Maß für die Sekundärabiegung ist der *Biegefaktor* K_b . Er kann definiert werden als Verhältnis der im Blech wirkenden Biege- zur Zugspannung. Dabei wird in

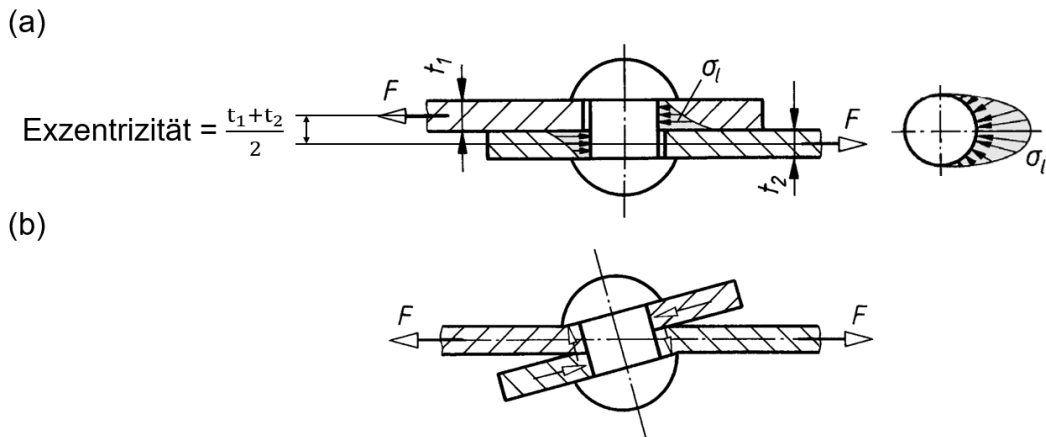


Abbildung 5.11: (a) Spannungsverteilung im Niet, (b) Verformung unter Schubbelastung (stark überhöht dargestellt) [6]

verschiedenen Modellen entweder die Kerbspannung oder die Nennspannung verwendet. *Schijve* [11] verwendet zur Berechnung die Nennspannungen. Es ergibt sich

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{b \cdot t} \quad (5.26)$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{F \cdot \frac{t}{2}}{\frac{b \cdot t^2}{6}} \quad (5.27)$$

$$K_b = \frac{\sigma_b}{\sigma} = \frac{F \cdot \frac{t}{2} \cdot b \cdot t}{F \cdot \frac{b \cdot t^2}{6}} = 3 \quad (5.28)$$

mit

F ... Kraft (siehe Abbildung 5.11)

A ... projizierte Fläche der Bohrung ($b \cdot t$)

M_b ... Biegemoment durch Exzentrizität

W ... Widerstandsmoment des Bleches

t ... Blechstärke ($t_1 = t_2 = t$)

b ... Blechbreite

Die maximale Biegespannung im Blech entspricht daher der dreifachen Zugspannung, was sich sehr negativ auf die Lebensdauer der Nietverbindung auswirkt.

Ein anderes Modell nach *Barrois* (siehe [9] [10]) geht bei der Berechnung des Biegefaktors von der Verformung des Verbindungselements aus. Unter der Verwendung der aus Abbildung 5.7 ausgelesenen Werte und dem Zusammenhang

$$q_{bmax} = (K_q - 1) \cdot q_m \quad (5.29)$$

mit

$$q_m = \frac{F}{t} \quad (5.30)$$

ergibt sich (wieder bezogen auf die beiden Randbedingungen *pinned* und *clamped*)

$$K_{bpinned} = \frac{q_{bmaxpinned}}{q_m} = 3,4 \quad (5.31)$$

$$K_{bclamped} = \frac{q_{bmaxclamped}}{q_m} = 1,2 \quad (5.32)$$

Es ist ersichtlich, dass bei niedrigerer Vorspannung bzw. Spiel zwischen Niet und Bohrung (entspricht Randbedingung *pinned*) der Biegefaktor einem Vielfachen des Wertes bei hoher Vorspannung und idealem Sitz entspricht. Auch hier gibt es daher wieder eine große Streuung der Werte bei verschiedenen Ansätzen.

5.5 Detailliertes FE-Modell einer Nietverbindung

Um einen Referenzwert für die Steifigkeit und die Kraftreaktion von Nietverbindungen zu erhalten, wurden zwei detaillierte FE-Modelle erstellt. Ein Modell für die Schubbelastung eines Niets und ein Modell für die Zugbelastung. In diesen Modellen wurde die Nietgeometrie des Herstellers verwendet und Kontakte wurden berücksichtigt. Folgende Annahmen wurden getroffen:

- Beide Bohrungen (setz- und schließkopfseitig) haben den gleichen Durchmesser.
- Vollständige Lochfüllung ($d_{Niet} = d_{Bohrung} = 4,1\text{mm}$)
- Sehr kleine Vorspannung von $10N$, um die Kontakte in einen definierten Zustand zu versetzen. Tatsächliche Vorspannungswerte sind höher, variieren jedoch und werden durch dynamische Belastungen verringert.
- Sowohl Setz- als auch Schließkopfdurchmesser wurde von den CAD-Daten des Herstellers übernommen, diese variieren in der Praxis leicht von Niet zu Niet.
- Der Blindnietdorn reißt unterhalb der „Schubebene“ zwischen den Blechen.

Sowohl das Blech als auch der Niet wurden aus nichtrostendem Stahl vorgesehen. Dabei wurden die in Tabelle 5.2 dargestellten Materialdaten verwendet. Bleche bzw. Niete aus Aluminium wurden nicht betrachtet.

Tabelle 5.2: Verwendete Materialdaten

Bauteil	Werkstoff	E-Modul [N/mm^2]	Querkontraktionszahl ν [1]
Blech	X5CrNi18-10 (1.4301)	200000	0,3
Niet	X4CrNi18-12 (1.4303)	200000	0,3

5.5.1 Modellbeschreibung Schubmodell

Abbildung 5.12 zeigt die Geometrie und Abmessungen des Schubmodells. Dieses entspricht den Abmessungsvorgaben der DIN EN ISO 12996 [7], in der Schubversuchsproben für Nietverbindungen genormt sind. Es werden zwei Bleche mit jeweils 3mm Stärke verwendet. Die freie Länge zwischen den Einspannungen beträgt insgesamt 95mm , wobei sich die Bleche 20mm überlappen. Die Blechbreite beträgt 30mm .

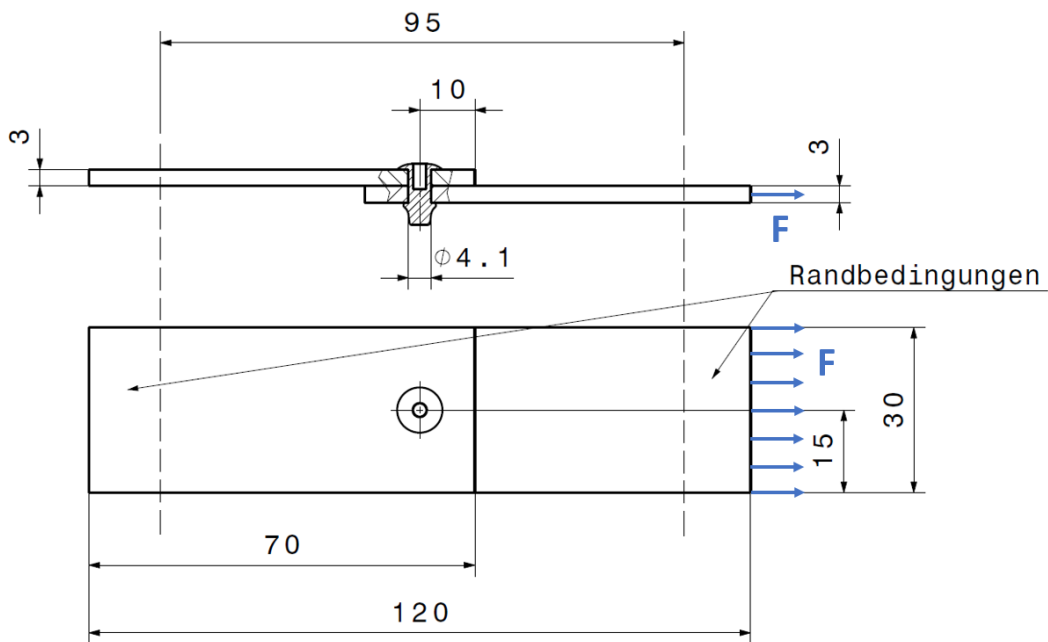


Abbildung 5.12: Geometrie und Abmessungen des Schubmodells

Für die Diskretisierung wurden Hexaederelemente mit quadratischer Ansatzfunktion (20 Knoten) verwendet. Im Bereich des Niets wurde eine feinere Netzgröße gewählt, um so den Kontakt gut abbilden zu können. Über die Blechdicke wurden acht Elemente verwendet. Insgesamt ergeben sich im Modell so 36641 Elemente bzw. 147328 Knotenpunkte. Abbildung 5.13 zeigt das erstellte Modell.

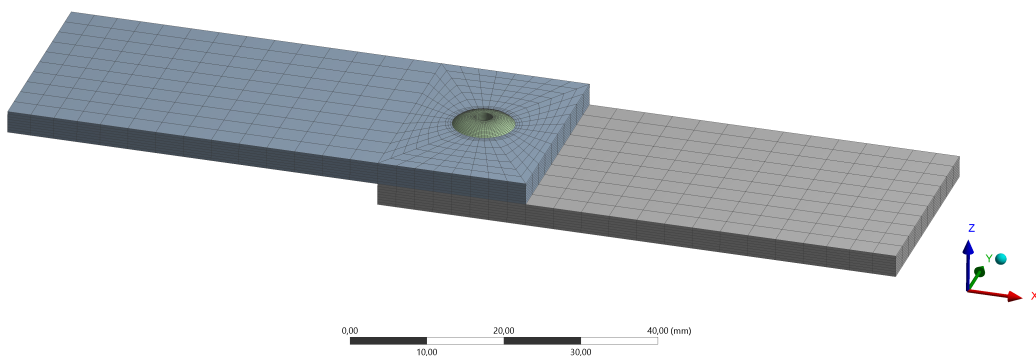


Abbildung 5.13: Übersicht des Schubmodells

Der Blindniet alleine ist in Abbildung 5.14 dargestellt. Der Schließkopf wurde hier größer als der Schaft diskretisiert, um Elemente zu sparen.

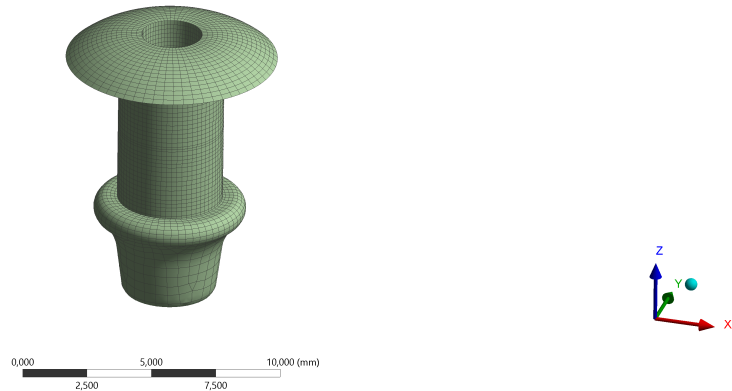


Abbildung 5.14: Detailansicht des Nietmodells

Abbildung 5.15 zeigt die mit den Blechen in Kontakt stehenden Flächen des Niets (blau dargestellt). Es ist erkennbar, dass sowohl an den äußeren Kanten als auch in der Mitte jeweils ein $0,1\text{mm}$ (bzw. $0,2\text{mm}$ in der Mitte) breiter Ring vom Kontakt ausgenommen ist. Dies entspricht einer Fase am Blech, welche auch in der Realität vorhanden ist. Durch die Modellierung auf diese Art kann zur Netzerstellung bei den Blechen der *Sweep*-Algorithmus verwendet werden. Dieser erstellt durch Translation einer Flächenvernetzung, die als Quelle definiert wird, ein Volumennetz. Ein sehr regelmäßiges Netz wird so erstellt.

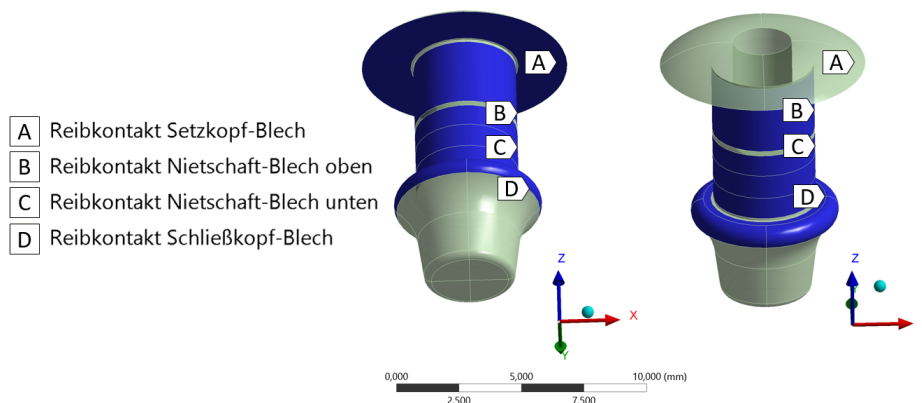


Abbildung 5.15: Kontaktflächen des Niets

Sämtliche Kontakte zwischen Blech und Niet bzw. zwischen den beiden Blechen verwenden den *Augmented Lagrange Algorithmus* (siehe Unterabschnitt 2.4.2). Die Kontakte zwischen Niet und Blech wurden mit einem Reibungswert von $\mu = 0,15$ modelliert, der Kontakt zwischen den Blechen selbst wurde jedoch mit den folgenden Begründungen als reibungsfrei definiert:

- Das vereinfachte Modell soll später so simpel wie möglich sein und daher keinen reibungsbehafteten Kontakt enthalten.
- Die Wirkung der Reibung ist von der Höhe der Vorspannung abhängig, welche ebenfalls vernachlässigt wird.
- Bei der realen Nietverbindung befindet sich zwischen den Blechen ein Klebstoff. Ein korrekter Reibungswert, um diesen abzubilden, ist nicht bekannt.

In Abbildung 5.12 sind die mit Randbedingungen versehenen Bereiche der Bleche gekennzeichnet („Randbedingungen“). Die linke Seite wird dabei vollständig fixiert (alle drei Freiheitsgrade gesperrt), bei der rechten Seite werden nur die vertikalen Verschiebungen gesperrt. Auf der rechten Seite greift zusätzlich eine Zugkraft von 200N an. Die Kraft wurde bewusst eher klein gewählt, um so im linearen Bereich der Spannungen zu bleiben. Außerdem wird mit linearer Geometrie gerechnet, daher sollten Verschiebungen klein bleiben.

Es werden zwei Lastschritte mit jeweils fünf Substeps gerechnet. Der erste Lastschritt entspricht einer Vorspannkraft von 10N. Diese wird nach der Aufbringung gesperrt und das Modell wird zusätzlich mit einer Kraft von 200N belastet. Abbildung 5.16 zeigt den Lastfaktor-Zeit Verlauf, wobei der Lastfaktor λ dem prozentualen Anteil der Kräfte entspricht ($1 \hat{=} 100\%$). Zuerst wird die Vorspannkraft aufgebracht. Diese wird gesperrt und im zweiten Lastschritt aufrechterhalten, in dem zusätzlich die Zugkraft auf das untere Blech wirkt.

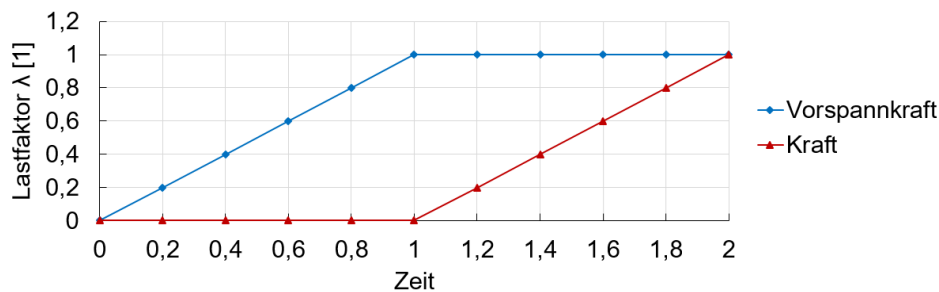


Abbildung 5.16: Kraftfaktor-Zeitkurve

5.5.2 Ergebnisdiskussion Schubmodell

Abbildung 5.17 zeigt einen Verformungsplot des Schubmodells mit einem Überhöhungsfaktor von 300 und in Schnittdarstellung (mittiger Schnitt entlang x-Achse). Die Verformungen in x-Richtung sind dargestellt. Die durch die Exzentrizität entstehende „Sekundärbiegung“ ist gut erkennbar. Bei diesem Überhöhungsfaktor sind in einer Detailansicht in Abbildung 5.18 Durchdringungen in den Kontaktbereichen erkennbar. Diese sind aufgrund des verwendeten *Augmented Lagrange Algorithmus* (siehe Unterabschnitt 2.4.2) unvermeidbar. Es wurden Vergleichsrechnungen mit dem *reinen Lagrange Algorithmus* durchgeführt. Dieser führte jedoch zu sehr ähnlichen Ergebnissen, wobei

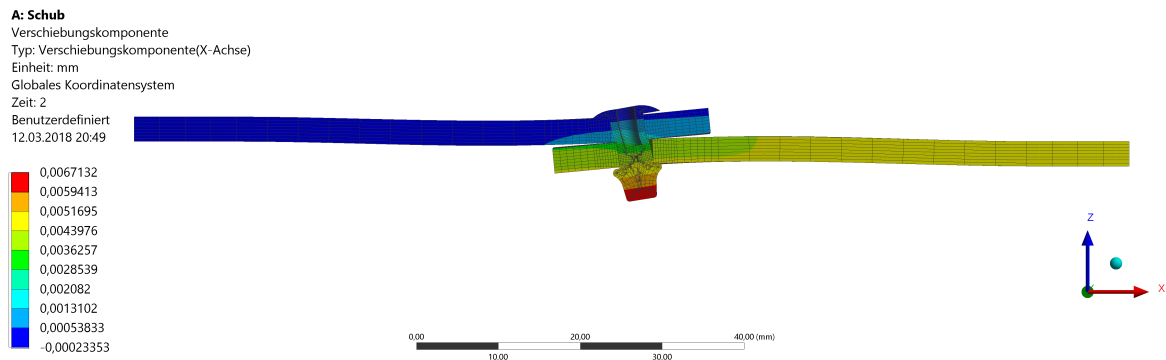


Abbildung 5.17: X-Komponente der Gesamtverformung des Schubmodells, Übersicht in Schnittdarstellung, Überhöhungsfaktor 300

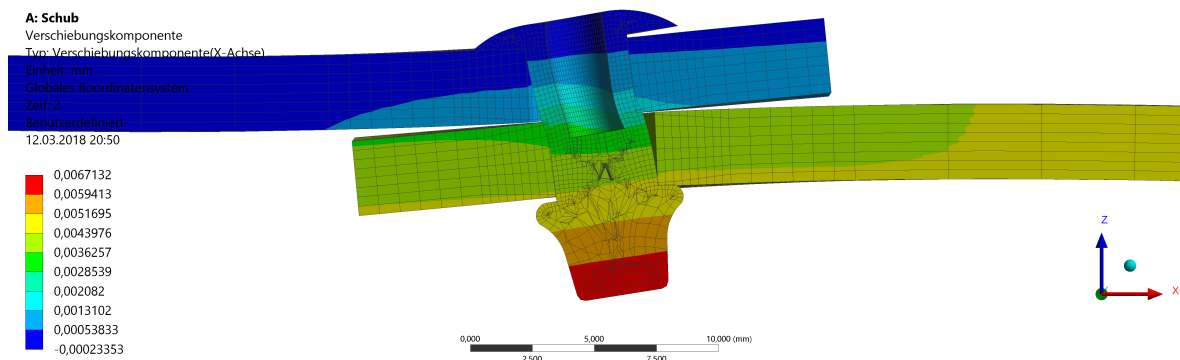


Abbildung 5.18: X-Komponente der Gesamtverformung des Schubmodells, Detailansicht in Schnittdarstellung, Überhöhungsfaktor 300

die Rechenzeit drastisch anstieg. Da die Durchdringungen klein sind, können die Ergebnisse als gut befunden werden [2].

Das Netz des Niets sieht in der Schnittdarstellung im Schließkopf sehr unregelmäßig aus. Dies kommt durch die Position des Schnittes zustande. Wird von einem Element beispielsweise nur eine kleine Spitze „abgeschnitten“ so erscheint es im Schnitt als sehr kleines Element. In den Bereichen des Kontaktes ist das Netz sehr regelmäßig.

In diesem Modell wird die Schubsteifigkeit der Nietverbindung ausgelesen. Diese wird durch die Verschiebung δ (siehe Abbildung 5.6) beschrieben. Im FE-Modell wird δ durch Auslesen der Verschiebungswerte in x-Richtung δ_{11} , δ_{12} , δ_{21} und δ_{22} (siehe Abbildung 5.19) und folgende Formel bestimmt (die Verschiebungswerte werden dabei am Blech ausgelesen):

$$\delta = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} = \frac{(\delta_{11} - \delta_{12}) + (\delta_{21} - \delta_{22})}{2} \quad (5.33)$$

Es ergeben sich für eine Belastungskraft von $F = 200N$ die in Tabelle 5.3 und Tabelle 5.4 dargestellten Verformungs- bzw. Steifigkeitswerte. Diese dienen als Referenzwert für die vereinfachten Modelle.

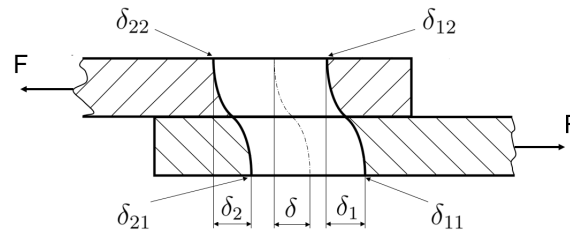


Abbildung 5.19: Beschreibung der Auslesewerte zur Bestimmung der Schubsteifigkeit

Tabelle 5.3: Verformungsergebnisse des Schubmodells

δ_{11} [mm]	δ_{12} [mm]	δ_{21} [mm]	δ_{22} [mm]	δ [mm]
$4,456 \cdot 10^{-3}$	$2,811 \cdot 10^{-4}$	$4,473 \cdot 10^{-3}$	$3,122 \cdot 10^{-4}$	$4,168 \cdot 10^{-3}$

Tabelle 5.4: Nachgiebigkeits-/Steifigkeitsergebnisse des Schubmodells

Schubnachgiebigkeit C_{Schub} [mm/N]	Schubsteifigkeit c_{Schub} [N/mm]
0,0000208	47988,03

Abbildung 5.20 zeigt das in Abschnitt 5.3 bereits dargestellte Diagramm der Verformungswerte der verschiedenen analytischen (blau) und empirischen (rot) Ansätze, nun jedoch erweitert um das Ergebnis des FE-Modells (grün). Es ist erkennbar, dass die mittels FE-Modell berechnete Steifigkeit geringer ist als die analytisch bzw. empirisch bestimmten Werte (bzw. die Verformung ist im FE-Modell höher). Hier ist anzumerken, dass die Reibung zwischen den Blechen und die Vorspannung des Niets (nur sehr geringer Wert im Modell) vernachlässigt wurden. Außerdem handelt es sich bei den vorher bestimmten Werten um Werte für Vollniete (der Blindniet hat eine Bohrung für

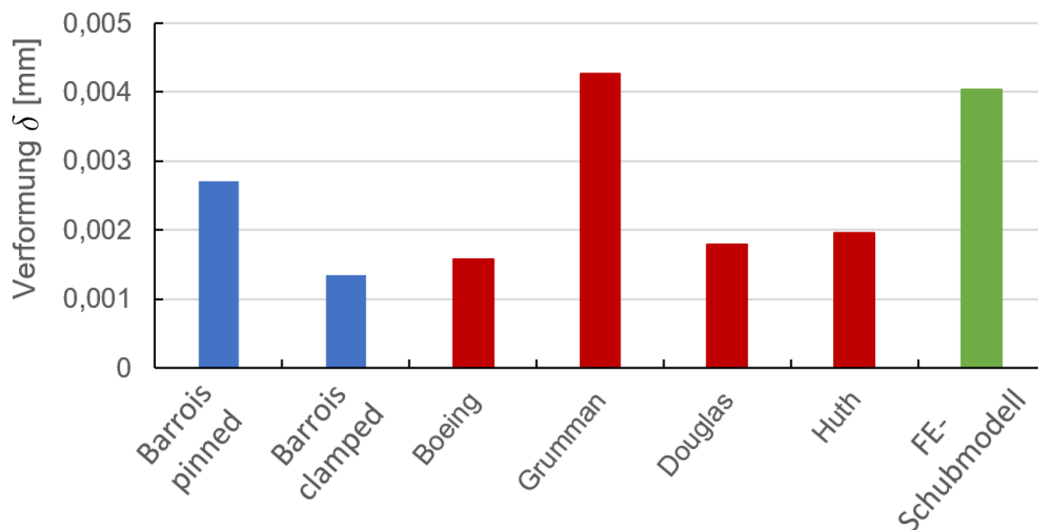


Abbildung 5.20: Vergleich der analytisch (blau), empirisch (rot) und numerisch (grün) ermittelten Verformungswerte

den Dorn und der Schließkopf ist wesentlich kleiner als bei geschlagenen Nieten). Es wurde eine Vergleichsrechnung durchgeführt, bei der die Nietdornbohrung ausgefüllt und die Vorspannung auf $500N$ erhöht wurde. Dies führt zu einer höheren Nietsteifigkeit, was die Ergebnisse plausibel macht.

Nun wird noch die *von Mises* Vergleichsspannung sowohl in den Blechen als auch im Niet betrachtet. In Abbildung 5.21 sind die Spannungen in den Blechen dargestellt. Die Spannung ist jeweils an den Kanten, welche gegen den Niet drücken, maximal und fällt nach außen hin ab. Die maximale Vergleichsspannung beträgt $65N/mm^2$. Die Spannungen im Niet sind in Abbildung 5.22 ersichtlich. Hier ist ein erhöhter Wert im mittleren Bereich erkennbar. Die erhöhte Spannungskomponente ist dort die Schubspannung in der xz -Ebene. Bei gemeinsamer Betrachtung von Abbildung 5.21 und Abbildung 5.22 ist gut erkennbar, wie sich die Nietköpfe oben links und unten rechts abstützen, wobei oben rechts und unten links ein Abheben auftritt und es dort daher zu keinen erhöhten Spannungen kommt (siehe Abbildung 5.18).

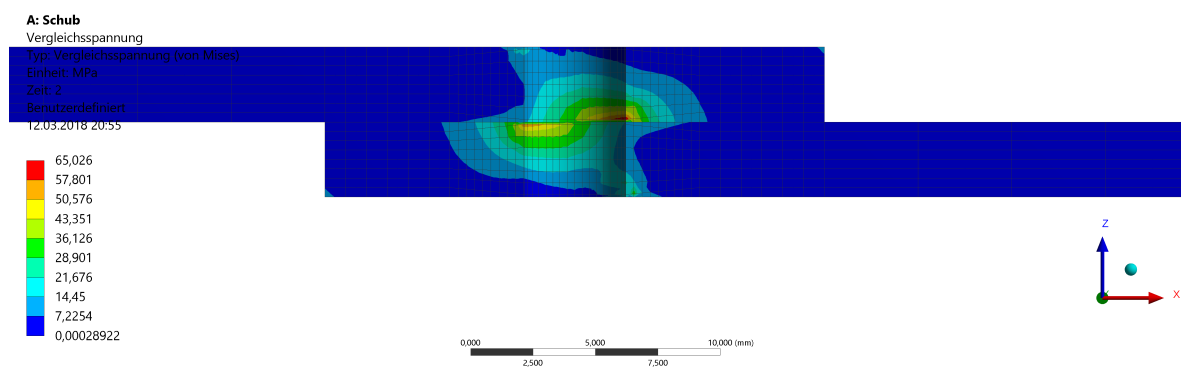


Abbildung 5.21: *von Mises* Vergleichsspannung in den Blechen, Detailansicht in Schnittdarstellung, unverformt dargestellt

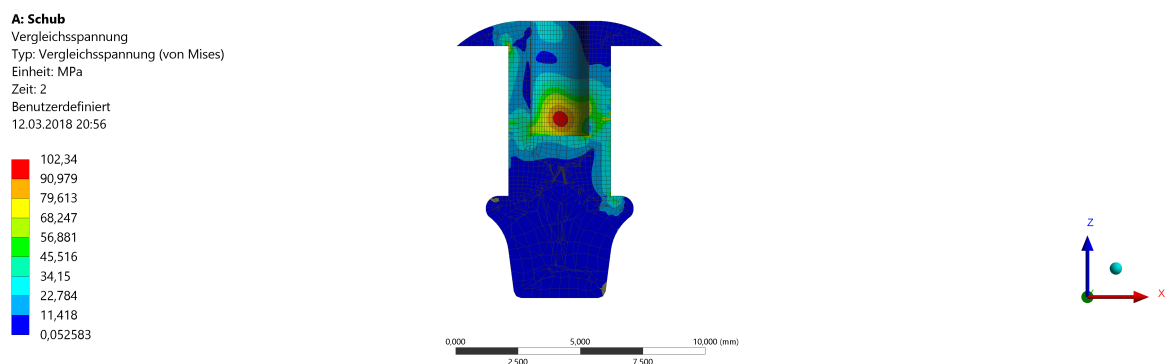


Abbildung 5.22: *von Mises* Vergleichsspannung im Niet, Übersicht in Schnittdarstellung, unverformt dargestellt

5.5.2.1 Schnittgrößen im Niet

Um zu verstehen, was genau im Niet passiert und inwiefern das in vereinfachten Modellen abgebildet werden kann, wurden die Schnittgrößen (Normalkraft, Querkraft und Biegemoment) an neun Positionen über der Nietschaftlänge bestimmt und ausgewertet (siehe Abbildung 5.23). Die z-Koordinate wird dabei beginnend bei der unteren Kante des unteren Blechs gemessen.

Das Biegemoment verläuft im mittleren Bereich linear. Durch den Kontakt zwischen Nietschaft und Bohrung wird die Biegung verhindert, was im äußeren Bereich des Niets zu einem relativ konstanten Biegemoment von ca. 120Nmm führt.

Die Schubkraft ist in der Mitte des Niets (Ebene zwischen den beiden Blechen) maximal (200N) und verringert sich zum Rand hin auf den Wert Null.

In der Realität teilt sich die Zugkraft, wie in Abbildung 5.9 dargestellt, auf. Der Anteil der Reibung ist in diesem Modell jedoch aufgrund des reibungslosen Kontaktes zwischen den Blechen vernachlässigt. Durch den in der Realität vorhandenen Kleber zwischen den Blechen sinkt die Schubbelastung des Niets ebenfalls. Die ausgewertete Schubbelastung des Niets entspricht daher (auch später in den vereinfachten Modellen) einer konservativen Abschätzung.

Die aufgrund der Sekundärbiegung entstehende Axialkraft fällt zur Mitte hin leicht ab und beträgt im Mittel ca. 40N .

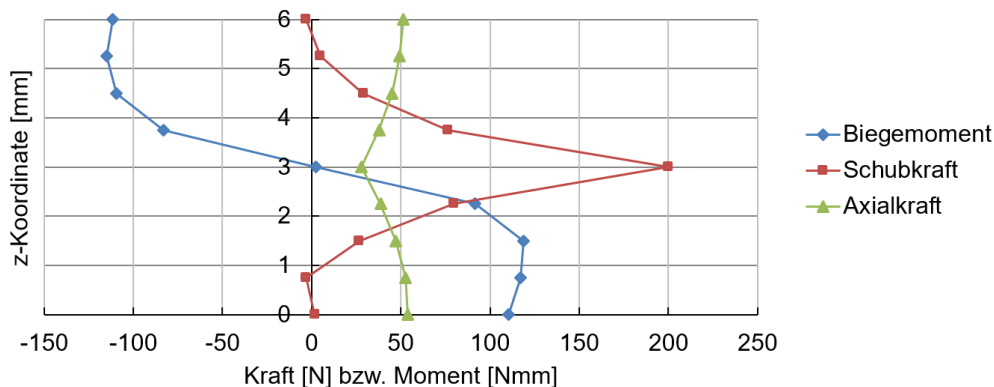


Abbildung 5.23: Schnittkräfte/-momente im Niet (Schubmodell)

5.5.3 Modellbeschreibung Zugmodell

Üblicherweise werden Nietverbindungen auf ihre Schubsteifigkeit ausgelegt. Da bei der Belastung der Sandkästen eine Zugbelastung der Niete jedoch nicht vermieden werden kann (Beschleunigungen in alle Achsrichtungen) und daher die Zugsteifigkeit auch eine entscheidende Bedeutung hat, wurde zusätzlich zum Schubmodell noch ein Zugmodell erstellt. Im DVS (*Deutscher Verband für Schweißen und verwandte Verfahren*)-Merkblatt 3480-1 [13] wird eine Probe für einen Zugversuch einer Nietverbindung definiert. Die Geometrie des Zugmodells wurde an diese angelehnt. Die Breite von 30mm wurde jedoch vom Schubmodell übernommen. Abbildung 5.24 zeigt die Geometrie und die Abmessungen des Zugmodells.

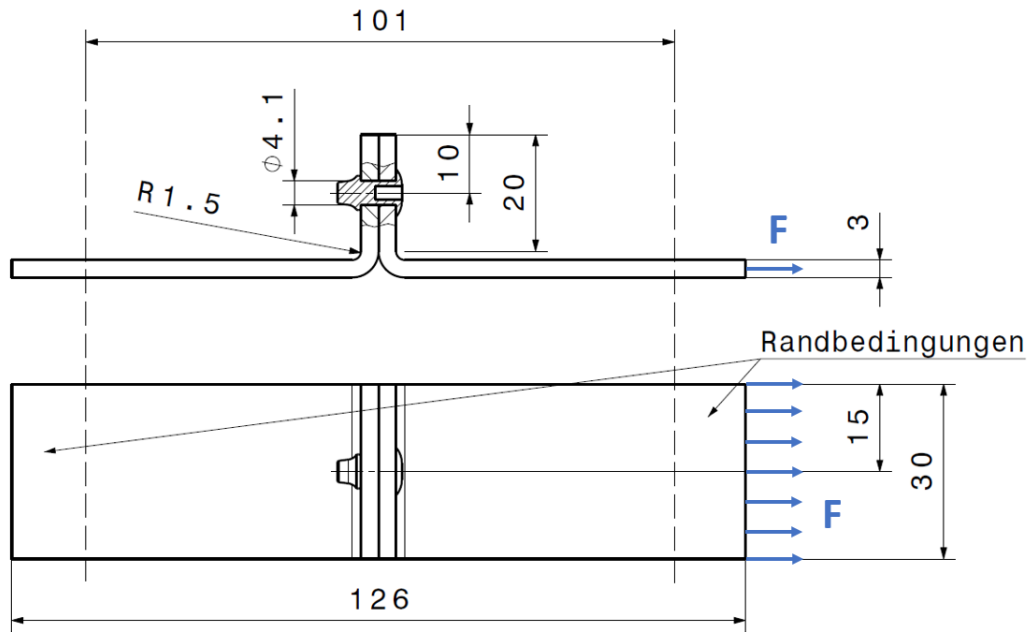


Abbildung 5.24: Geometrie und Abmessungen des Zugmodells

Die Diskretisierung des Modells ist in Abbildung 5.25 dargestellt. Auch in diesem Modell wurden Hexaederelemente mit quadratischer Ansatzfunktion verwendet. Die Größenverteilung wurde ident zum Schubmodell gewählt. Im Bereich des Niets ist das Netz feiner und über die Breite des Blechs wurden acht Elemente verwendet. Das Modell enthält insgesamt 37399 Elemente bzw. 149070 Knotenpunkte.

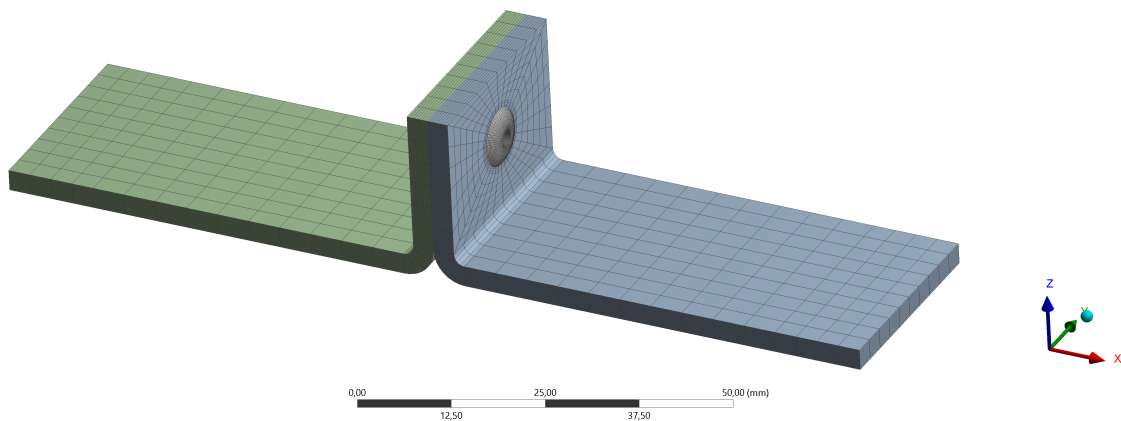


Abbildung 5.25: Übersicht des Zugmodells

Die mit Randbedingungen versehenen Bereiche der Bleche sind in Abbildung 5.24 gekennzeichnet („Randbedingungen“). Der linke Bereich ist vollständig fixiert (alle drei Freiheitsgrade gesperrt) und beim rechten Bereich sind die vertikalen Verschiebungen gesperrt. An der rechten Seite greift eine Zugkraft von 200 N an. Außerdem wurde wie zuvor beim Schubmodell eine Vorspannkraft von 10 N auf den Niet aufgebracht. Das Kraftfaktor-Zeit Diagramm entspricht dem des Schubmodells (siehe Abbildung 5.16).

5.5.4 Ergebnisdiskussion Zugmodell

Abbildung 5.26 zeigt eine Verformungsübersicht der Bleche in Schnittdarstellung mit einem Überhöhungsfaktor von 200. Dargestellt ist die x-Komponente der Gesamtverformung. Es ist erkennbar, wie sich die Bleche aufgrund der exzentrischen Lage des Niets durchbiegen. Es tritt daher auch eine Art „Sekundärbiegung“ auf. Im Gegensatz zu der Biegung, die beim Schubmodell auftritt, ist die hier auftretende jedoch von der Lage des Niets abhängig. Dies macht es sehr schwer, allgemeine Aussagen über die Wirkung der Biegung zu machen. Die Zugspannungsverteilung über den Nietquerschnitt ist durch die Sekundärbiegung nicht konstant. Darauf wird in Abschnitt 5.6 nochmals eingegangen.

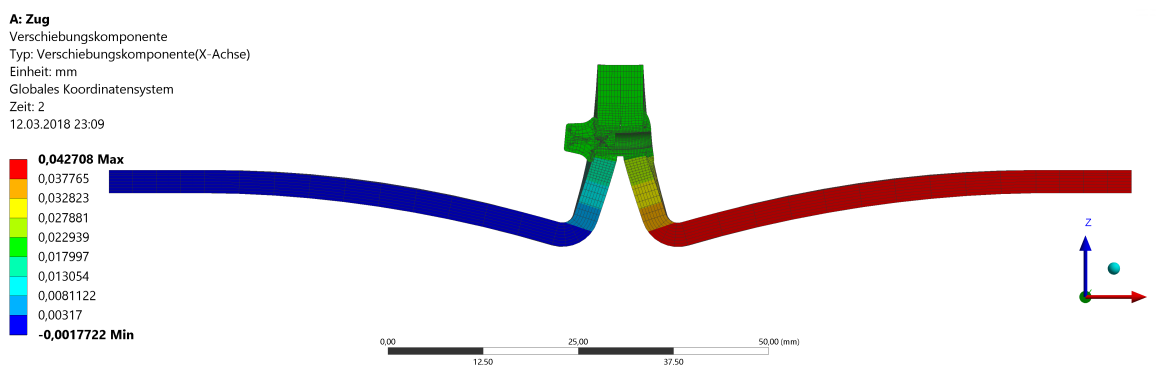


Abbildung 5.26: X-Verschiebung des Zugmodells, Übersicht in Schnittdarstellung, Überhöhungsfaktor 200

Der Niet biegt sich unter der Belastung durch. Dies ist in Abbildung 5.27 (Überhöhungsfaktor 200) gut erkennbar. Oberhalb des Niets verhindert der definierte reibungsfreie Kontakt zwischen den Blechen, dass sich diese durchdringen. Dies führt zu einer erhöhten Zugkraft im Niet, da sich die Bleche aufeinander „abstützen“.

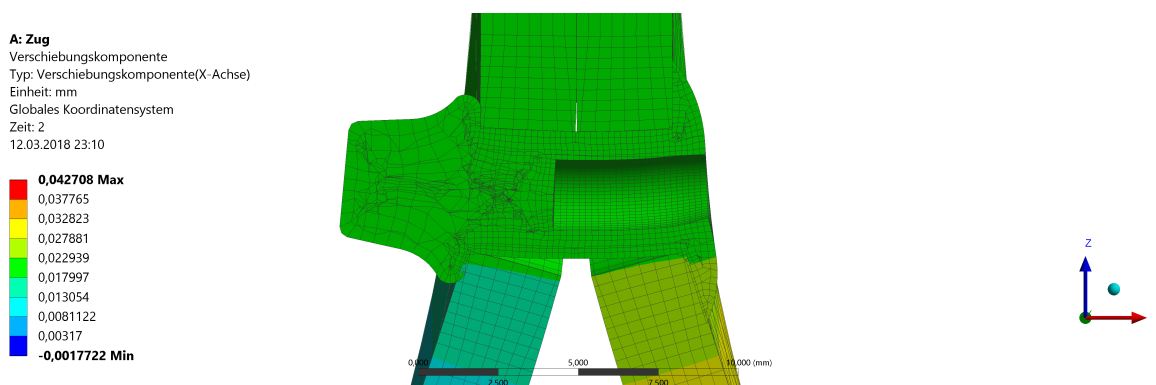


Abbildung 5.27: X-Verschiebung des Zugmodells, Detailansicht in Schnittdarstellung, Überhöhungsfaktor 200

Um die Steifigkeit später mit den vereinfachten Modellen vergleichen zu können, wird die Verformung δ_{Zug} mithilfe der ausgelesenen Verformungen in x-Richtung δ_{Zug11} bis δ_{Zug22} (siehe Abbildung 5.28) folgendermaßen berechnet:

$$\delta_{Zug} = \frac{(\delta_{Zug11} - \delta_{Zug21}) + (\delta_{Zug12} - \delta_{Zug22})}{2} \quad (5.34)$$

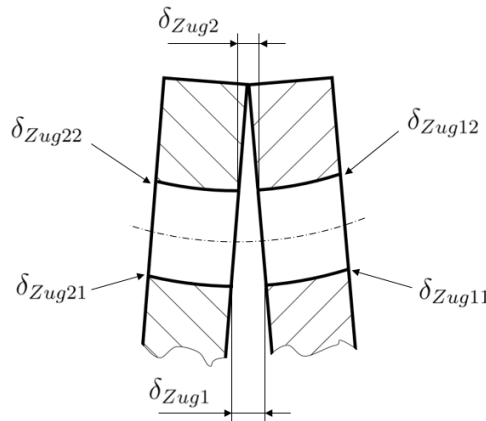


Abbildung 5.28: Beschreibung der Auslesewerte zur Bestimmung der Zugsteifigkeit

Auch hier wurden die Verformungswerte an den Blechen abgelesen. δ_{Zug} entspricht der Verlängerung der Mittelachse des Niets. Die Ergebnisse der Verschiebungswerte in x-Richtung bzw. der Steifigkeitswerte sind in Tabelle 5.5 und Tabelle 5.6 zusammengefasst. Dabei ist anzumerken, dass die Steifigkeit bzw. die Nachgiebigkeit nicht mit der Zugkraft von $200N$ berechnet wurde, sondern mit der im Niet wirkenden Axialkraft. Diese beträgt $410N$ und ist auch für die Abstimmung eines vereinfachten Modells relevant.

Tabelle 5.5: Verformungsergebnisse des Zugmodells

δ_{Zug11} [mm]	δ_{Zug12} [mm]	δ_{Zug21} [mm]	δ_{Zug22} [mm]	δ_{Zug} [mm]
$2,279 \cdot 10^{-2}$	$1,854 \cdot 10^{-2}$	$2,069 \cdot 10^{-2}$	$2,059 \cdot 10^{-2}$	$2,179 \cdot 10^{-3}$

Tabelle 5.6: Nachgiebigkeits-/Steifigkeitsergebnisse des Zugmodells

Zugnachgiebigkeit C_{Zug} [mm/N]	Zugsteifigkeit c_{Zug} [N/mm]
0,000053	188078,66

Abbildung 5.29 zeigt die Auswertung der *von Mises* Vergleichsspannung in den Blechen des Zugmodells in unverformter Darstellung. Jeweils auf der Innenseite der beiden Bleche treten die höchsten Spannungen aufgrund der Biegung der Bleche in diesem Bereich auf. Die maximale Vergleichsspannung beträgt $110N/mm^2$.

In Abbildung 5.30 ist die Spannungsauswertung des Niets dargestellt. Auch dieser biegt sich durch, was an der Unterseite zu Zugspannungen führt. Durch die zusätzliche

Zugbeanspruchung wird der Spannungsverlauf so verschoben, dass an der Oberseite nur sehr geringe Spannungen wirken. Die Verteilung ist dabei von der Geometrie der Probe abhängig. In der Realität sind die Laschen, welche für die Niete vorgesehen werden, unterschiedlich groß, was eine allgemeine Aussage schwierig macht.

Die maximale Vergleichsspannung tritt im unteren Bereich des Setzkopfes auf und beträgt $330\text{N}/\text{mm}^2$. Dort wird der Kopf nach außen gebogen. Diese Spannung wirkt nur sehr lokal, um sie genauer zu bestimmen, wäre eine feinere Diskretisierung nötig. Da die Bedeutung der Spannungen bei dieser Analyse untergeordnet ist, wird darauf verzichtet.

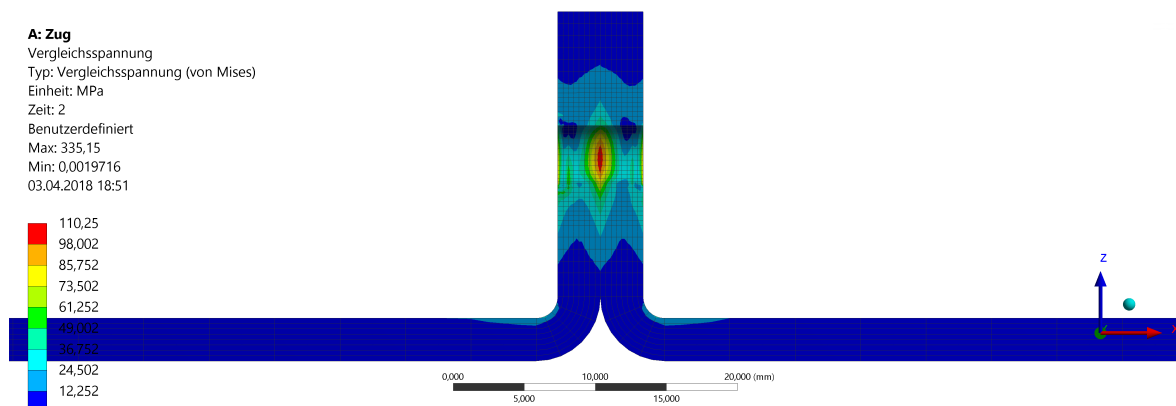


Abbildung 5.29: von *Mises* Vergleichsspannung in den Blechen, Detailansicht in Schnittdarstellung, unverformt dargestellt

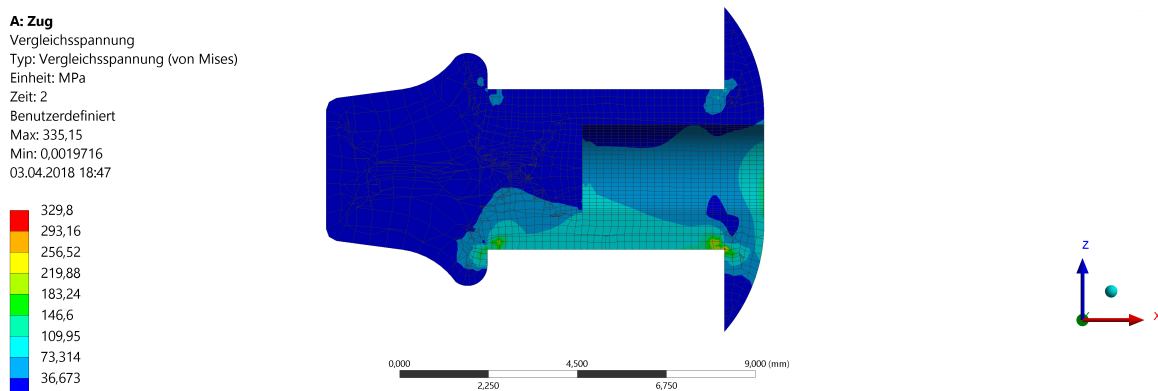


Abbildung 5.30: von *Mises* Vergleichsspannung im Niet, Übersicht in Schnittdarstellung, unverformt dargestellt

5.5.4.1 Schnittgrößen im Niet

Auch beim Zugmodell wurden die Schnittgrößen im Niet ausgewertet. Abbildung 5.31 zeigt die Verläufe über die Nietlänge. Im Vergleich zum Schubmodell sind die Verläufe (so wie der Niet) um 90° gedreht.

Im Gegensatz zum Schubmodell ist das Biegemoment hier eher konstant über die Länge und beträgt im Mittel ca. 320Nmm . Dies kommt dadurch zustande, dass der Niet vereinfacht betrachtet einem durch ein Moment belasteten Balken entspricht (ohne den Kontakt zwischen den Blechen entspräche dieses Moment der Zugkraft mal dem Wirkabstand).

Die Schubkraft ist sehr gering und kommt durch den Kontakt zwischen Nietschaft und Bohrung zustande.

Die Axialkraft beträgt, wie bereits erwähnt, ca. 410N und ist ebenfalls sehr konstant über die Länge. Diese Kraft soll auch mit dem vereinfachten Modell reproduzierbar sein.

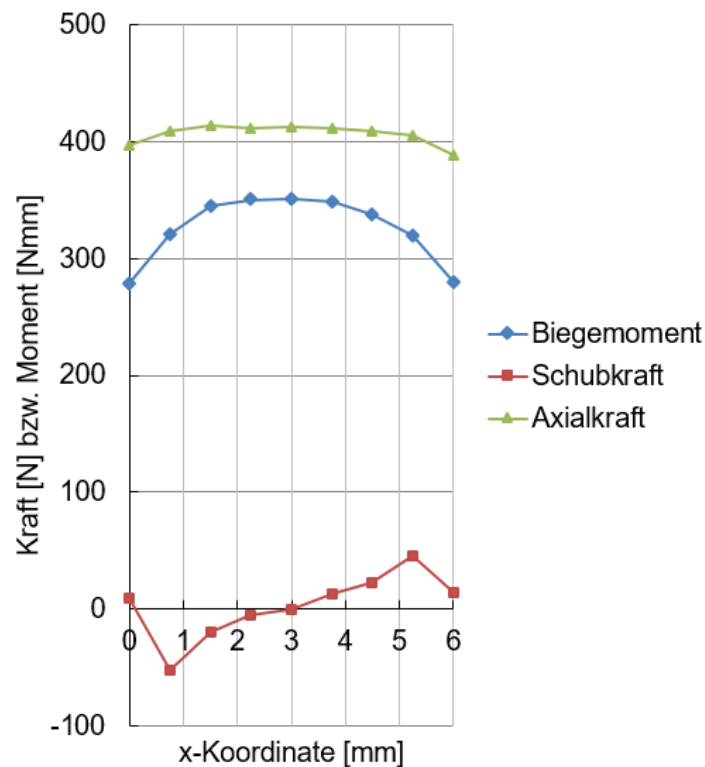


Abbildung 5.31: Schnittkräfte/-momente im Niet (Zugmodell)

5.5.5 Einfluss der Blechstärke

In den Sandkästen kommen verschiedene Blechstärkenpaarungen zum Einsatz. Bei den im Zuge der Diplomarbeit betrachteten Sandkästen wurden Bleche mit einer Stärke von 3mm und 4mm verwendet. Bisher wurden alle Betrachtungen auf eine Paarung von zwei 3mm -Blechen bezogen. Um zu erfassen, wie stark sich die Steifigkeit bzw. die Reaktionskraft bei einer anderen Blechstärke verändert, wurden zwei weitere Detailmodelle erstellt (ein Schubmodell und ein Zugmodell). Diese sind analog zu den vorher betrachteten aufgebaut, jedoch wurde für das setzkopfseitige Blech eine Blechstärke von 4mm verwendet. Auf eine genauere Beschreibung der Modelle wird verzichtet. Details sind in Unterabschnitt 5.5.1 bzw. Unterabschnitt 5.5.3 ersichtlich.

Die Auswertung erfolgt ebenfalls analog zu den vorherigen Modellen und ist in Tabelle 5.7 und Tabelle 5.8 ersichtlich. Der Index „B“ steht hier für „Blechstärke“. Zur Ermittlung der Zugsteifigkeit wurde die ausgelesene Axialkraft im Zugmodell von $395N$ verwendet.

Tabelle 5.7: Verformungsergebnisse der Detailmodelle mit erhöhter Blechstärke

δ_{11B} [mm]	δ_{12B} [mm]	δ_{21B} [mm]	δ_{22B} [mm]	δ_B [mm]
$4,061 \cdot 10^{-3}$	$1,591 \cdot 10^{-5}$	$4,075 \cdot 10^{-3}$	$4,722 \cdot 10^{-5}$	$4,036 \cdot 10^{-3}$
δ_{Zug11B} [mm]	δ_{Zug12B} [mm]	δ_{Zug21B} [mm]	δ_{Zug22B} [mm]	δ_{ZugB} [mm]
$1,966 \cdot 10^{-2}$	$1,557 \cdot 10^{-2}$	$1,724 \cdot 10^{-2}$	$1,679 \cdot 10^{-2}$	$2,268 \cdot 10^{-3}$

Tabelle 5.8: Nachgiebigkeits-/Steifigkeitsergebnisse der Detailmodelle mit erhöhter Blechstärke

Schubnachgiebigkeit C_{SchubB} [mm/N]	Schubsteifigkeit c_{SchubB} [N/mm]
0,0000202	49554,01
Zugnachgiebigkeit C_{ZugB} [mm/N]	Zugsteifigkeit c_{ZugB} [N/mm]
0,0000057	174146,9

Der Unterschied der Werte zu jenen der $3mm$ -Blechpaarung ist verhältnismäßig gering, um ein korrektes Steifigkeitsverhalten des vereinfachten Modells zu erhalten, sollten die verschiedenen Blechstärkenpaarungen jedoch berücksichtigt werden.

5.5.6 Einfluss der Belastungshöhe

Um zu erfassen, wie sehr sich die Höhe der Belastung auf die Steifigkeit der Nietverbindung auswirkt, wurde eine weitere Version der Detailmodelle (Schub und Zug) gerechnet. Bei dieser wurde die Belastungskraft von den ursprünglichen $200N$ auf $1000N$ erhöht. In diesen Modellen wurden wieder zwei $3mm$ starke Bleche verwendet.

Sämtliche Analysen und Auswertungen wurden analog zu den vorher beschriebenen durchgeführt. Tabelle 5.9 und Tabelle 5.10 zeigen die Verformungs- und Steifigkeitsergebnisse dieser Modelle. Der Index „K“ steht hier für „Kraft“. Im Zugmodell wurde eine Axialkraft von $2040N$ ausgelesen. Diese wurde auch zur Bestimmung der Steifigkeits- bzw. Nachgiebigkeitswerte des Zugmodells verwendet.

Tabelle 5.9: Verformungsergebnisse der Detailmodelle mit $1000N$ Belastungskraft

δ_{11K} [mm]	δ_{12K} [mm]	δ_{21K} [mm]	δ_{22K} [mm]	δ_K [mm]
$2,262 \cdot 10^{-2}$	$1,433 \cdot 10^{-3}$	$2,275 \cdot 10^{-2}$	$1,575 \cdot 10^{-3}$	$2,118 \cdot 10^{-2}$
δ_{Zug11K} [mm]	δ_{Zug12K} [mm]	δ_{Zug21K} [mm]	δ_{Zug22K} [mm]	δ_{ZugK} [mm]
$1,146 \cdot 10^{-1}$	$9,362 \cdot 10^{-2}$	$1,041 \cdot 10^{-1}$	$1,041 \cdot 10^{-1}$	$1,052 \cdot 10^{-2}$

Tabelle 5.10: Nachgiebigkeits-/Steifigkeitsergebnisse der Detailmodelle mit 1000N Belastungskraft

Schubnachgiebigkeit C_{SchubK} [mm/N]	Schubsteifigkeit c_{SchubK} [N/mm]
0,0000212	4721,35
Zugnachgiebigkeit C_{ZugK} [mm/N]	Zugsteifigkeit c_{ZugK} [N/mm]
0,0000052	193916,3

Sehr groß ist die Nichtlinearität nicht, da sowohl die Verformungswerte als auch die Axialkraft in guter Näherung dem Fünffachen der Werte des ursprünglichen Modells entsprechen (bei fünffacher Belastungskraft). Darauf wird bei der Auswahl des vereinfachten Nietmodells nochmals eingegangen (siehe Abschnitt 5.8).

5.6 Auslegungsparameter

Die Auswahl eines vereinfachten Modells für die Nietverbindung soll anhand folgender Parameter erfolgen:

- Schubverformung $\delta = 4,168 \cdot 10^{-3}mm$
- Zugverformung $\delta_{Zug} = 2,179 \cdot 10^{-3}mm$
- Axialkraft im Niet (Zugmodell) $F_{ax} = 410N$

Eine Berücksichtigung anderer Größen, wie beispielsweise der durch die „Sekundärbiegung“ im Niet wirkenden Axialkraft beim Schubmodell oder der Biegemomente im Niet, stellte sich als sehr schwierig heraus. Das Verhalten wird durch den fehlenden Kontakt zwischen Nietschaft und Bohrung lokal verändert, was dazu führt, dass gewisse Kompromisse gemacht werden müssen. Einzelne Parameter ließen sich abstimmen, es passten jedoch in keinem Fall alle Werte zusammen. Daher wurde die Auslegung auf die oben genannten drei essentiellen Parameter beschränkt.

Wurde ein verwendbares vereinfachtes Modell gefunden, so wurden mit diesem Berechnungen mit anderer Blechstärke und anderer Belastungshöhe durchgeführt.

Es sei hier angemerkt, dass die in den Detailmodellen ausgelesenen Kraftwerte den Mittelwerten entsprechen. Abbildung 5.32 zeigt eine schematische Darstellung der Axialkraftverteilung über den Querschnitt des Niets im Zugmodell. Aufgrund der Biegung ist die Kraft unten höher als oben (die reine Zugkraft verschiebt den Verlauf nach rechts). In der Abbildung ist der ausgelesene Mittelwert in Blau eingezeichnet. Abhängig davon, wie stark der Niet gebogen wird, ist die maximal auftretende Axialkraft entsprechend höher.

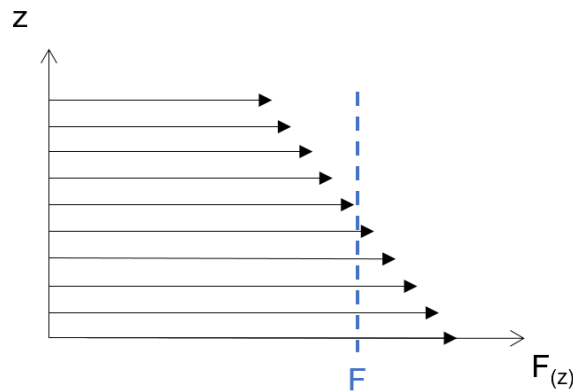


Abbildung 5.32: Schematische Darstellung der axialen Schnittkraftverteilung im Niet (Zugmodell)

5.7 Möglichkeiten der vereinfachten Nietmodellierung

Die vorher vorgestellte Modellierung der Nietverbindung (Volumenelemente, detaillierte Kontaktmodellierung, ...) würde am gesamten Sandkasten zu einer viel zu hohen Elementanzahl bzw. zu einem viel zu hohen Rechenaufwand führen. Daher soll eine Diskretisierung für die Nietverbindung gefunden werden, welche

- möglichst einfach zu modellieren ist,
- ausreichend genaue Ergebnisse liefert und
- sich automatisch erstellen lässt, um nicht alle Niete manuell setzen zu müssen.

Im Folgenden werden die drei betrachteten Möglichkeiten der Nietmodellierung vorgestellt und ihre Vor- und Nachteile diskutiert. Die Modellierungsvarianten lauten

- Niet als *Bushing*-Element
- Niet als Balkenelement
- Niet als Balkenelement mit nichtlinearen Federn

Es wird jeweils versucht, die festgelegten Auslegungsparameter (siehe Abschnitt 5.6) so gut wie möglich anzunähern.

Da die Sandkästen aus dünnen Blechen aufgebaut werden, werden diese mittels Schalenelementen modelliert. Bei den vorgestellten Ansätzen zur Nietmodellierung sind die Schalenmodelle jeweils ident, nur die Modellierung des Niets ändert sich.

In Abbildung 5.33 ist das vereinfachte Schalenmodell des Schubmodells dargestellt. Als Netzgröße wurde die Blechstärke von 3mm gewählt. Um das Verhalten des Niets gut abbilden zu können, wurde sowohl der Setzkopfumfang (Durchmesser = 8mm) als auch

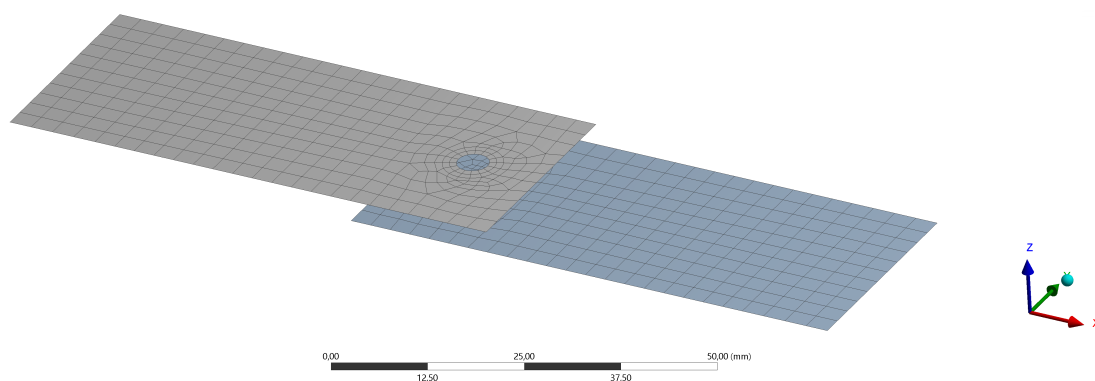


Abbildung 5.33: Übersicht des vereinfachten Schubmodells

der Schließkopfumfang (Durchmesser = 5mm) auf die entsprechenden Flächen projiziert. Die vereinfachten Nietmodelle verbinden jeweils die beiden dadurch entstandene Flächen miteinander. Über den Bohrungsdurchmesser wurde eine Elementanzahl von 16 festgelegt. Durch die Verwendung von Schalenelementen mit quadratischer Ansatzfunktion ergibt sich eine Elementanzahl von 699 bzw. eine Knotenanzahl von 2261. Die Knotenanzahl ist in diesem Modell um einen Faktor von ca. 65 geringer als im Detailmodell.

Zwischen den Blechen wurde, wie im Detailmodell, ein reibungsfreier Kontakt festgelegt.¹ Die Abmessungen entsprechen jenen des Detailmodells (siehe Abbildung 5.12). Auch die Randbedingungen wurden analog dazu gewählt.

Das Zugmodell wurde ebenfalls mittels quadratischer Schalenelemente modelliert (Elementanzahl: 1045, Knotenanzahl: 3319; Knotenanzahl um Faktor 45 geringer als im Detailmodell). Das Modell ist in Abbildung 5.34 dargestellt. Zwischen den Blechen wurde ein reibungsfreier Kontakt definiert und die Abmessungen bzw. die Randbedingungen wurden analog zum Detailmodell gewählt (siehe Abbildung 5.24).

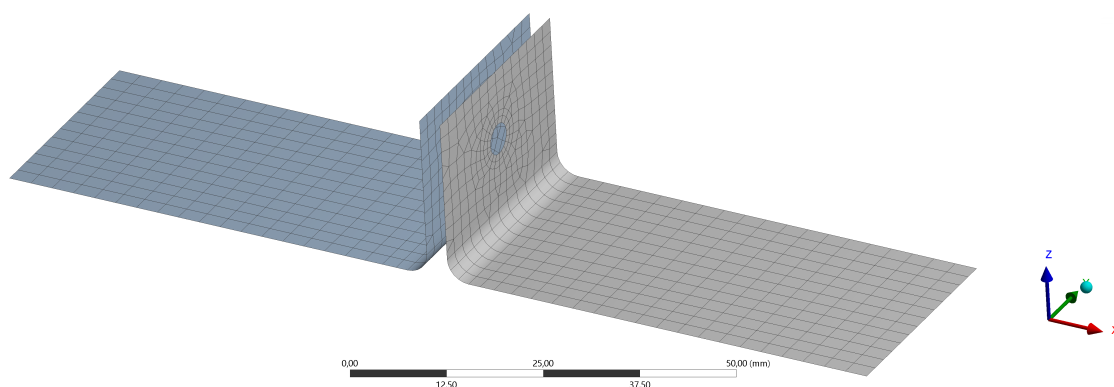


Abbildung 5.34: Übersicht des vereinfachten Zugmodells

¹Dabei ist es wichtig, den *Schalendickeneffekt* zu aktivieren, damit der Kontakt im Abstand der halben Blechstärke von der modellierten Mittelfläche gefunden werden kann.

5.7.1 Bushing-Element

Eine Möglichkeit, den Niet zu modellieren, ist es, ein *Bushing-Element* zu verwenden, bei dem man die Steifigkeitswerte in allen sechs Freiheitsgraden definieren kann (drei translatorische und drei rotatorische). In *Ansys* entspricht dies einer *Körper-Körper Verbindung* mit dem Namen *Lager*.

Abbildung 5.35 (a) zeigt die erstellten Elemente in einer seitlichen Ansicht. Die roten Element-„Spinnen“ entsprechen starren Elementen, welche das *Bushing-Element* in der Mitte mit den Blechen verbinden (oben mit der Setzkopffläche, unten mit der Schließkopffläche). In Abbildung 5.35 (b) ist die Element-„Spinne“ in einer Ansicht von oben zu erkennen. Die kreisringförmige Setzkopffläche ist ersichtlich.

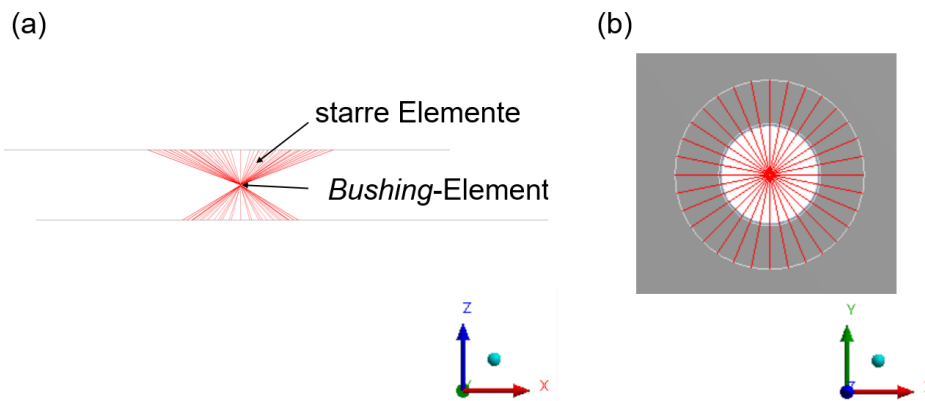


Abbildung 5.35: Modellierung des Niets durch Bushing-Element, verbunden mittels starren Element-„Spinnen“; (a) seitliche Ansicht, (b) Ansicht von oben

Die Steifigkeitswerte werden in *Ansys* unter *Arbeitsblatt* in Matrixform eingegeben. Abbildung 5.36 zeigt die entsprechende *Ansys*-Oberfläche. Dort können die Steifigkeitswerte direkt definiert werden. Die Werte können jedoch auch mittels APDL (*Ansys Parametric Design Language*)-Code als Parameter definiert werden. Das hat den Vorteil, dass diese Werte über eine Parameterstudie gesteuert und ausgewertet werden können (siehe Unterabschnitt 2.4.1). Der in Auflistung 5.1 dargestellte Code, eingefügt im *Mechanical*-Strukturbaum direkt unter der Verbindung selbst als *Command Object*, gewährleistet dies.

Steifigkeitskoeffizienten

Steifigkeit	Pro Einheit X (mm)	Pro Einheit Y (mm)	Pro Einheit Z (mm)	Pro Einheit θ_x (°)	Pro Einheit θ_y (°)	Pro Einheit θ_z (°)
ΔX -Kraft (N)	1,					
ΔY -Kraft (N)	0,	1,				
ΔZ -Kraft (N)	0,	0,	1,			
ΔX -Moment (N-mm)	0,	0,	0,	1,		
ΔY -Moment (N-mm)	0,	0,	0,	0,	1,	
ΔZ -Moment (N-mm)	0,	0,	0,	0,	0,	1,

Abbildung 5.36: Steifigkeitsmatrix des *Bushing-Elements*

```

1 TB,JOIN, _jid, , , STIFF
2 TBDATA, 1, %ARG1%
3 TBDATA, 2, 0.
4 TBDATA, 3, 0.
5 TBDATA, 4, 0.
6 TBDATA, 5, 0.
7 TBDATA, 6, 0.
8 TBDATA, 7, %ARG1%
9 TBDATA, 8, 0.
10 TBDATA, 9, 0.
11 TBDATA, 10, 0.
12 TBDATA, 11, 0.
13 TBDATA, 12, %ARG2%
14 TBDATA, 13, 0.
15 TBDATA, 14, 0.
16 TBDATA, 15, 0.
17 TBDATA, 16, %ARG3%*180/3.1415
18 TBDATA, 17, 0.
19 TBDATA, 18, 0.
20 TBDATA, 19, %ARG3%*180/3.1415
21 TBDATA, 20, 0.
22 TBDATA, 21, 1000000.*180/3.1415

```

Auffistung 5.1: APDL-Code zur Parametersteuerung von Steifigkeitswerten eines *Bushing*-Elements

Der Befehl *TB* aktiviert die Eingabe der Verbindungsparameter. *JOIN* legt fest, dass es sich um Werte für eine Verbindung („joint“) handelt. Mit *_jid* wird auf das Verbindungselement verwiesen und *STIFF* legt fest, dass die Werte der Steifigkeitsmatrix folgen. Danach folgt die Eingabe der 21 Steifigkeitswerte (symmetrische 6×6 Matrix ergibt 21 Parameter). Die Diagonaleinträge der Matrix entsprechen den Parametern 1 (Translation *x*), 7 (Translation *y*), 12 (Translation *z*), 16 (Rotation *x*), 19 (Rotation *y*) und 21 (Rotation *z*).

ARG1, *ARG2* und *ARG3* stellen die als Parameter definierten Steifigkeitswerte dar. Für die Schubsteifigkeit wurde in *x*- und *y*-Richtung der gleiche Wert gewählt (*ARG1*). Die Zugsteifigkeit (*z*-Achse) entspricht *ARG2* und die Biegesteifigkeit entspricht *ARG3* (gleich für Biegung um *x*- und *y*-Achse). Für die Torsionssteifigkeit wurde ein fixer Wert von $10^6 \text{ Nmm}/^\circ$ festgelegt.²

Die Steifigkeitswerte beziehen sich auf ein lokales Koordinatensystem, welches automatisch bei der Elementerstellung erzeugt wird. Die lokale *z*-Achse zeigt dabei immer in Richtung des Normalvektors der zuerst gewählten Fläche. Daher ist es wichtig, die Orientierung der Flächen im Vorhinein zu prüfen bzw. zu korrigieren.

Wird bei der Definition der Verbindung einmal die Setzkopffläche und einmal die

²Zur Eingabe der Biegesteifigkeitswerte sei angemerkt, dass diese im *Command Object* in der Einheit Nmm/rad erfolgt. Um, wie bei der direkten Eingabe im Arbeitsblatt, auf $\text{Nmm}/^\circ$ zu kommen, müssen die Werte mit dem Faktor $\frac{180}{\pi}$ multipliziert werden.

Schließkopffläche gewählt, so entsteht die in Abbildung 5.37 (a) dargestellte Verbindung. Das *Bushing*-Element befindet sich im Schwerpunkt der zuerst gewählten Fläche. Um ein korrektes Verhalten der Verbindung zu erhalten, muss daher die Position des *Bushing-Elements* um die halbe Blechstärke nach unten versetzt werden. Dies funktioniert in *Ansys* über den Befehl *Z-Versatz*, welcher definiert werden kann, wenn das lokale Koordinatensystem der Verbindung angewählt wird. So entsteht die in Abbildung 5.37 (b) dargestellte Verbindung. Dabei führt ein positiver Wert zu einem Versatz in die positive Richtung des Normalvektors der Fläche. Auch hier sollte daher auf die Orientierung der Flächen geachtet werden.

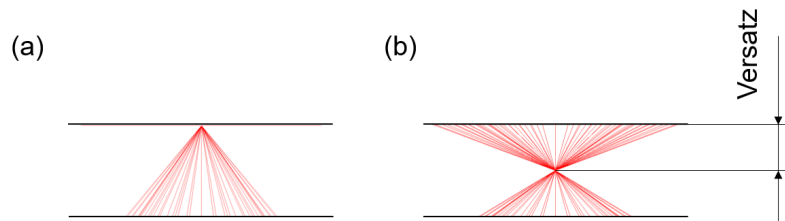


Abbildung 5.37: Versatz bei *Bushing-Elementen*; (a) ohne Versatz, (b) Versatz um halbe Blechstärke

5.7.1.1 Parameterstudie

Um die optimalen Steifigkeitswerte des *Bushing-Elements* zu bestimmen, wurden zwei Parameterstudien durchgeführt. In einer ersten Studie wurde die Schubsteifigkeit bestimmt, in der zweiten die Zug- und die Biegesteifigkeit. Abbildung 5.38 zeigt schematisch den beschriebenen Ablauf.

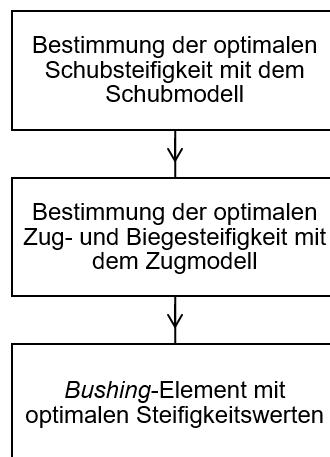


Abbildung 5.38: Schematischer Ablauf der Steifigkeitsermittlung des *Bushing-Elements*

Das Schubmodell wurde verwendet, um die richtige Schubsteifigkeit für den Niet zu ermitteln. Dabei wurden eine konstante Zugsteifigkeit von 180000N/mm und eine kon-

stante Biegesteifigkeit von $12000Nmm/^\circ$ festgelegt, da diese Parameter nur einen verschwindenden Einfluss auf die Schubsteifigkeit haben. Die Werte für die Schubsteifigkeit wurden in 500er-Schritten beginnend bei $40000N/mm$ bis $70000N/mm$ gesteigert.³ Dabei wurden für jede dieser Rechnungen (für jeden „Design Point“) die Verschiebungswerte analog zu Abbildung 5.19 ausgewertet. Da in diesem Modell starre Verbindungen verwendet werden und die Bohrung selbst daher nicht deformiert wird (siehe Unterabschnitt 2.4.3), werden nur jeweils zwei Werte ausgelesen (vorne und hinten jeweils dieselbe Verschiebung $\delta_1 = \delta_2 = \delta$).

Eine Auswertung dieser Parameterstudie ist in Abbildung 5.39 dargestellt. Darin ist auf der vertikalen Achse die prozentuale Abweichung der Verschiebung δ gegenüber dem Ergebnis des Detailmodells entsprechend

$$\Delta\delta = \frac{|\delta - \delta_{Bushing}|}{\delta} \cdot 100 \quad (5.35)$$

ingezeichnet. Auf der horizontalen Achse sind die einzelnen „Design Points“ dargestellt. Die Linie zwischen den Punkten wurde linear interpoliert. Es ist erkennbar, dass die Abweichung bis zu einer bestimmten Schubsteifigkeit sinkt und danach wieder größer wird, da der Niet dann zu steif wird (je höher die „Design Point“-Nummer, desto größer der Steifigkeitswert). Die minimale Abweichung ergibt sich bei „Design Point“ 35 bei einer Schubsteifigkeit von **58000N/mm** zu **0,32%**.

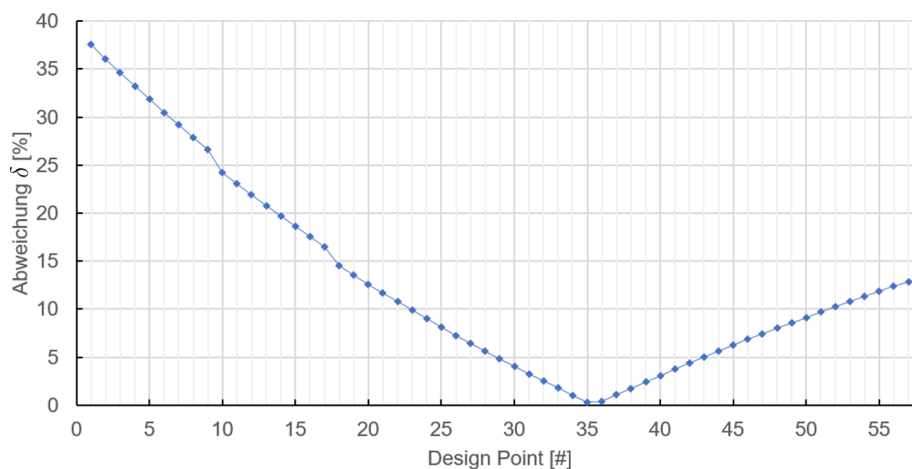


Abbildung 5.39: Auswertung der Parameterstudie des Schubmodells mit *Bushing-Niet*

Nun, da die Schubsteifigkeit bekannt ist, kann diese zur Bestimmung der Zug- bzw. Biegesteifigkeit verwendet werden. Im Zugmodell wird daher für die Schubsteifigkeit bei allen „Design Points“ der vorher ermittelte Wert von $58000N/mm$ eingegeben. Es verbleiben zwei zu variierende Parameter: die Zugsteifigkeit und die Biegesteifigkeit. Die Zugsteifigkeit wird in 10000er-Schritten beginnend bei $180000N/mm$ auf

³Da die Rechenzeit des vereinfachten Modells sehr kurz ist, wurden einige Testrechnungen durchgeführt, um ein Gefühl dafür zu bekommen, welche Größenordnung der Steifigkeitswerte benötigt wird. So wurde der für die Parameterstudie verwendete Bereich festgelegt.

250000N/mm gesteigert. Bei der Biegesteifigkeit werden 500er-Schritte verwendet, um sie von 8000Nmm/° auf 13000Nmm/° zu steigern.

Die Auswertung der Parameterstudie ist in Abbildung 5.40 ersichtlich. In der Abbildung ist wieder die prozentuale Abweichung der Verschiebung entsprechend Gleichung 5.35 über alle betrachteten „Design Points“ aufgetragen. Bei „Design Point“ 26 ist eine minimale Abweichung von 0,09% erkennbar. Die Optimierung erfolgt hier jedoch nicht nur auf die Verschiebung, sondern auch auf die Axialkraft im Niet. Diese beträgt bei diesem „Design Point“ 436N. Bei „Design Point“ 22 gibt es auch eine sehr geringe Abweichung der Verschiebung von 0,55% bei einer axialen Zugkraft von 416N. Da diese näher am Ergebnis des Detailmodells (410N) liegt, wurde dieser „Design Point“ als optimaler gewählt. Der entsprechende Zugsteifigkeitswert lautet 190000N/mm, der Biegesteifigkeitswert beträgt 13000Nmm/°.

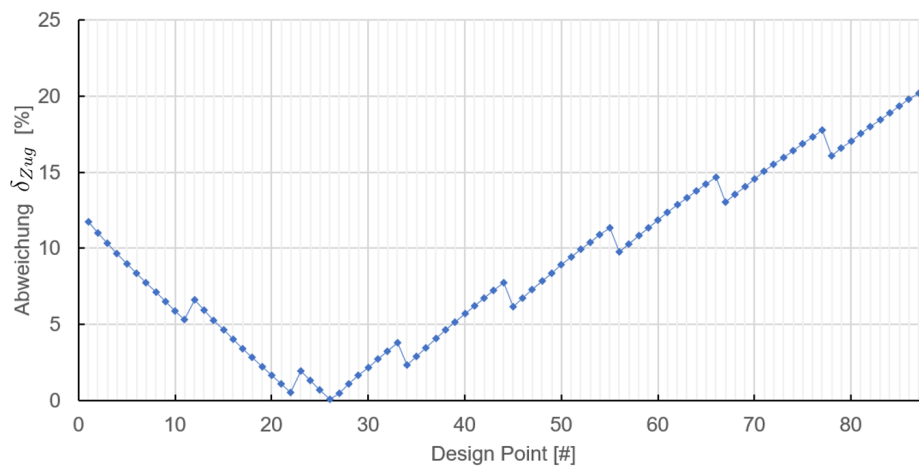


Abbildung 5.40: Auswertung der Parameterstudie des Zugmodells mit *Bushing-Niet*

5.7.2 Balkenelement

Eine weitere sehr naheliegende Möglichkeit der vereinfachten Nietmodellierung ist die Verwendung von Balkenelementen. Dabei erfolgt die Anpassung der Steifigkeit durch Änderung der Balkenlänge bzw. des Balkendurchmessers (Kreisquerschnitt). In *Ansys* gibt es zwei Möglichkeiten, einen Balken zu modellieren:

- Verwendung von Geometrielinien zur Erstellung der Balken
- Definieren einer *Balkenverbindung* (keine Geometrie notwendig)

Beide sind vom Prinzip her gleich. Es werden jeweils die Flächen gewählt, welche verbunden werden sollen. Im Fall der Nietverbindung werden hier wieder die Kopfflächen gewählt. Die Verbindung des Balkens mit der Fläche erfolgt dann je nach Auswahl starr oder verformbar (siehe Unterabschnitt 2.4.3). Bei beiden Modellierungsarten muss dem Balken ein Querschnitt und ein Material zugeordnet werden.

Abbildung 5.41 zeigt das Modell eines mittels Geometrielinie erstellten Balkens in einer

seitlichen Ansicht (a) und von oben (b). Der Balken selbst ist in Hellgrün dargestellt. Die roten Elemente stellen die „Kopplungsspinnen“ dar. In der Abbildung ist erkennbar, dass der Balken kürzer ist als der Abstand zwischen den Mittelflächen. Die Länge kann als Parameter definiert und so in einer Studie ausgewertet werden. Auch der Balkendurchmesser lässt sich als Parameter definieren (siehe Unterabschnitt 2.4.1). In der Mitte des Balkens ist ein roter Punkt erkennbar. Dieser entspricht den Kopplungsgleichungen für die aufbrachte Vorspannkraft. Wie im Detailmodell wurde hier eine Vorspannkraft von $10N$ aufgebracht. Dies ist beim *Bushing*-Element nicht möglich.

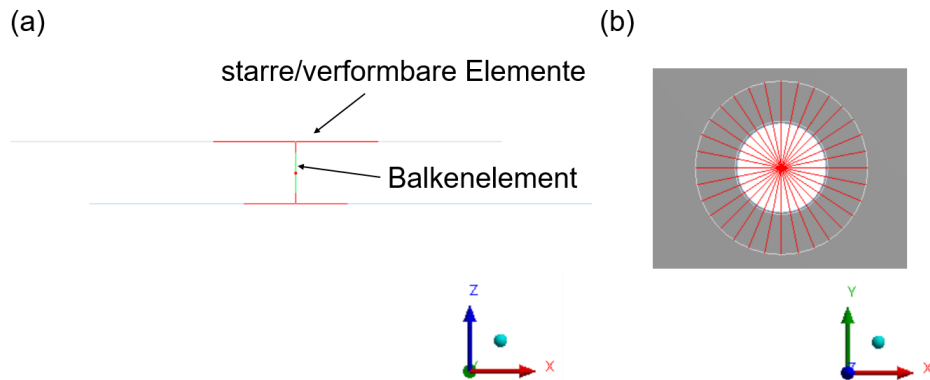


Abbildung 5.41: Modellierung des Niets durch Balkenelement, verbunden mittels starren bzw. verformbaren Element-„Spinnen“; (a) seitliche Ansicht, (b) Ansicht von oben

Abbildung 5.42 zeigt die Nietmodellierung mittels *Balkenverbindung*. Hier ist keine Erstellung der Geometrie nötig. Wie beim Geometriebalken entsprechen die roten Elemente den „Kopplungsspinnen“ und der rote Punkt in der Mitte entspricht der Vorspannung, welche hier ebenfalls aufgebracht werden kann. Der Balken selbst wird mit seinem Querschnitt in Grau dargestellt. Ein Vorteil dieser Methode ist, dass die *Balkenverbindung* mithilfe des *Object Generators* vervielfacht werden kann, was bei der

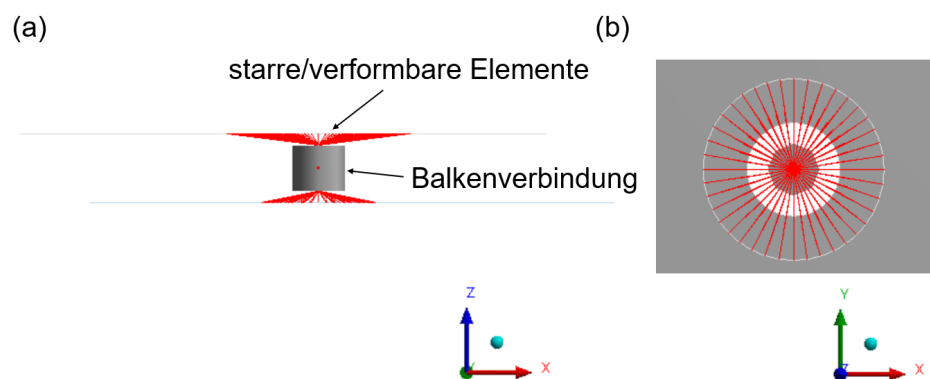


Abbildung 5.42: Modellierung des Niets durch Balkenverbindung, verbunden mittels starren bzw. verformbaren Element-„Spinnen“; (a) seitliche Ansicht, (b) Ansicht von oben

Erstellung von vielen Nieten sehr hilfreich ist (siehe Abschnitt 6.2). Ein Nachteil ist jedoch, dass der Balkendurchmesser nicht als Parameter definiert werden kann. Die Definition der Balkenlänge funktioniert auch nur indirekt über Verschiebung von Koordinatensystemen. Für Parameterstudien ist dieses Modell daher ungeeignet.

Beide Modellierungsmethoden verwenden „BEAM188-Balkenelemente“ (lineare Ansatzfunktion) bzw. „BEAM189-Balkenelemente“ (quadratische Ansatzfunktion). Das sind Standard Balkenelemente mit jeweils sechs Freiheitsgraden an den Endknoten. Beide Modelle führen auch zu denselben Ergebnissen.

5.7.2.1 Parameterstudie

Eine Parameterstudie wurde unter Verwendung eines Geometriebalkens durchgeführt, bei dem sowohl der Balkendurchmesser als auch die Balkenlänge variiert wurden. Für die Balkenlänge wurden die Werte beginnend bei 1mm in $0,2\text{mm}$ -Schritten bis 3mm gesteigert. Für jede dieser Längen wurde mit Balkendurchmessern beginnend bei $0,45\text{mm}$ bis $2,45\text{mm}$ ($0,1\text{mm}$ -Schritte) gerechnet. So ergeben sich jeweils für das Schubmodell und das Zugmodell 232 „Design Points“. Ausgewertet wurden die Verschiebungen analog zum *Bushing*-Modell und die Axialkraft beim Zugmodell. Es wurde sowohl mit starren, als auch mit verformbaren „Kopplungsspinnen“ gerechnet (siehe Unterabschnitt 2.4.3).

Die Auswertung erfolgt hier für das Schubmodell und für das Zugmodell gemeinsam in einem Diagramm. Auf der vertikalen Achse ist die prozentuale Abweichung der Verschiebung δ_{Zug} des Zugmodells und auf der horizontalen Achse die Abweichung der Verschiebung δ des Schubmodells (beide entsprechend Gleichung 5.35 mit δ_{Balken} statt $\delta_{Bushing}$) aufgetragen. Das bedeutet, dass Punkte nahe der unteren linken Ecke des Diagramms optimal sind (beide Abweichungen minimal).

Abbildung 5.43 zeigt die Ergebnisse für den Balkenniet mit starren „Kopplungsspinnen“. Dabei sind die „Design Points“ einer Balkenlänge immer in Form einer Linie (lineare Interpolation) zusammengefasst. Die Punkte der Linien entsprechen jeweils anderen Werten für den Balkendurchmesser. Es ist erkennbar, wie sich die Linien der unteren linken Ecke des Diagramms annähern und sich, nachdem sie das Optimum erreicht haben, wieder davon entfernen. Das optimale Ergebnis ist mit einer Balkenlänge von $l = 1,4\text{mm}$ (graue Linie im Diagramm) bei einem Balkendurchmesser von $d = 1,5\text{mm}$ erreichbar. Die Abweichung von δ im Vergleich zum Detailmodell beträgt hier **2,68%**, jene von δ_{Zug} beträgt **10,95%**. Die Axialkraft beim Zugmodell beträgt bei diesem „Design Point“ **506N**. Sowohl die Verschiebungswerte als auch die Reaktionskraft haben eine größere Abweichung zum Detailmodell als das *Bushing*-Modell.

Auch verformbares Verhalten der Kopplungsspinne zwischen Niet und Blech wurde ausgewertet. Die Parameter sind gleich definiert und die Auswertung erfolgt analog. Abbildung 5.44 zeigt das Ergebnisdiagramm. Es ist erkennbar, dass die Abweichungen viel größer sind als bei der Verwendung von starren Kopplungselementen.

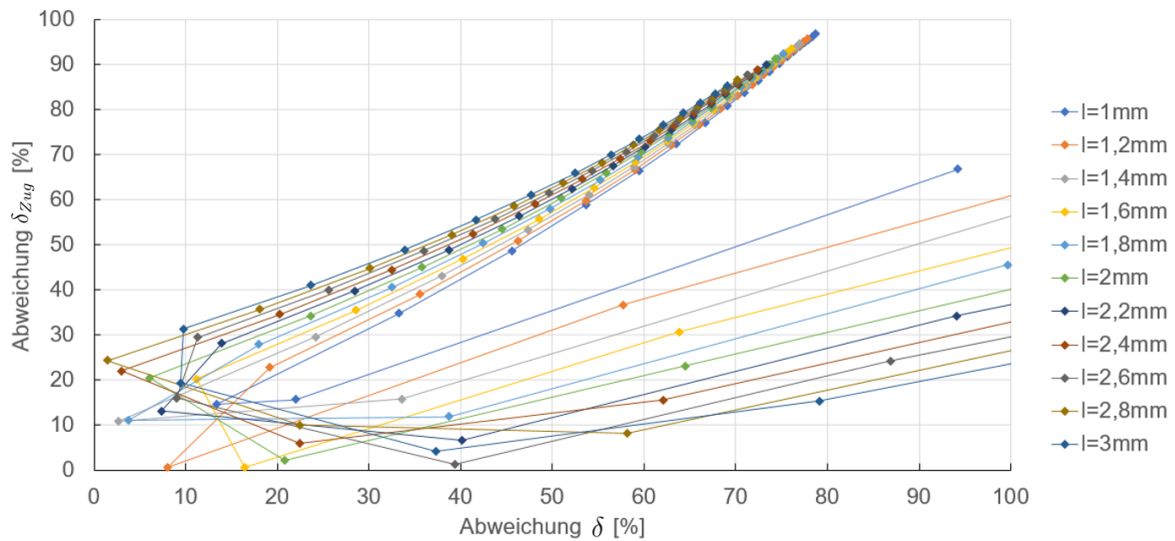


Abbildung 5.43: Auswertung der Parameterstudie des Balkenniets mit starren „Kopplungsspinnen“

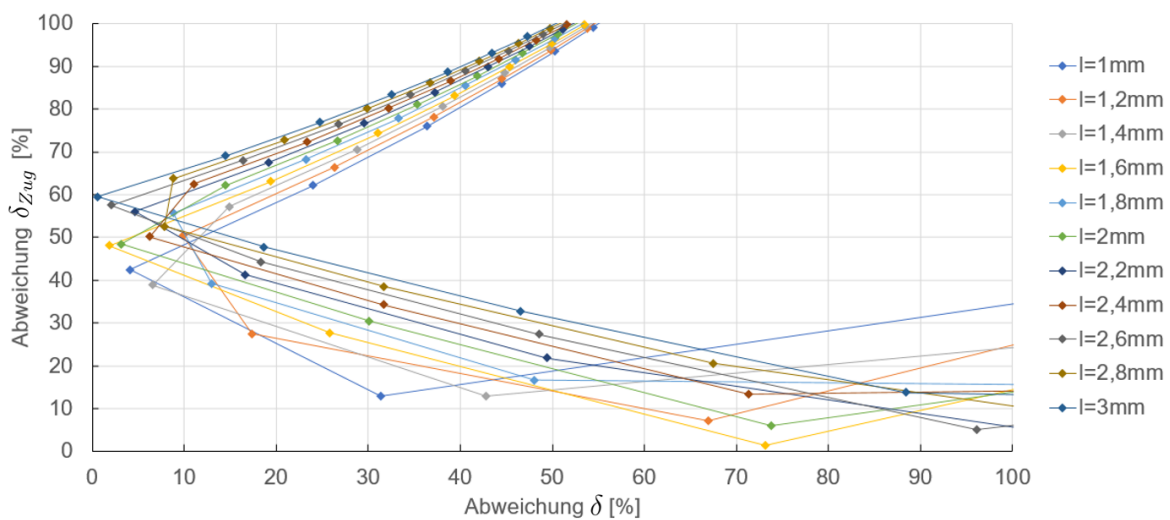


Abbildung 5.44: Auswertung der Parameterstudie des Balkenniets mit verformbaren „Kopplungsspinnen“

5.7.3 Balkenelement mit nichtlinearen Federn

Noch eine dritte Möglichkeit der Nietmodellierung wurde betrachtet. In der Realität wird zwischen dem Nietschaft und der Bohrung bei Schubbelastung nur Druck übertragen. Sowohl das *Bushing*-Element als auch das Balkenelement wurden in den vorher vorgestellten Methoden über „Kopplungsspinnen“ mit den Blechen verbunden. Diese weisen im Zug- und Druckbereich das gleiche Verhalten auf. Der gesamte Bohrungsumfang trägt daher mit, wobei in Wirklichkeit nur der auf Druck belastete Teil die Belastung überträgt.

Um genau dieses Verhalten in einem vereinfachten Modell zu erhalten, ist es möglich, ein Balkenelement über Federn, welche eine nichtlineare Federkennlinie aufweisen, mit den Blechen zu verbinden. Die Federkennlinie ist dabei so definiert, dass die Federn bei Zugbelastung sehr weich sind (keine Kraftübertragung \rightarrow „Abheben“), jedoch bei Druckbelastung sehr hart sind. So wird der Kontakt zwischen Bohrung und Nietschaft simuliert. In *Ansys* ist die Definition von nichtlinearen Federn direkt implementiert. Um nicht jede Feder einzeln modellieren zu müssen, kann der *Objektgenerator* verwendet werden (siehe Abschnitt 6.2).

Abbildung 5.45 zeigt einen so modellierten Niet in seitlicher Ansicht (a) und von oben (b). Der Balken ist in Hellgrün dargestellt und die Federn sind in Form von Spiralfedern ersichtlich.

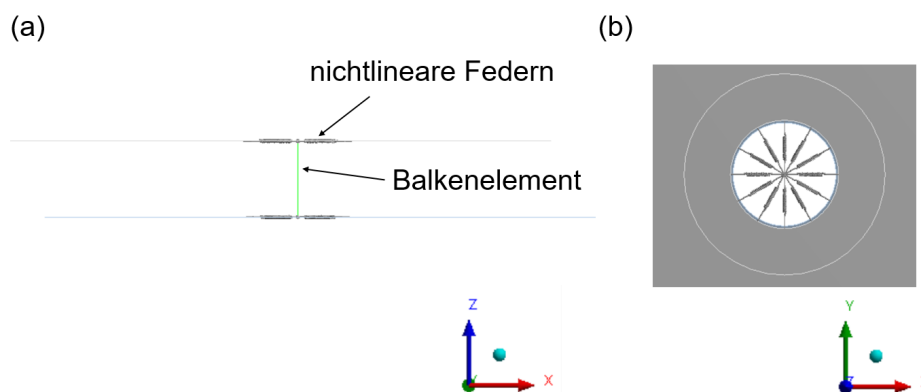


Abbildung 5.45: Modellierung des Niets durch Balkenelement, verbunden mittels nichtlinearer Federn; (a) seitliche Ansicht, (b) Ansicht von oben

Da die Federn lediglich Druck in Richtung ihrer Längsachse aufnehmen können, muss der Balken zusätzlich in vertikaler Richtung fixiert werden. Außerdem müssen die Rotationen der Randknoten des Balkenelements gesperrt werden, da die Federelemente lediglich über drei Freiheitsgrade an ihren Randknoten verfügen. Daher ist zusätzlich zu den Federn eine *Körper-Körper Verbindung* zwischen Balken und Blech nötig. In *Ansys* lässt sich eine Verbindung namens *Allgemein* definieren, bei der einzelne Freiheitsgrade gesperrt werden können. Diese wird zwischen den Kopfumfängen und den Balkenknoten definiert. Dadurch wird wieder eine „Kopplungsspinne“ erstellt, welche zusätzliche Steifigkeit ins System bringt (in der Abbildung nicht eingeblendet).

Abbildung 5.46 zeigt eine Auswertung der Druckspannungen des vereinfachten Schubmodells mit einem solchen Nietmodell. Es ist erkennbar, dass die Spannung nur im Druckbereich zwischen Bohrung und Niet erhöht ist (das untere Blech wird nach vorne gezogen \rightarrow der Niet drückt in der unteren Bohrung gegen die hintere Hälfte der Bohrung und im oberen Blech gegen die vordere Hälfte der Bohrung). Im Zugbereich kommt es zu keiner erhöhten Spannung, da die Federn hier sehr weich sind. Die erhöhte Spannung im oberen Blech hinter der dem Niet kommt durch die „Sekundärabiegung“ zustande.

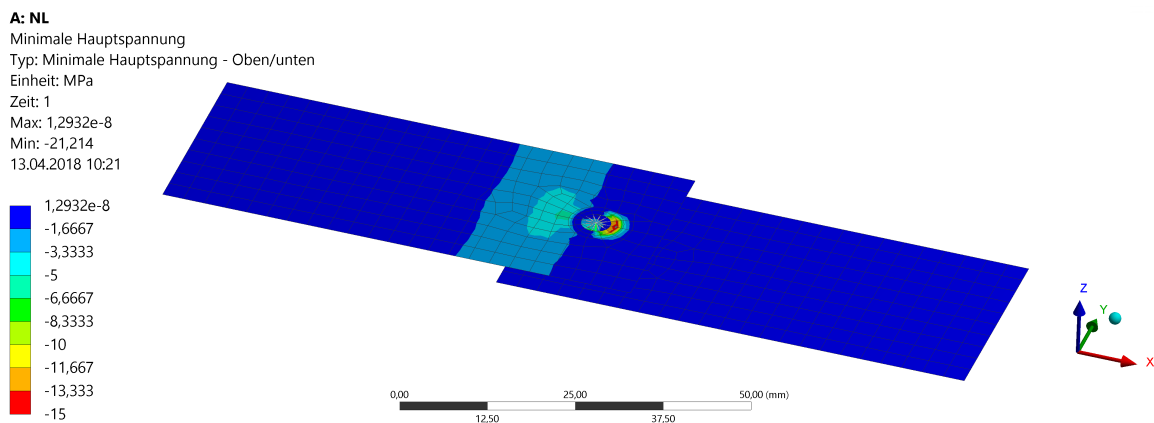


Abbildung 5.46: Druckspannungsauswertung des Balkenniets mit nichtlinearer Feder, unverformte Darstellung

Die Methode funktioniert prinzipiell. Der Umstand, dass sowohl die nichtlinearen Federn, als auch die „Kopplungsspinnen“ auf den Balken wirken, macht sie jedoch numerisch sehr problematisch. Außerdem ist es nicht das Ziel, lokale Spannungswerte auszulesen, und eine Anpassung der Steifigkeit des Balkens durch Durchmesser- und Längenänderung wäre trotzdem notwendig. Daher wurde diese Methode verworfen.

5.8 Auswahl der besten Modellierungsmethode

Aufgrund der hohen Flexibilität der *Bushing*-Elemente in Bezug auf die Steifigkeitsanpassung und der Tatsache, dass diese in der Auswertung (bezüglich des Detailmodells) genauere Werte sowohl bei der Steifigkeit als auch bei der Axialkraft lieferten, wurde diese Art der Modellierung als optimale Lösung befunden. Ein Nachteil ist die nicht modellierbare Vorspannkraft. Diese ist jedoch aufgrund der nicht exakten Erfassbarkeit (Schwankung zwischen Nieten, dynamische Belastung führt zum Setzen) ohnehin irrelevant.

Abbildung 5.47 und Abbildung 5.48 zeigen die Auswertungen der gleichen Parameterstudie, welche in Unterabschnitt 5.7.1 durchgeführt wurde (blaue Linie in den Diagrammen), in denen zwei zusätzliche Modelle enthalten sind:

- *Bushing*-Niet, setzkopfseitiges Blech hat eine Blechstärke von 4mm (grüne Linie in den Diagrammen, vergleiche Unterabschnitt 5.5.5)
- *Bushing*-Niet, Belastungskraft auf 1000N erhöht (rote Linie in den Diagrammen, vergleiche Unterabschnitt 5.5.6)

Die prozentualen Abweichungen des Modells mit einseitig erhöhter Blechstärke wurden dabei auf die in Unterabschnitt 5.5.5 dargestellten Werte bezogen, jene des Modells mit erhöhter Belastungskraft auf die Werte in Unterabschnitt 5.5.6.

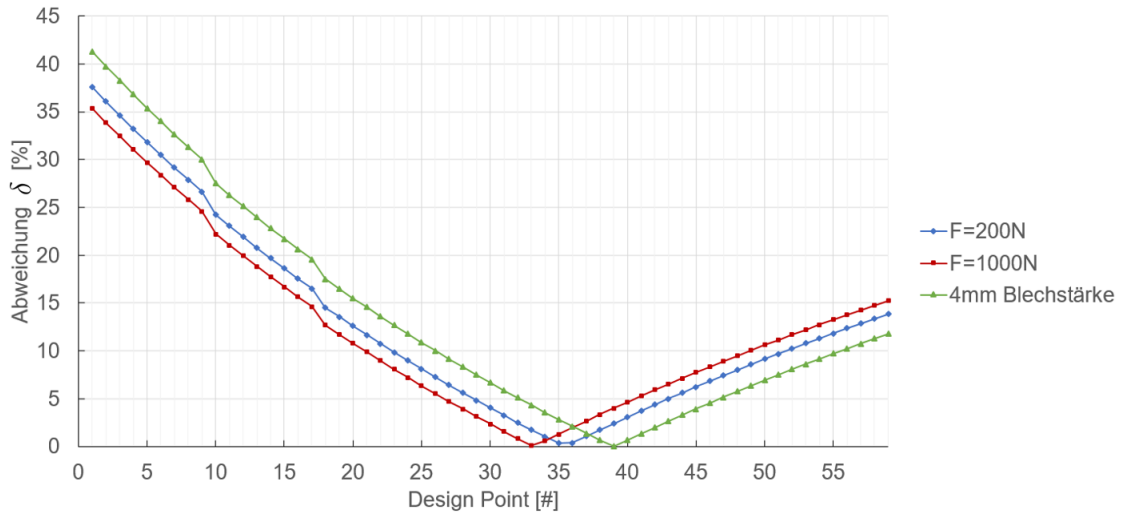


Abbildung 5.47: Vergleich der Parameterstudien der verschiedenen *Bushing*-Niet Schubmodelle

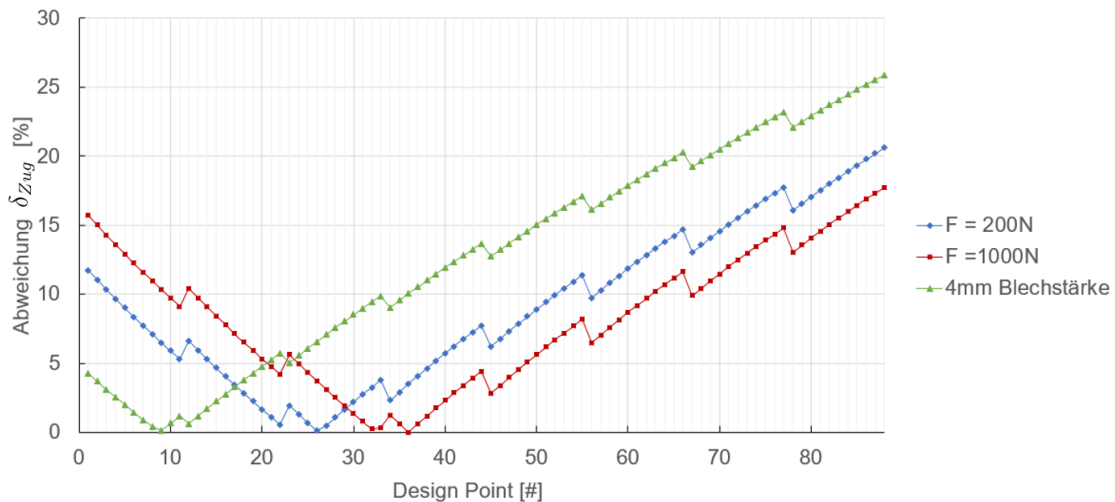


Abbildung 5.48: Vergleich der Parameterstudien der verschiedenen *Bushing*-Niet Zugmodelle

Zuerst wird das Modell mit erhöhter Blechstärke diskutiert. In den Diagrammen ist ersichtlich, dass im Zugmodell ein größerer Unterschied zum ursprünglichen Modell (blaue Linie) herrscht als im Schubmodell. Interessant ist, dass das Schubmodell „steifer“ ist als das ursprüngliche Modell (je weiter rechts im Diagramm bzw. je höher die „Design Point“-Nummer, desto größer ist die Steifigkeit), wobei das Schubmodell ein „weicheres“ Verhalten aufweist. Genauso wie vorher bei dem Modell mit zwei 3mm-Blechen, können hier die optimalen Steifigkeitswerte aus den entsprechenden „Design Points“ ausgelesen werden. Um Fehler zu minimieren, sollte dies gemacht werden. Folgende Steifigkeitswerte wurden für die Blechstärkenpaarung 4mm-3mm gefunden:

- Schubsteifigkeit: $60000N/mm$

- Zugsteifigkeit: $180000N/mm$
- Biegesteifigkeit: $12000Nmm/^\circ$
- Torsionssteifigkeit: $10^6Nmm/^\circ$

Um zu prüfen, wie gut die Nichtlinearität des Detailmodells durch das vereinfachte Modell erfasst wird, wurde auch eine Parameterstudie mit erhöhter Belastungskraft ($1000N$) durchgeführt. In den Diagrammen entspricht diese jeweils der roten Linie. Es ist auch hier erkennbar, dass beim Schubmodell die Abweichung zum ursprünglichen Modell geringer ist als beim Zugmodell. Dies lässt sich dadurch erklären, dass der Kontakt im Zugmodell einen wesentlich größeren Faktor spielt (die Laschen im Modell drücken direkt gegeneinander). Auch hier verhalten sich Schub- und Zugmodell unterschiedlich, jedoch genau umgekehrt zum Modell mit erhöhter Blechstärke: Das Schubmodell ist „weicher“ als das ursprüngliche, das Zugmodell ist „steifer“. Diese Tatsache, dass hier überhaupt eine Abweichung zum Detailmodell zustande kommt, liegt daran, dass das *Bushing*-Modell stark vereinfacht ist (keine Kontakte zwischen Niet und Blech, ...).

Im ursprünglichen Modell war beim Schubmodell der optimale „Design Point“ die Nummer 35. Beim Modell mit erhöhter Belastungskraft kommt es bei Verwendung der Steifigkeitswerte dieses „Design Points“ lediglich zu einer zwei-prozentigen Abweichung der Schubverformung. Im Zugmodell war der optimale „Design Point“ die Nummer 22. Die prozentuale Abweichung der Schubsteifigkeit ist auch hier beim Modell mit erhöhter Belastungskraft kleiner als fünf Prozent. Im Zugmodell wird eine Axialkraft von $2100N$ erreicht. Diese entspricht auch in sehr guter Näherung der im Detailmodell ausgelesen von $2040N$ (siehe Unterabschnitt 5.5.6).

Die Abweichungen werden mit erhöhter Belastung größer werden (nichtlineares Verhalten), da sich bei ersten Analysen eines genieteten Sandkastens jedoch nur Nietkräfte unterhalb von $500N$ ergaben, werden die ermittelten Steifigkeitswerte für passend befunden.

In Tabelle 5.11 sind die zu verwendenden Steifigkeitsparameter für einen Blindniet aus nichtrostendem Stahl mit $4mm$ Schaftdurchmesser für die zwei betrachteten Blechstärkenpaarungen zusammengefasst.

Tabelle 5.11: Überblick der Steifigkeitsparameter eines Blindnietes mit $4mm$ Schaftdurchmesser

Blechstärkenpaarung	Schubsteifigkeit [N/mm]	Zugsteifigkeit [N/mm]	Biegesteifigkeit [$Nmm/^\circ$]	Torsionssteifigkeit [$Nmm/^\circ$]
$3mm-3mm$	58000	190000	13000	10^6
$4mm-3mm$	60000	180000	12000	10^6

Abschließend sei angemerkt, dass die Kraftwerte, welche aus einer FE-Analyse eines Sandkastenmodells mit vereinfachten Nietmodellen erhalten werden eher als Richtwert angesehen werden sollten, die das Verhalten des Sandkastens unter Belastung widerspiegeln (Ort der maximalen Beanspruchung, Verteilung der Belastung unter den Nieten). Die Beträge sind aufgrund der mit dem Diskretisierungsprozess verbundenen Vereinfachungen und des schwer erfassbaren realen Verhaltens einer Nietverbindung mit gewissen Ungenauigkeiten verbunden. Sicherheiten sollten berücksichtigt werden. Treten Belastungen nahe der maximalen Kräfte auf, so ist eine genauere Untersuchung, z. B. mittels eines Submodells der Nietverbindung, notwendig.

6 Automatisierung der Berechnung

In *Ansys* gibt es verschiedene Möglichkeiten der Automatisierung. Einerseits können bereits vorhandene Programmfunktionen verwendet werden, um z. B. sich oft wiederholende Vorgänge zu automatisieren. Andererseits können aber auch eigene Programme geschrieben werden, welche die Berechnung erleichtern bzw. die Modellierung automatisieren. Im Folgenden werden die Automatisierungsschritte in der Reihenfolge ihrer vorgesehenen Anwendung (Geometriebearbeitung - Modellerstellung - Berechnung - Auswertung) vorgestellt.

6.1 *Spaceclaim* Skripte

Die Modellierung beginnt mit der Bearbeitung der Geometriedaten. *Ansys Spaceclaim* bietet die Möglichkeit, Funktionen, welche im Programm implementiert sind, aufzuzeichnen und wiederabzuspielen. Dies ist sehr praktisch, um sich oft wiederholende Aufgaben zu automatisieren. Bei der Programmiersprache handelt es sich um *IronPython*. Spezielle Befehle greifen auf die Funktionen von *Ansys Spaceclaim* zu. Mittels *IronPython* können diese abgeändert werden, um gewünschte Ergebnisse zu erhalten (z. B. durch Variablenberechnung, *If*-Bedingungen, *for*-Schleifen, ...). Das Aufzeichnen der Funktionen ist dabei sehr benutzerfreundlich, da so nicht alle Befehle manuell eingegeben werden müssen.

Abbildung 6.1 zeigt den in *Spaceclaim* integrierten Skript-Editor. Im oberen Eingabefeld wird der Code eingegeben, darunter befindet sich ein Ausgabefeld. Dort werden beispielsweise Fehler angezeigt, es können dort aber auch manuell Informationen hineingeschrieben werden. Ein Skript kann im Dateiformat **.scscript* abgespeichert und beispielsweise bei einem neuen Projekt wieder geladen werden.

Nun soll kurz die allgemeine Struktur des aufgezeichneten Codes beschrieben werden. Dies wird anhand eines Befehls namens „Füllen“ gemacht. Die in Auflistung 6.1 dargestellten Codezeilen entsprechen der Aufzeichnung dieses Befehls im Skript-Editor. Die Aufzeichnung jedes Befehls beginnt mit einem Kommentar, welcher den Befehl kurz beschreibt (hier: „Fuellen“). Kommentare werden durch ein #-Symbol gekennzeichnet. In der zweiten Zeile wird meist eine Variable namens *selection* definiert, welche die Elemente, die ausgewählt bzw. durch den Befehl verändert wurden, enthält. Im Fall des Beispiels wurden zwei Kanten (*Edge1* und *Edge2*) gewählt. Der große Vorteil der Aufzeichnungsfunktion ist, dass die darauf folgenden Zeilen nicht vollständig verstanden werden müssen, um mit ihnen arbeiten zu können. Es ist schließlich bekannt, was sie bewirken. Ersetzt man beispielsweise in Zeile vier in der Klammer den ersten Ausdruck *selection* (die Variable, die in Zeile zwei definiert wurde) durch eine Variable, welche andere Elemente enthält, so wird ein erneutes Ausführen des Skripts zum „Füllen“ der

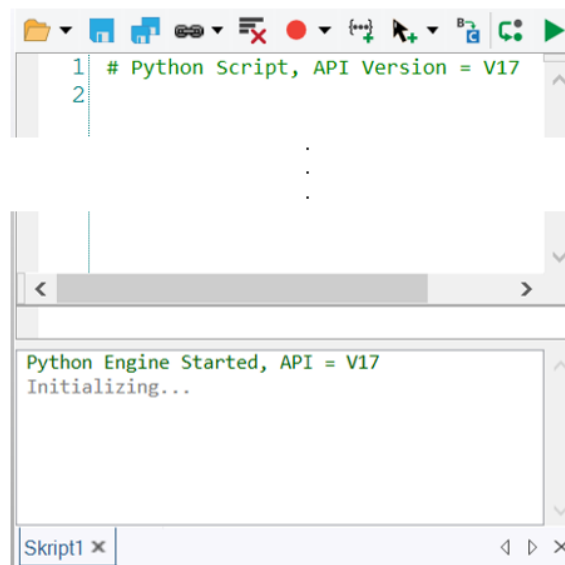


Abbildung 6.1: Skript-Editor in *Ansys Spaceclaim*

Elemente der neuen Variable führen. In *IronPython* wird nach einem Befehl immer mit einem Punkt auf den nächsten Befehl zugegriffen (z. B. *Fill.Execute*). Werden im Skript-Editor die Befehle hinter einem Punkt gelöscht, so erscheinen Vorschläge der verfügbaren Befehle. So kann man sich Schritt für Schritt nach vorne hanteln, um so Modellierungsschritte automatisieren zu können. Am Ende des aufgezeichneten Befehls wird immer der Kommentar „EndBlock“ eingefügt.

```

1 # Fuellen
2 selection = Selection.Create(Edge1, Edge2)
3 secondarySelection = Selection()
4 options = FillOptions()
5 result = Fill.Execute(selection, secondarySelection, options, FillMode
   .ThreeD, Info1)
6 # EndBlock
    
```

Auflistung 6.1: Aufgezeichnete Programmzeilen des Befehls „Fuellen“ im *Spaceclaim* Skript-Editor

Die Geometrie von Sandkästen ist i. A. sehr unterschiedlich. Es kann nur automatisiert werden, was bei allen Sandkästen gleichartig ist. Bei der Aufbereitung der Geometrie wurden daher folgende Schritte mittels eines aufgezeichneten (und dann modifizierten) Skripts automatisiert:

- Erstellung der Nietkopfflächen bei genieteten Sandkästen

- Erstellung der Scheibenaufgelächen bei den Langlöchern der Aufhängung von Sandkästen

6.1.1 Nietkopferstellung

Wie in Abschnitt 5.8 beschrieben, wurde festgelegt, dass die Niete durch *Bushing*-Elemente modelliert werden, welche die Kopfaufflächen der vernieteten Bleche miteinander verbinden. Im CAD-Modell sind lediglich die Bohrungen für die Niete enthalten. Die daraus generierten Mittelflächen weisen diese Bohrungen dann auch auf, d. h. für jede Bohrung muss eine kreisförmige Flächenunterteilung mit dem Durchmesser des Setz- bzw. Schließkopfes erstellt werden. In *Spaceclaim* kann dies beispielsweise durch eine Kreisskizze erreicht werden, welche dann auf die entsprechende Fläche projiziert wird. Das für jeden Niet durchzuführen, dauert sehr lange. Daher wurde ein Skript programmiert, welches bei Eingabe des Nietschaftdurchmessers, des Setzkopfdurchmessers und des Schließkopfdurchmessers die Bohrungen automatisch erkennt und die Flächenunterteilungen erstellt. Das Skript führt folgende Aktionen aus:

1. Im Strukturbaum von *Spaceclaim* wird das oberste Element aktiviert. So können alle Elemente darunter bearbeitet werden.
2. Oft werden einzelne Kanten (z. B. Bohrungskanten) beim Einlesen der CAD-Daten bzw. beim Generieren der Mittelflächen getrennt, sodass sie aus mehreren „Stücken“ bestehen. Um die Kanten der Bohrung korrekt auswählen zu können (die Kanten werden über die Länge selektiert und sollten daher dieselbe Länge aufweisen), werden diese Unterteilungen automatisch entfernt.
3. Automatische Auswahl der Bohrungskanten, jeweils setz- und schließkopfseitig.
4. Kontrolle, ob setz- und schließkopfseitig gleich viele Kanten erfasst wurden. Wenn dies nicht der Fall ist, wird eine entsprechende Fehlermeldung ausgegeben und das Skript wird nicht weiter ausgeführt. So wird verhindert, dass Kanten, welche zufällig die gleiche Länge wie die Bohrungskante haben, ausgewählt werden.¹
5. Die Bohrungen werden auf den entsprechenden Kopfdurchmesser vergrößert (Schritte 5–7 werden jeweils für die Setz- und die Schließkopfseite durchgeführt).
6. Nun werden die selektierten Kanten kopiert und wieder eingefügt, so werden Skizzenlinien in Form der Kopfumfänge erstellt.
7. Die Bohrungen werden wieder auf den Ursprungsdurchmesser verkleinert.
8. Die Linien werden auf die Flächen projiziert (Volumenkörper werden vorher automatisch ausgeblendet, um nicht auch darauf zu projizieren).
9. Die Volumenkörper werden wieder eingeblendet und die Skizzenlinien werden aus dem Strukturbaum gelöscht.
10. Im Ausgabefenster wird angezeigt, wie viele Niete erkannt wurden. So kann kontrolliert werden, ob alles korrekt ausgeführt wurde.

¹Bei den „überschüssigen“ Bohrungen handelt es sich i. A. um Nietlöcher von Anbauteilen, welche für die Festigkeitsberechnung irrelevant sind und daher aus dem Modell entfernt wurden. Daher können diese Bohrungen einfach entfernt und das Skript danach neu gestartet werden.

Eine entscheidende Funktion von *Spaceclaim* ist die Auswahl von gleichartigen Elementen. Im Skript wird dies zur Auswahl aller Bohrungen des gleichen Durchmessers benötigt. Der Programmbefehl dazu lautet *Powerselection* und ist in Auflistung 6.2 dargestellt. Die Kanten mit der Länge „BohrungSetz“ (entspricht dem Durchmesser) mal π (entspricht dann dem Kreisumfang) werden der Variable „AuswahlSetz“ zugeordnet. Wird in der letzten Zeile „Equal“ beispielsweise durch „LargerOrEqual“ ersetzt, so werden alle Kanten, welche gleich lang oder länger als der Bohrungsdurchmesser sind, ausgewählt. Aufgrund der in Abschnitt 5.2 beschriebenen setz- und schließkopfseitig unterschiedlichen Durchmesser der Nietlöcher können diese leicht separat ausgewählt werden.²

```
1 AuswahlSetz = PowerSelection.Edges.ByLength(MM(BohrungSetz)*math.pi ,  
2 PowerSelectOptions(True) ,  
3 SearchCriteria.SizeComparison.Equal)
```

Auflistung 6.2: „Powerselection“ im *Spaceclaim* Skript-Editor

Zuerst wurde versucht, den Prozess direkt durch Erstellen von Kreisskizzen auf die jeweilige Fläche zu automatisieren. Dazu muss jeweils in die Ebene der Bohrung gewechselt werden. Dies ist zwar über Umwege möglich (so wie es beim in Unterabschnitt 6.1.2 vorgestellten Skript durchgeführt wird), jedoch wird dann jede Bohrung nacheinander bearbeitet. Die gewählte Automatisierung erstellt alle Kopfumfänge jeweils setz- und schließkopfseitig gleichzeitig.

Weiters ließ sich der Befehl „Projizieren“, welcher eine ausgewählte Kante auf eine ausgewählte Fläche projiziert, im Skript Editor nicht aufzeichnen. Der Befehl „Eindrücken“, welcher automatisch Kanten auf deckungsgleiche Flächen projiziert, schuf hier Abhilfe.

6.1.2 Scheibenerstellung

Wie in Abschnitt 4.2 beschrieben, erfolgt die Aufhängung von Sandkästen i. A. durch Schrauben. Langlöcher dienen zum Ausgleichen der Einbautoleranzen. Zur Einspannung des FE-Modells wird die Fläche der Beilagscheibe mit entsprechendem Durchmesser auf die Fläche des Langlochs projiziert (siehe Abbildung 4.4). Um nicht für alle Schrauben diese Flächen manuell erstellen zu müssen (Skizze erstellen, projizieren), wurde auch hierfür ein Skript programmiert. Dieses erstellt nach Eingabe des gewünschten Scheibendurchmessers, der Langlochbreite und der Langlochlänge (Kreismittelpunkt zu Kreismittelpunkt) die Fläche automatisch. Vor der Ausführung des Skripts muss das gewünschte Langloch ausgewählt werden, d. h. die Erstellung der Scheibenauflageflächen erfolgt für jedes Langloch einzeln.

Es wurde auch versucht, den Prozess vollständig zu automatisieren (automatisches Erkennen aller Langlöcher). Das entsprechende Skript konnte zwar für einige Sandkästen erfolgreich ausgeführt werden, bei einigen anderen kam es jedoch zu Problemen (verschiedene Orientierung der Langlöcher, ...). Um ein allgemein anwendbares Skript zu erhalten, wurde daher der Kompromiss gemacht, dass jedes Langloch einzeln behandelt

²Um nicht irrtümlich mehr Kanten als gewollt auszuwählen, sollte die in *Spaceclaim* standardmäßig eingestellte Toleranz für die „Musterlänge“ bei der *Powerselection* von 1% auf 0,1% geändert werden.

wird.

Das Skript geht wie folgt vor:

1. Zuerst wird wieder die oberste Komponente des Strukturbaumes aktiviert, sodass alle darunterliegenden bearbeitet werden können.
2. Nun wird eine Fläche in dem ausgewählten Langloch erstellt. Diese dient dazu, dass sich beim Wechsel in die Skizzierebene der Ursprung automatisch in der Mitte des Langlochs befindet.
3. Nach einem Wechsel in die Skizzierebene (Ebene des Langlochs) wird dort im Ursprung (Mitte des Langlochs) ein Kreis mit dem eingegebenen Scheibendurchmesser erstellt.
4. Der Kreis wird auf die Fläche projiziert.
5. Die überschüssigen Flächen werden gelöscht.

Die Eingaben erfolgen direkt im Skript-Editor. Die Skripte selbst können in *Spaceclaim* benutzerdefinierten Buttons zugewiesen werden, es wurde jedoch keine Möglichkeit gefunden, wie man damit dann Benutzereingaben ermöglichen kann. Wie bereits erwähnt, lassen sich einige Befehle (z. B. „Projizieren“) nicht aufzeichnen. Daher muss man teilweise einfache Vorgänge in einer anderen Weise programmieren, um sie automatisieren zu können. Prinzipiell ist die Skript-Funktion aber ein sehr mächtiges Werkzeug. Mit etwas Grundlagenwissen zum Thema Programmieren lassen sich Skripte schreiben, die den Modellierungsaufwand erheblich reduzieren.

6.1.3 Anwendungsbeispiel

Die Anwendung der erstellten Skripte soll am Beispiel einer kleinen Baugruppe dargestellt werden. Die Baugruppe besteht aus einem Blech, an das ein Blechprofil genietet ist (siehe Abbildung 6.2 (a)). Es beinhaltet neun Niete (bzw. die entsprechenden Nietbohrungen). Das Blechprofil enthält ein Langloch. Wie beim Sandkasten soll es dort durch eine Schraube eingespannt werden.

Die Ausführung des Skripts „Nietkopferstellung“ (siehe Unterabschnitt 6.1.1) führt nach Eingabe der entsprechenden Eingabeparameter (hier: Nietdurchmesser: $4mm$, Setzkopfdurchmesser: $8mm$, Schließkopfdurchmesser: $5mm$) zu der in Abbildung 6.2 (b) dargestellten Geometrie. Die Kopfflächen (in der Abbildung orange hervorgehoben) wurden erstellt.

Die Ausführung des Skripts „Scheibenerstellung“ (siehe Unterabschnitt 6.1.2) führt nach der Definition entsprechender Eingabeparameter (hier: Scheibendurchmesser: $24mm$, Langlochbreite: $12mm$, Langlochlänge: $20mm$) zu der in Abbildung 6.2 (c) dargestellten Geometrie. Diese ist bereit dazu, die Scheibenauflagefläche (in der Abbildung orange hervorgehoben) fix einspannen zu können. Abbildung 6.2 (d) zeigt die finale Geometrie (nach Ausführung beider Skripte).

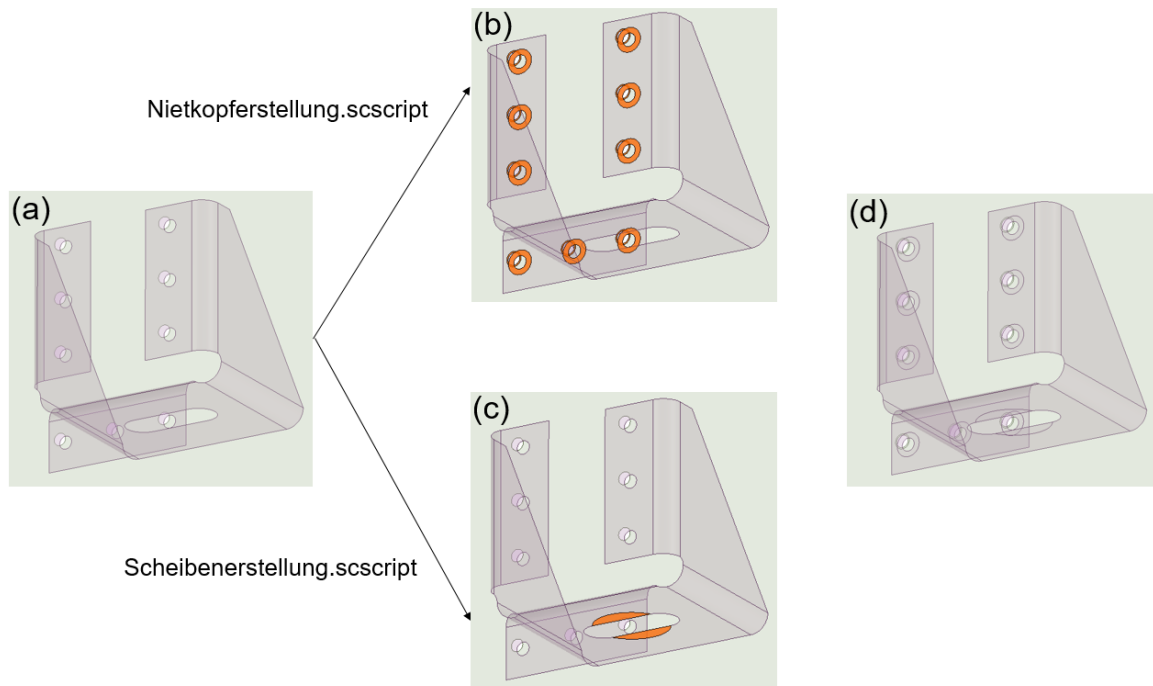


Abbildung 6.2: Beispielanwendung der programmierten *Spaceclaim*-Skripte; (a) Ausgangsgeometrie, (b) Geometrie nach der Nietkopferstellung, (c) Geometrie nach der Scheibenerstellung, (d) Finale Geometrie

6.2 Ansys Objektgenerator

Nachdem die Geometrie fertig aufbereitet wurde, folgt die Modellierung in *Ansys Mechanical*. Bei genieteten Sandkästen müssen die Nietverbindungen erstellt werden. Wie bei den Nietkopfflächen handelt es sich hier wieder um einen sehr mühsamen Vorgang, wenn dieser manuell ausgeführt wird (für jeden Niet müssen die beiden zu verbindenden Flächen ausgewählt und der Versatz des Referenzkoordinatensystems festgelegt werden, siehe Unterabschnitt 5.7.1). In *Ansys* ist der sogenannte *Objektgenerator* implementiert. Hiermit lassen sich Objekte des Strukturbaums vervielfältigen. Dazu müssen im Vorhinein *Komponenten* (siehe Abschnitt 2.3) mit den zu verbindenden Flächen erstellt werden. Um hier nicht alle Flächen manuell auswählen zu müssen, gibt es eine sehr benutzerfreundliche Methode:

1. Zuerst wird eine Komponente erstellt, welche alle Körper enthält.
2. Danach wird eine weitere Komponente erstellt. Deren Inhalt wird nicht durch eine Auswahl der Geometrie bestimmt, sondern über ein „Arbeitsblatt“. Dieses ist in Abbildung 6.3 dargestellt und entspricht einer Tabelle. Diese wird Zeile für Zeile abgearbeitet. In der ersten Zeile wird die erste Komponente (die alle Körper enthält) ausgewählt. In der nächsten Zeile erfolgt eine Konvertierung der Körper auf ihre Flächen. Danach erfolgt eine Filterung der Flächen auf jene Flächen, deren Flächeninhalt genau $35,562\text{mm}^2$ beträgt. Dies entspricht dem Flächeninhalt der Setzkopfauflegeflächen.

3. Wenn man die eben erstellte Komponente dupliziert, muss zur Auswahl der Schließkopfflächen lediglich der Flächeninhalt in Zeile 3 der Tabelle zu 6, 3998mm² geändert werden. Beide Werte beziehen sich auf das in Abbildung 6.2 beschriebene Beispiel.

	Aktion	Typ	Kriterium	Operator	Maßeinh...	Wert	Untere G...	Obere Gr...	Koordina...
<input checked="" type="checkbox"/>	Hinzufüg...	Körper	Komponente	Gleich	Nicht zut...	Alle Körper	Nicht zut...	Nicht zut...	Nicht zut...
<input checked="" type="checkbox"/>	Konverti...	Fläche	Nicht zutreff...	Nicht zut...	Nicht zut...	Nicht zut...	Nicht zut...	Nicht zut...	Nicht zut...
<input checked="" type="checkbox"/>	Filter	Fläche	Grösse	Gleich	mm ²	35,562	Nicht zut...	Nicht zut...	Nicht zut...

Abbildung 6.3: *Arbeitsblatt*-Auswahl bei Komponenten in *Ansys Mechanical*

Sind die Komponenten definiert, so kann das erste Musterobjekt erstellt werden. Im Fall der Niete ist dies eine *Körper-Körper Verbindung* mit der Eigenschaft *Lager* (*Bushing-Element*). Nach der Definition der richtigen Steifigkeitswerte (siehe Abschnitt 5.8) und des entsprechenden Versatzes des Referenzkoordinatensystems (siehe Abbildung 5.37) kann der *Objektgenerator* gestartet werden. Dieser verlangt zur Vervielfältigung von Verbindungen folgende Eingaben:

- Jeweils eine Komponente für „Referenz“ und „Mobil“ (die Flächenpaare, welche miteinander verbunden werden sollen; „Master und Slave“).
- Minimaler und maximaler Schwerpunktabstand, in dem Flächenpaare gesucht werden sollen. Der Schwerpunktabstandsbereich kann entsprechend gewählt werden, sodass Nietverbindungen jeweils für nur eine Blechstärkenpaarung erstellt werden (so können jeweils unterschiedliche Steifigkeitswerte und Versatz-Werte zugeordnet werden).³

Nun kann die automatische Erstellung der Niete gestartet werden. Die Komponentenerstellung mittels „Arbeitsblatt“ kann auch verwendet werden, um alle Kanten der Nietlöcher bzw. Kopfumfänge zu erfassen und ihnen so beispielsweise eine bestimmte Elementgröße zuzuordnen.

In *Ansys* können die so erstellten Verbindungen „sequentiell umbenannt“ werden. Ein Basisname (z. B. Blindniet) wird definiert und eine Laufnummer dann automatisch angefügt.

Abbildung 6.4 zeigt ein Sandkastenmodell nach der Erstellung aller Niete mithilfe des *Objektgenerators*. Die „Kopplungsspinnen“ der für die Niete verwendeten *Bushing-Elemente* sind in Rot dargestellt. Diese scheinen durch alle Flächen durch. Im Modell sind auch die „Kopplungsspinnen“ der als Punktmassen modellierten Anbauteile dargestellt. In diesem Sandkasten sind 98 Niete vorhanden. All diese manuell zu erstellen, wäre sehr aufwendig.

³Wichtig ist hier anzumerken, dass bei der Eingabe von Gleitkommazahlen im Objektgenerator als Dezimaltrennzeichen ein Punkt verwendet werden muss. Bei sämtlichen anderen Eingaben in *Ansys* wird hierfür ein Komma verwendet.

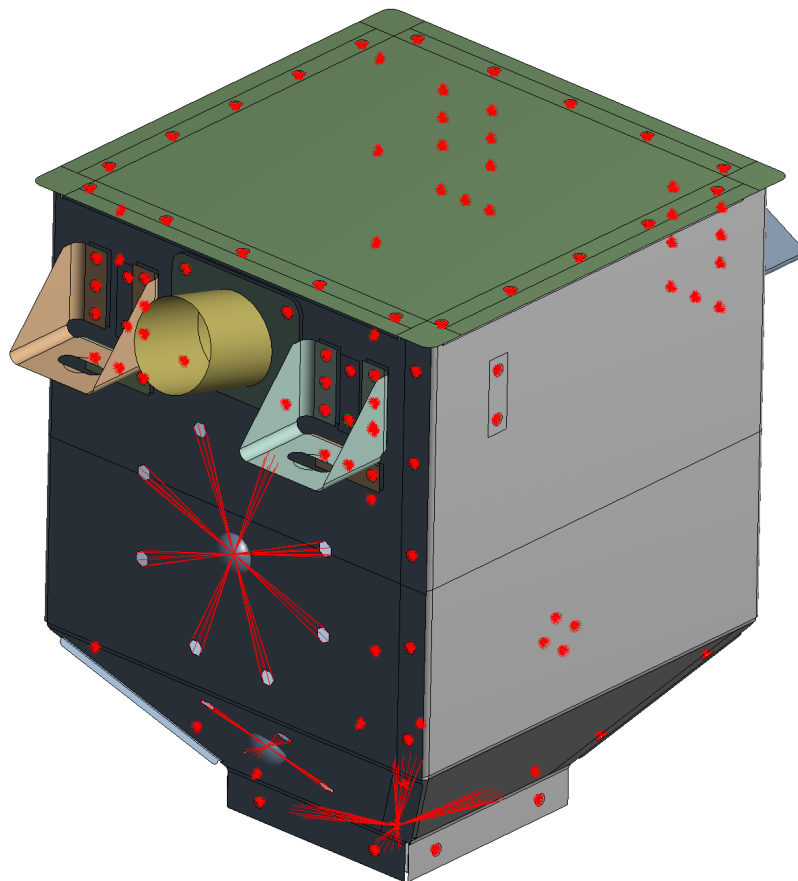


Abbildung 6.4: Modell eines genieteten Sandkastens, „Kopplungsspinnen“ der *Bushing*-Elemente in Rot dargestellt

6.3 ACT - Ansys Customization Toolkit

Eine weitere Möglichkeit, *Ansys* zu automatisieren, stellt das *Ansys Customization Toolkit* (ACT) dar. Damit können eigene Symbolleisten programmiert werden. Als Programmiersprache kommt wie in *Spaceclaim* wieder *IronPython* zum Einsatz. Eine ACT-Erweiterung besteht grundsätzlich aus zwei Dateien:

- **xml-Datei:** Diese definiert die Symbolleiste. Folgendes wird festgelegt:
 - Wo ist die Symbolleiste zu sehen (*Mechanical*, *Workbench*)?
 - Welche Buttons enthält sie?
 - Welche Funktionen haben die Buttons?
 - Wann wird eine Funktion aufgerufen?
 - Welche Icons gehören zu welchen Buttons bzw. welche Beschreibung wird bei den einzelnen Buttons angezeigt?
- **py-Datei:** In dieser Datei werden die in der *xml*-Datei aufgerufenen Funktionen definiert.

Die *xml*-Datei ist sehr benutzerfreundlich aufgebaut. Es bietet sich an, eine bereits vorhandene Datei einer anderen Erweiterung zu verwenden, anstatt den gesamten Inhalt neu zu schreiben. In Auflistung 6.3 ist der grundsätzliche Aufbau der *xml*-Datei dargestellt. In jeder Zeile wird ein *xml-Schlagwort* definiert. Dabei handelt es sich z. B. in der ersten Zeile um `<extension>`. Mit jeder Einrückung wird auf die darunterliegende Ebene eingegangen. Zum Schluss wird das *xml-Schlagwort* durch `</extension>` wieder „geschlossen“.

In der ersten Zeile wird die Version (1) und der Name der Erweiterung (*DemoExtension*) festgelegt. Die zweite Zeile wird von *Ansys* selbst generiert. Die darin stehende Nummer ist für jede Erweiterung einzigartig. Haben zwei Erweiterungen die gleiche Nummer, so wird nur eine der beiden aufgerufen. In der dritten Zeile wird festgelegt, dass der Name der *py*-Datei der Erweiterung *main.py* lautet. Danach wird definiert, dass die Erweiterung in *Mechanical* aufgerufen wird. `<images>` legt fest, wie der Ordner, in dem sich die Icons für die Buttons befinden, heißt (*DemoImages*). In der sechsten Zeile wird die Symbolleiste definiert. Der Name und der Text, welcher bei der Symbolleiste zu sehen ist, werden hier eingegeben. Eine Ebene darunter, in Zeile sieben, werden die Buttons definiert (Name und Icon). Kopiert man die Zeilen sieben bis elf und fügt sie direkt unter Zeile elf wieder ein, so erhält man einen zweiten Button. Im Button selbst wird durch sogenannte *callbacks* festgelegt, dass die Funktion *DemoFunction* bei einem Klick (`<onclick>`) auf den Button ausgeführt wird. In den Zeilen darunter werden die *xml-Schlagworte* „geschlossen“.

```

1 <extension version="1" name="DemoExtension">
2   <guid shortid="DemoExtension">40D93914-EC1A-407C-8F23-01AA84B621DB</
   guid>
3   <script src="main.py" />
4   <interface context="Mechanical">
5     <images>DemoImages</images>
6     <toolbar name="DemoToolbar" caption="DemoToolbar">
7       <entry name="DemoButton" icon="DeomIcon">
8         <callbacks>
9           <onclick>DemoFunction</onclick>
10        </callbacks>
11      </entry>
12    </toolbar>
13  </interface>
14 </extension>

```

Auflistung 6.3: Struktur der *xml*-Datei einer *ACT*-Erweiterung

Die *xml*-Datei kann noch zusätzliche Einträge haben, die benötigt werden, um beispielsweise benutzerdefinierte Ergebnisse in *Mechanical* einzufügen. Da dies für die in dieser Arbeit erstellten Erweiterungen nicht benötigt wurde, wird nicht weiter darauf eingegangen.

Damit die im eben besprochenen Beispiel definierte Erweiterung auch funktioniert, muss eine *py*-Datei erstellt werden, in der die Funktion *DemoFunction* definiert wird. Auflistung 6.4 zeigt eine Beispielfunktion, welche eine neue Kraft in den Strukturbaum von *Mechanical* einfügt. Diese Kraft wird einer Variable zugeordnet (*force*),

welche beispielsweise verwendet werden könnte, um die Komponenten der Kraft im Programmcode zu definieren.⁴

```
1 def DemoFunction(currentAnalysis):  
2 # Einfuegen einer neuen Kraft in den Strukturbaum  
3 force = currentAnalysis.AddForce()
```

Auflistung 6.4: Definition einer Funktion in der *py*-Datei einer *ACT*-Erweiterung

Bei den meisten Funktionen, die programmiert wurden, gibt es nur einen Parameter (in Klammern nach dem Funktionsnamen) namens *currentAnalysis*. Um beispielsweise eine Kraft einzufügen, muss mittels des Programmcodes auf den Strukturbaum in *Mechanical* zugegriffen werden. Dies erfolgt über den in Auflistung 6.5 dargestellten Befehl.

```
1 ExtAPI.DataModel.Project.Model.
```

Auflistung 6.5: Befehl zum Zugreifen auf den Strukturbaum mittels *Python*

Dem Befehl folgt beispielsweise *CoordinateSystems*, wenn auf die Koordinatensysteme zugegriffen werden soll, oder *Analyses[0].Solution*, wenn auf die Lösungsobjekte im Strukturbaum zugegriffen werden soll. *Analyses[0]* wird benötigt, um zu definieren, welche Analyse aufgerufen werden soll. Wurde beispielsweise eine Modalanalyse, gefolgt von einer statisch-mechanischen Analyse, durchgeführt, so würde über *Analyses[0]* auf die Modalanalyse und über *Analyses[1]* auf die statisch-mechanische Analyse zugegriffen werden. Der Parameter *currentAnalysis* entspricht genau diesem Code (*ExtAPI.DataModel.Project.Model.Analyses[x]*), wobei für die Analysenummer *x* die der momentan im Strukturbaum ausgewählten Analyse verwendet wird.

Die Befehle zur Modifizierung des Strukturbaumes können direkt in *Mechanical* in der *ACT*-Konsole getestet werden. Diese ist in Abbildung 6.5 dargestellt. Im unteren Bereich befindet sich das Eingabefeld. Im Feld darüber werden ausgeführte Befehle und Fehler angezeigt. Die Konsole ist sehr benutzerfreundlich. Bei der Eingabe eines Punktes nach einem Befehl werden die verfügbaren darauffolgenden Befehle mit einer kurzen Beschreibung angezeigt. Dies ist auch in der Abbildung ersichtlich. So kann trotz mangelnder Dokumentation der verfügbaren Befehle gut gearbeitet werden. Eine Funktion zum Aufzeichnen ausgeführter Befehle fehlt leider.

6.3.1 Symbolleiste: „Sandkastenberechnung“

Mittels *ACT* wurde die in Abbildung 6.6 dargestellte Symbolleiste für die Berechnung von Sandkästen programmiert. Diese enthält insgesamt 15 Buttons, welche alle die Modellierung und Auswertung von Sandkästen automatisieren und somit erleichtern. In der Abbildung ist eine kurze Beschreibung der Buttons unterteilt in Gruppen dargestellt. Oberhalb der Symbolleiste sind die Buttons durchnummeriert. Die Reihenfolge

⁴Zur **.py*-Datei sei angemerkt, dass diese keine Umlaute enthalten darf, da dies zu Fehlermeldungen führt. Selbst in Kommentaren (auch hier durch ein *#*-Symbol gekennzeichnet) dürfen keine Umlaute vorkommen.

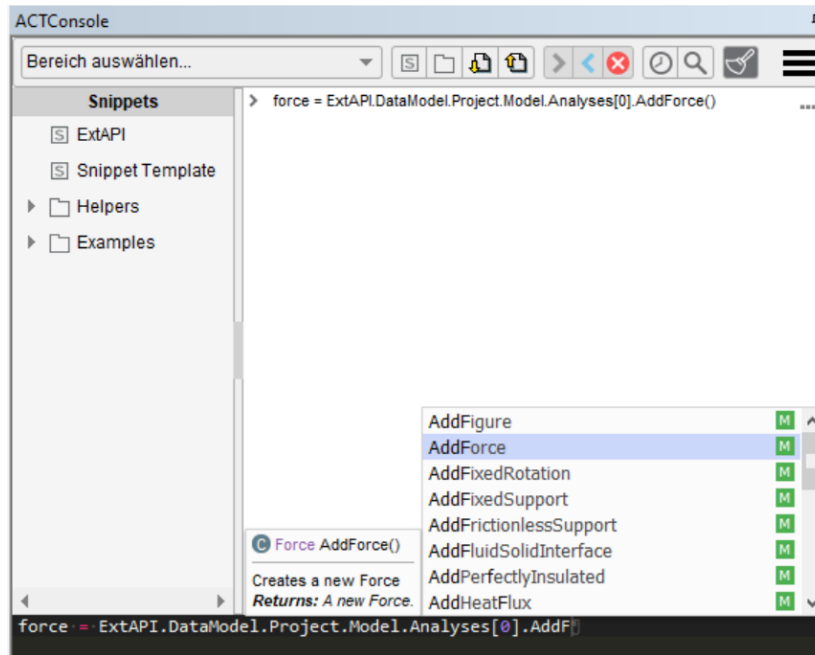


Abbildung 6.5: ACT-Konsole in Mechanical

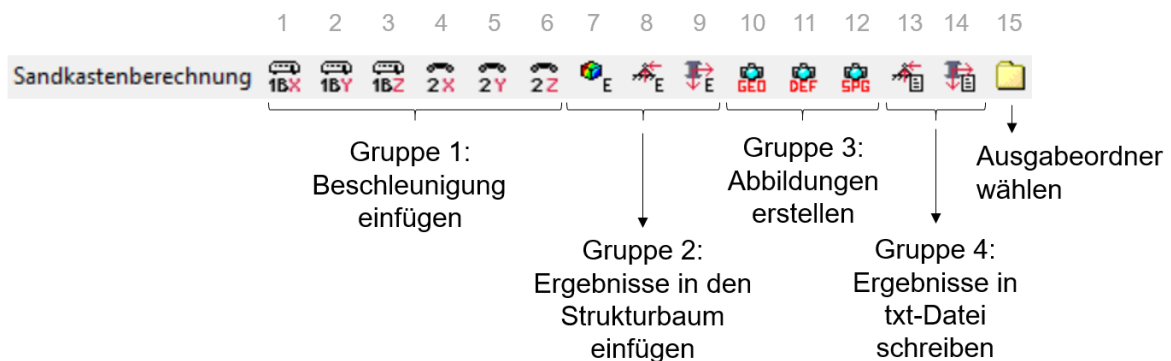


Abbildung 6.6: Die mittels ACT programmierte Symbolleiste „Sandkastenberechnung“ in Mechanical

von links nach rechts entspricht auch jener, in der die Buttons angewendet werden sollten (mit Ausnahme des letzten Buttons).

Die ersten sechs Buttons („Gruppe 1“) erstellen die Sandkastenbelastung in Form einer Beschleunigung entsprechend der Norm [3] (siehe Kapitel 3). Die nächsten drei Buttons („Gruppe 2“) fügen jeweils benötigte Ergebnisse in den Strukturbaum ein, sodass dies nicht manuell erledigt werden muss. Rechts daneben sind weitere drei Buttons mit einem Kamera Symbol ersichtlich („Gruppe 3“). Diese dienen zur automatischen Erstellung von Abbildungen der Geometrie bzw. der Ergebnisse. In den beiden Symbolen rechts davon („Gruppe 4“) ist ein Blatt Papier erkennbar. Mithilfe dieser Buttons werden relevante Ergebnisse in Textdateien (*.txt) geschrieben. Der letzte Button (Ordner-Symbol) dient der Festlegung des Ausgabeordners für die erstellten Abbildungen und Textdateien.

6.3.1.1 Gruppe 1: Erstellung der Sandkastenbelastung

Wie bereits erwähnt, erstellen die ersten sechs Buttons der Symbolleiste jeweils ein Belastungsobjekt im Strukturbaum von *Mechanical*. Der Unterschied zwischen den einzelnen Buttons liegt in der Orientierung der vertikalen Achse und in der Kategorie der Sandkastenaufhängung (und somit der Belastungshöhe, siehe Kapitel 3). Es wurden für die Kategorie 1B (Aufhängung am Wagenkasten) und für die Kategorie 2 (Aufhängung am Drehgestell) jeweils drei Buttons für die x-, y- und z-Achse als vertikale Achse programmiert. Direkt am Icon der Buttons ist dabei erkennbar, welcher wofür dient. Ein Klick auf einen dieser Buttons setzt zuerst die Lastschrittzahl auf sechs und definiert dann die Belastungstabelle entsprechend Tabelle 3.4 bzw. Tabelle 3.5, wobei die Einträge der Tabellen abhängig von der vertikalen Achse verschoben sind. Der erste bzw. vierte Lastfall entspricht immer der vertikalen Belastung. Abbildung 6.7 zeigt beispielsweise die erstellten Lastfälle für Kategorie 1B mit der z-Achse als vertikaler Achse (dritter Button). Die ersten drei Lastfälle entsprechen den quasi-statischen Dauerfestigkeits-Lastfällen, die letzten drei den Schock-Lastfällen.

Handelt es sich beim Analysetyp der aktuellen Analyse nicht um eine statisch-mechanische Analyse, so wird eine entsprechende Fehlermeldung ausgegeben.

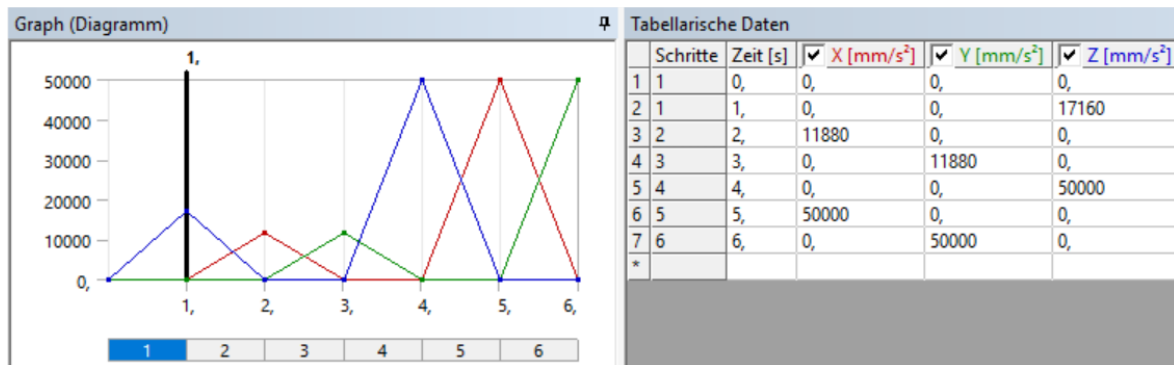


Abbildung 6.7: Durch Button 3 eingefügte Belastung für den Sandkasten (Kategorie 1B, vertikale Achse ist z-Achse)

6.3.1.2 Gruppe 2: Ergebniserstellung

Im Folgenden wird die zweite Gruppe von Buttons beschrieben (Button 7-9). Diese fügen Ergebnisobjekte in den *Mechanical*-Strukturbaum ein. Das *E* im Icon der Buttons steht dabei für „Einfügen“.

Der siebte Button fügt bei einer statisch-mechanischen Analyse die Gesamtverformung und die *von Mises* Vergleichsspannung für alle definierten Lastfälle ein. Handelt es sich um eine Modalanalyse, so werden nur die Gesamtverformungen für alle Modes ausgewertet. Der Lastfall (bzw. der Mode bei einer Modalanalyse) wird jeweils bei der Benennung der Ergebnisobjekte im Strukturbaum berücksichtigt.

Der achte Button erstellt eine Kraftstichprobe für alle „Fixierten Lagerungen“ (Einspannungen) im Modell. Da Sandkästen i. A. durch Schraubenverbindungen mit Langlöchern gelagert werden (siehe Abschnitt 4.2), sollen die aus der Belastung resultierenden Schraubenbelastungen ermittelt werden (Lagerkräfte). Die Langlöcher eines Sandkastens können unterschiedliche Orientierungen haben (horizontal, vertikal). Von Interesse sind immer die Axialkraft der Schraube (normal zur Ebene des Langlochs) und die Schubkraft (Resultierende der beiden anderen Komponenten). Um eine von der Lage der Langlöcher unabhängige Auswertung zu erhalten, wird für jede „Fixierte Lagerung“ im Strukturbaum ein lokales Koordinatensystem erstellt, bei dem die z-Achse dem Normalvektor der Fläche des Langloches entspricht. Danach wird eine Kraftstichprobe eingefügt, welche sich jeweils auf dieses lokale Koordinatensystem bezieht.

Für jede Schraube muss eine eigene „Fixierte Lagerung“ erstellt werden. Werden im Modell keine „Fixierten Lagerungen“ gefunden, so wird eine entsprechende Fehlermeldung ausgegeben.

Um die Lagerkräfte auslesen zu können, muss in den Analyseeinstellungen bei der Ausgabeeinstellungen die Ausgabe der Knotenkräfte aktiviert sein. Da dies standardmäßig in *Ansys* nicht der Fall ist, wird die Ausgabe bei der Betätigung des Buttons automatisch aktiviert.

Zur Definition der z-Achse der lokalen Koordinatensysteme wird ein *JScript*-Befehl verwendet, da noch keine direkte Möglichkeit dazu in *ACT* implementiert ist. Bei *JScript* handelt es sich um eine Programmiersprache, mit der *Ansys* ebenfalls automatisiert werden kann. Eine vollständige Dokumentation (z. B. der verfügbaren Befehle/Funktionen) steht hierfür nicht zur Verfügung. Die Befehle, die in diesem Button benötigt werden, wurden direkt vom Supportteam von *Ansys* bereitgestellt.

Sind in der „Fixierten Lagerung“ Elemente enthalten, die keine Flächen sind (z. B. Kanten), so wird eine Fehlermeldung ausgegeben.

Der letzte Button der Gruppe 2 (9) dient der Erstellung der Nietkraftstichproben. Bei genieteten Sandkästen sind die in den Nieten wirkenden Axial- und Schubkräfte von Interesse. Durch die i. A. große Anzahl von Nieten und die sechs Lastfälle, wäre eine manuelle Erstellung der Stichprobenobjekte sehr mühsam. Ein Klick auf den neunten Button führt zur Erstellung von Kraftstichproben für alle Verbindungen mit der Eigenschaft „Bushing“ im Modell, jeweils für alle Lastfälle.

Bei der Erstellung von Verbindungen wird in *Ansys* automatisch ein lokales Koordinatensystem erstellt, bei dem die z-Achse der Längsrichtung der Verbindung entspricht (z. B. Vektor zwischen den Schwerpunkten zweier verbundener Flächen). Beim Bezug der Kraftstichprobe auf eine Verbindung wird auch automatisch dieses lokale Koordinatensystem als Bezug gewählt. Daher können auch hier einfach Axial- und Schubkräfte getrennt ausgewertet werden. Werden im Modell keine „Flächenverbindungen“ (keine *Bushing*-Elemente) gefunden, so wird eine entsprechende Fehlermeldung ausgegeben.

Handelt es sich beim aktuellen Analysetyp um einen ungültigen, so werden ebenfalls entsprechende Fehlermeldungen ausgegeben.

6.3.1.3 Gruppe 3: Abbildungserstellung

Diese Gruppe ist die erste der Symbolleiste, welche zur Auswertung der Analyse dient. Die Buttons 10-12 ermöglichen es, automatisch Bilder der Ergebnisse als *png*-Datei zu exportieren. Da Form und Größe von Sandkästen von Modell zu Modell sehr stark variieren, kann keine fixe Ansicht gewählt werden, in der für alle Sandkästen alles Wichtige ersichtlich ist. Daher wird der in *Ansys* implementierte *Ansichtsmanager* verwendet. Abbildung 6.8 zeigt das Fenster des *Ansichtsmanagers*. Es lässt sich die aktuelle Ansicht einfach als *Ansichtx* definieren. *x* stellt dabei eine automatische Nummerierung dar. Diese Ansichten können auch als *xml*-Datei exportiert und in späteren Modellen wieder importiert werden.



Abbildung 6.8: *Ansichtsmanager* in *Ansys Mechanical*

Der Programmcode der Buttons der Gruppe 3 greift auf die in diesem *Ansichtsmanager* definierten Ansichten zu. Die Abbildungen werden jeweils in allen definierten Ansichten erstellt. Sind keine Ansichten definiert, so wird eine entsprechende Fehlermeldung ausgegeben.

Außerdem wird standardmäßig für die Bildausgabe in *Ansys* lediglich die Bildschirmauflösung verwendet. Mithilfe eines *JScript*-Befehls wurde erreicht, dass die Funktionen der Buttons dieser Gruppe auf die Auflösungseinstellungen in den *Mechanical* Einstellungen unter *Bericht* zugreifen. Dort kann sowohl eine Höhe als auch eine Breite in Form der Pixelanzahl definiert werden. Außerdem gibt es die Option „Hochauflösende Druckqualität“, mithilfe der nicht nur die Auflösung erhöht wird, sondern auch die Legende und das Koordinatensystem entsprechend vergrößert werden.

Der erste Button der Gruppe (10) erstellt Abbildungen der Geometrie. Der zweite Button (11) erstellt Plots der Gesamtverformung und der dritte Button (12) erstellt Plots der *von Mises* Vergleichsspannung. Es wird jeweils die aktuelle Einstellung für beispielsweise die Hintergrundfarbe oder die Anzeige des FE-Netzes übernommen. Die Plots werden automatisch nach ihrem Inhalt (Gesamtverformung, Vergleichsspannung) und der entsprechenden Lastfallnummer (bzw. Modenummer) benannt.

Wird eine Modalanalyse ausgewertet, so werden nicht die im *Ansichtsmanager* gespeicherten Ansichten verwendet, sondern für jeden Mode jeweils eine Ansicht von vorne, von oben und von rechts. Dies hat den Grund, dass im Vorhinein nicht klar ist, in welcher Ansicht die Schwingungsform der einzelnen Modes am besten ersichtlich ist. Nicht benötigte Bilder können dann einfach gelöscht werden. Die Verformungsplots einer Modalanalyse haben lediglich eine qualitative Bedeutung und keine quantitative. Daher wird die Legende bei diesen Plots automatisch ausgeblendet.

Zum Speichern der Plots wird, wie bereits vorher, ein *JScript*-Befehl verwendet, da keine direkte Möglichkeit dazu in *ACT* implementiert ist.

Handelt es sich bei der aktuellen Analyse um eine ungültige, so wird eine entsprechende Fehlermeldung ausgegeben. Dies geschieht auch, wenn keine entsprechenden Lösungsobjekte im Strukturbaum gefunden werden oder die Analyse noch nicht gelöst wurde. Nach erfolgreicher Ausgabe der Plots wird eine Meldung mit dem Pfad der exportierten Plots ausgegeben.

6.3.1.4 Gruppe 4: Kraftausgabe in *txt*-Datei

Die letzte Gruppe dient zur Ausgabe der Kraftreaktionen in *txt*-Dateien. Diese können dann mit *Microsoft Excel* weiterverarbeitet werden.

Der dreizehnte Button der Symbolleiste wertet für jede „Fixierte Lagerung“ die Reaktionskräfte in den Schock-Lastfällen (4, 5 und 6) aus und schreibt jeweils den maximalen Wert der Schubkraft (Resultierende aus x- und y- Komponente) und der Axialkraft in eine *txt*-Datei namens „Lagerkraefte.txt“. Zusätzlich wird jeweils der Lastfall, in dem der maximale Wert erreicht wird, in die *txt*-Datei geschrieben.

Der vierzehnte Button wertet die Reaktionskräfte der Nieten im Modell für alle Lastfälle aus. Diese werden ebenfalls in eine *txt*-Datei namens „Nietkraefte.txt“ geschrieben.

Beim Zugreifen auf die Kraftwerte in den Lösungsobjekten ist hier aufgefallen, dass dies nicht direkt möglich ist. Im Programmcode funktioniert der Zugriff über den Strukturbaum entsprechend Auflistung 6.5. Hat man beispielsweise eine Verbindungsstichprobe ausgewählt, so wird kein Befehl zum Auslesen der Kraftkomponenten in x-, y- und z-Richtung vorgeschlagen. Das Problem wurde durch den Zugriff auf die „Internal Objects“ des Lösungsobjekts behoben. An den „Internal Objects“ arbeiten die Entwickler teilweise noch, d. h. die in der *ACT*-Konsole dargestellte Beschreibung ist nicht immer korrekt. Greift man bei einer Kraftstichprobe auf die „Internal Objects“ *DeformationXAxis*, *DeformationYAxis* und *DeformationZAxis* zu, so erhält man die Komponenten der Reaktionskraft.

Befinden sich im Strukturbaum keine entsprechenden Lösungsobjekte oder handelt es sich bei der aktuellen Analyse um eine ungültige, so wird eine Fehlermeldung ausgegeben. Auch wenn die Analyse noch nicht gelöst wurde, scheint eine Fehlermeldung auf. Nach erfolgreicher Ausgabe der *txt*-Datei wird eine Meldung mit dem entsprechenden Pfad ausgegeben.

6.3.1.5 Wahl des Ausgabepfads

Der letzte Button der Symbolleiste (15) bietet die Möglichkeit, einen Ausgabeordner für die Plots bzw. die Textdateien zu wählen. Standardmäßig wird der Ordner, in dem sich *Ansys*-Daten befinden, gewählt. Eine Meldung bestätigt die Auswahl des gewünschten Ordners.

6.4 Automatisierte Berichterstellung

Um den Berechnungsprozess weiter zu automatisieren und vor allem die Berichterstellung zu vereinfachen, wurde in *Microsoft Word* ein Muster für einen Berechnungsbericht eines Sandkastens erstellt. Die Verwendung von *Formularfeldern* ermöglicht es, Eingaben am Titelblatt (Sandkastennummer, Berichtsnummer, Berichtsversion, ...) automatisch im restlichen Bericht zu übernehmen. Zusätzlich können durch die Funktion *Feld* unter *Schnellbausteine* Bilder eingefügt werden, welche mit der Bilddatei selbst verknüpft sind. Wird das Bild geändert und der Bericht aktualisiert, so ändert sich auch das Bild. Daher wurden die Bilder, welche vorher mittels der in Abbildung 6.6 dargestellten programmierten Buttons 10-12 der Gruppe 3 exportiert wurden, mit dem *Word*-Dokument verknüpft. Weil die exportierten Bilder immer den gleichen Namen haben, können sie bei der Berichterstellung für den nächsten Sandkasten einfach ersetzt werden. Die Bilder sind dann automatisch an der korrekten Position und in der richtigen Größe im Bericht eingefügt.

In der Vorlage wurden Lastfallbeschreibungen für die Dauerfestigkeits-Lastfälle und die Schock-Lastfälle eingefügt. Bei den Dauerfestigkeits-Lastfällen sind sowohl der rein quasi-statische Weg als auch die PSD-Analyse beschrieben (siehe Abbildung 3.5). Je nachdem, was beim aktuellen Sandkasten durchgeführt wird, kann eine der beiden Beschreibungen aus der Vorlage gelöscht werden.

Insgesamt wurden abhängig von der Sandkastenaufhängung und davon, ob der Sandkasten verschweißt oder vernietet wird, vier Musterberichte erstellt:

- Kategorie 1B, geschweißt
- Kategorie 2, geschweißt
- Kategorie 1B, genietet
- Kategorie 2, genietet

Der Unterschied bei den Berichtsvorlagen für Kategorie 1B und 2 ist lediglich die Lastfallbeschreibung. Bei den Berichtsvorlagen für genietete Sandkästen ist zusätzlich eine Auswertung der Nietkräfte enthalten (siehe Unterabschnitt 6.4.2).

6.4.1 Schraubenkraftauswertung

In den Berichtsvorlagen ist eine Auswertung der Schraubenkkräfte bei der Aufhängung der Sandkästen vorgesehen. Die mittels des in Abbildung 6.6 dargestellten Buttons 13 erstellte *txt*-Datei, welche die maximalen Schraubenkkräfte beinhaltet, wird mittels *Microsoft Excel* ausgewertet, sodass die Tabelle daraus direkt in den Bericht kopiert werden kann. Eine *Excel*-Datei wurde so vorbereitet, dass der Inhalt der *txt*-Datei lediglich hineinkopiert werden muss, um eine entsprechende Tabelle der Schraubenkkräfte zu erhalten. Abbildung 6.9 zeigt die in *Microsoft Excel* generierte Tabelle. Die Auswertung bezieht sich auf den in Abbildung 6.4 dargestellten Sandkasten. Dieser hat vier Aufhängungspunkte. Neben den Kraftwerten in der Einheit *Newton* wird in Klammern die Lastfallnummer angegeben, bei der die maximale Kraft erreicht wird. *Microsoft*

Excel erkennt nach dem Einfügen automatisch, wie viele Schrauben vorhanden sind, und passt die Tabelle dementsprechend an.

Connecting link #	Max. boundary force in-plane [N] (load case #)	Max. boundary force out-of-plane [N] (load case #)
1	687,7 (5)	919,8 (6)
2	720,0 (5)	920,1 (6)
3	565,3 (6)	891,3 (6)
4	595,1 (6)	891,0 (6)

Abbildung 6.9: In *Microsoft Excel* generierte Tabelle der maximalen Lagerkräfte mit den entsprechenden Lastfällen in Klammern

6.4.2 Nietkraftauswertung

In *Microsoft Excel* wurde auch eine Auswertung für die durch den vierzehnten Button der programmierten Symbolleiste (Abbildung 6.6) exportierte *txt*-Datei der Nietkräfte erstellt. Es werden die Axial- und die Schubkräfte separat ausgewertet. Außerdem werden die Dauerfestigkeits-Lastfälle getrennt von den Schock-Lastfällen ausgewertet. Da im Sandkasten i. A. sehr viele Niete vorhanden sind (Größenordnung 100), werden die Kräfte in einem horizontalen Balkendiagramm ausgewertet. Dieses ist in drei Spalten aufgeteilt, um so jeweils die Axial- bzw. Schubkräfte für entweder Dauerfestigkeits- oder Schock-Lastfälle auf einer DIN-A4 Seite auswerten zu können. Für jeden Niet werden im Diagramm drei Balken angezeigt. Jeder Balken stellt einen Lastfall dar (1, 2 und 3 bei den Dauerfestigkeits-Lastfällen bzw. 4, 5 und 6 bei den Schock-Lastfällen). Mit einer roten Linie wird der zulässige Kraftwert angezeigt. Dieser kann direkt in *Excel* definiert werden. *Excel* erkennt auch hier automatisch, wie viele Niete vorhanden sind, und teilt diese entsprechend auf die drei Spalten auf.

Abbildung 6.10 zeigt eines der vier erstellten Diagramme für das in Abbildung 6.4 dargestellte Sandkastenmodell. Ausgewertet werden die Schubkräfte in den Schock-Lastfällen (4, 5 und 6). Dieser Sandkasten enthält insgesamt 98 Niete. Die zulässige Kraft ist nur zur Veranschaulichung auf 200N gesetzt.

Da die Berichte i. A. in Englisch verfasst werden, wurden die Vorlagen in *Microsoft Excel* (siehe Abbildung 6.9 bzw. Abbildung 6.10) ebenfalls in englischer Sprache erstellt. Auch die Musterberichte wurden in Englisch verfasst.

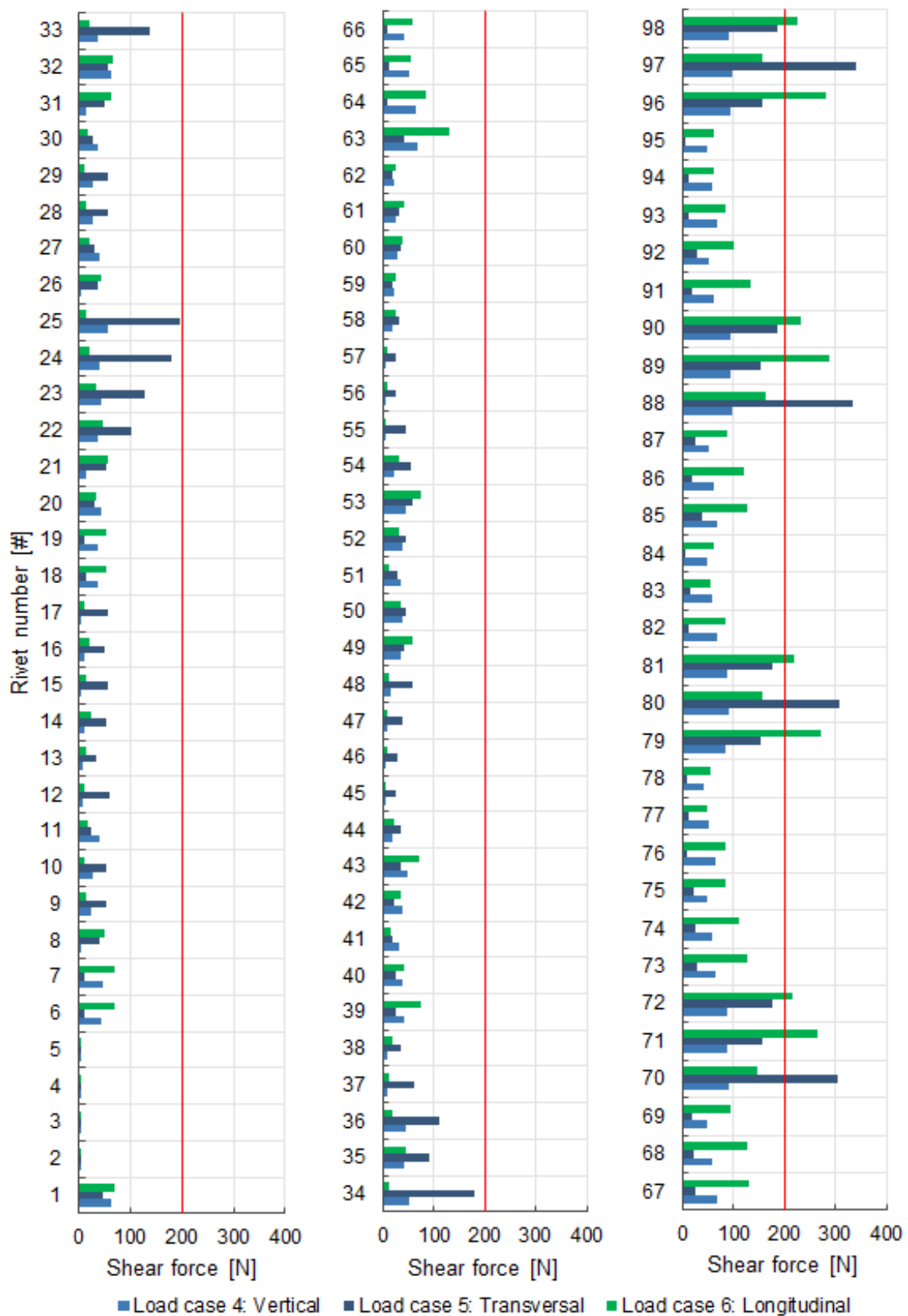


Abbildung 6.10: Auswertung der Schubkräfte in den Nieten bei den Schock-Lastfällen (4, 5 und 6)

7 Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel dieser Diplomarbeit war es, den Berechnungsprozess von Sandkästen zu optimieren und zu automatisieren. Die höher werdende Anzahl von zu bewertenden Kästen fordert eine kürzere Durchlaufzeit. Daher sollte vor allem der aufwendige Modellierungsprozess automatisiert werden. Auch die Berichterstellung ist i. A. zeitintensiv.

Bisher wurden ausschließlich geschweißte Sandkästen mittels FEM berechnet. Da in Zukunft immer mehr genietete Sandkästen produziert werden, musste zuerst eine Methode zur Berechnung von Nietverbindungen mittels FEM gesucht werden. Es wurden drei Modellierungsarten miteinander verglichen. Dabei wurden die Steifigkeits- und Kraftreaktionswerte mit jenen verglichen, die aus FE-Berechnungen detaillierter Modelle erhalten wurden. Diese detaillierten Modelle wurden aus Volumenelementen aufgebaut, wobei alle Kontaktflächen zwischen Blech und Niet berücksichtigt wurden. Zur Modellierung des Niets wurden *Bushing*-Elemente und Balkenelemente verwendet, wobei bei den Balkenelementen zusätzlich eine vereinfachte Berücksichtigung des Niet-Blech Kontakts durch nichtlineare Federelemente betrachtet wurde.

Das beste Ergebnis lieferten die *Bushing*-Elemente, da man ihre Steifigkeit sehr flexibel anpassen kann. Die Balkenmodellierung mit den nichtlinearen Federn funktionierte zwar prinzipiell, sie stellte sich jedoch als ungeeignet heraus.

Zusätzlich zu den FE-Modellen wurde auch auf die analytische und empirische Bestimmung der Steifigkeit von Nietverbindungen eingegangen. Sowohl der analytische Ansatz nach *Barrois* als auch die empirischen Formeln (beispielsweise *Huth*, *Boeing*, ...) lieferten eine höhere Nietsteifigkeit als das FE-Modell. Bei den in dieser Arbeit behandelten Nieten handelt es sich um Blindniete. Die Vorspannung und die Lochfüllung ist bei diesen geringer als bei herkömmlichen Vollnieten. Daher wurden die Ergebnisse als plausibel befunden. Eine korrekte Abschätzung der Steifigkeit ist sehr schwer, da verschiedene Einflussfaktoren (z. B. Niettyp, Lochfüllung, ...) eine Rolle spielen. Auch die aus den analytischen und empirischen Methoden gewonnenen Werte schwanken stark.

Bezüglich der Automatisierung wurden verschiedene Ansätze verfolgt. Zuerst wurde der Prozess der Geometriebearbeitung betrachtet. Um die Nietverbindung mit den *Bushing*-Elementen zu modellieren, werden die Kopfauflegeflächen der Niete benötigt. Es wurde ein Skript programmiert, welches diese automatisch erzeugt. Das stellt eine wesentliche Verkürzung des Modellierungsprozesses dar. Außerdem wurde ein Skript geschrieben, welches die Scheibenauflegefläche bei der Aufhängung von Sandkästen erstellt.

Eine weitere, bereits in *Ansys* implementierte, Möglichkeit der Automatisierung stellt der *Objektgenerator* dar. Mit diesem Werkzeug lässt sich eine manuell definierte Verbin-

derung einfach vervielfältigen. So erfolgt die Erstellung der einzelnen Nietverbindungen (*Bushing*-Elemente) im FE-Modell automatisch.

Weiters erfolgte bisher die Erstellung der Belastung bzw. der Lastfälle immer manuell. Auch die gewünschten Ergebnisobjekte wurden manuell in den Strukturbaum von *Ansys Mechanical* eingefügt. Mithilfe von *ACT (Ansys Customization Toolkit)* wurde eine Symbolleiste programmiert, welche Buttons enthält, die genau das automatisch ausführen. Außerdem wurden Buttons zur Automatisierung der Berechnungsauswertung erstellt. Bilder der Ergebnisse werden automatisch mit einem entsprechenden Namen exportiert und relevante Kraftergebnisse werden in *txt*-Dateien geschrieben.

Zum Schluss wurde eine Berichtsvorlage erstellt, welche mit den vorher exportierten Abbildungen verknüpft ist. Wird ein neuer Sandkasten berechnet, müssen lediglich die Bilder ersetzt werden. Nach einer Aktualisierung des Berichts befinden sich die jeweiligen Bilder in der richtigen Größe an der korrekten Position.

Neben den in dieser Diplomarbeit behandelten Sandkästen aus nichtrostendem Stahl werden auch viele Sandkästen aus Aluminium hergestellt. Bei diesen sollten demnach auch Blindniete aus Aluminium verbaut werden. Die durchgeführten Analysen können durch Ändern der Materialparameter in den FE-Modellen einfach adaptiert werden. Außerdem werden in Sandkästen oft Blindnietmuttern verwendet, um Anbauteile (z. B. Sandstandsensoren, Schauglas) zu befestigen. Mit geeigneten Steifigkeitswerten (z. B. aus weiteren Detailmodellen) könnten auch diese detaillierter modelliert werden.

Ein wichtiges Thema ist auch der Ausfall von einzelnen Nietverbindungen. Eine Untersuchung, wie sich der Ausfall (beispielsweise des höchstbelasteten Niets) auswirkt, ist durch einfaches Deaktivieren der entsprechenden Verbindung und erneutes Durchführen der FE-Analyse möglich. Dieser Vorgang (oder beispielsweise der Ausfall zufälliger Niete) könnte ebenfalls automatisiert werden.

Hersteller stellen lediglich statische Festigkeitswerte für einzelne Niettypen bereit. Da die Belastung von Sandkästen jedoch dynamisch erfolgt, ist es wichtig zu wissen, wie sich die Nietverbindung in einem solchen Szenario verhält. Am besten lässt sich dies durch Versuche ermitteln. Um die erhaltenen FE-Ergebnisse korrekt bewerten zu können, sollten daher dynamische Tests mit Nietverbindungen durchgeführt werden. Solche Tests sind beispielsweise in [7], [13] und [14] beschrieben. Ein vereinfachter Ansatz ist die Verwendung der statischen Werte unter Berücksichtigung entsprechender Anwendungsfaktoren und Sicherheiten.

Zusätzlich zu den Nieten wird bei den Sandkästen ein Klebstoff verwendet, welcher die Dichtheit sicherstellen soll. Natürlich hat der Kleber einen Einfluss auf das Verhalten der Nietverbindung. Dieser Einfluss wurde bei sämtlichen Berechnungen vernachlässigt. Die Belastungen der Niete sinken durch den Klebstoff. Die durchgeführten Berechnungen sind daher konservativ.

Mit der Zeit treten, z. B. durch die Witterung, Alterungseffekte bei dem Klebstoff auf, wodurch sich dessen Eigenschaften verändern. Dies könnte in einer Klimakammer si-

muliert werden, um so die Eigenschaften des Klebers zu studieren.

Abschließend sei nochmals erwähnt, dass die aus den FE-Modell ermittelten Reaktionskraftwerte der Niete entsprechend bewertet werden müssen. Die Vereinfachung der Modellierung als einfaches *Bushing*-Element lässt eine exakte Berechnung der Ergebnisse nicht zu. Lediglich das Steifigkeitsverhalten kann korrekt abgebildet werden. Zonen, in denen die Belastung am höchsten ist, können gefunden werden. Herrschen Belastungen nahe der Belastungsgrenze, so müssen lokale Zonen detailliert untersucht werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Köhler, Albrecht: *Sandungssysteme/Sanding Systems*, 2. Auflage, Knorr Bremse, München 2002, S. 6ff.
- [2] Ansys 18.2 Dokumentation: *Contact Formulation Theory, Random Vibration Analysis*.
- [3] BS EN 61373:2010: *Railway applications — Rolling stock equipment — Shock and vibration tests*.
- [4] Kaltenbacher, Manfred: *Skriptum zur Vorlesung Akustik für Ingenieure*, Wien 2016, S. 18.
- [5] Segalman, Daniel J. u. a.: *An efficient method for calculating R.M.S. von Mises stress in a random vibration environment*, Academic Press, Albuquerque 2000, S. 393f, S. 403f.
- [6] Wittel, Herbert u. a.: *Roloff/Matek Maschinenelemente/Normung Berechnung Gestaltung*, 21. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden 2013, S. 193ff.
- [7] DIN EN ISO 12996:2013-10: *Mechanisches Fügen – Zerstörende Prüfung von Verbindungen – Probenmaße und Prüfverfahren für die Scherzugprüfung von Einpunktproben (ISO 12996:2013)*.
- [8] DIN EN ISO 16585:2003-04: *Geschlossene Blindniete mit Sollbruchdorn und Flachkopf A2/SSt (ISO 16585:2002)*.
- [9] Skorupa, Andrzej u. a.: *Riveted Lap Joints in Aircraft Fuselage/Design, Analysis and Properties*, 21. Auflage, Springer, Dordrecht 2012, S. 115f, S. 135f, S. 145f.
- [10] Barrois, William: *Stresses and displacements due to load transfer by fasteners in structural assemblies*, Engineering Fracture Mechanics Vol. 10, Großbritannien 1978, S. 118ff, S. 145ff.
- [11] Schijve, Jaap: *Fatigue of structures and materials*, 2. Auflage, Springer, Delft 2009, S. 522.
- [12] Huth, Heimo: *Zum Einfluß der Nietnachgiebigkeit mehrreihiger Nietverbindungen auf die Lastübertragungs- und Lebensdauervorhersage*, Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit, Darmstadt 1984, S. 13f, S. 28.
- [13] Merkblatt DVS/EFB 3480-1:2007-12: *Prüfung von Verbindungseigenschaften/Prüfung der Eigenschaften mechanisch und kombiniert mittels Kleben gefertigter Verbindungen*.

- [14] DIN EN ISO 14589:2001-09: *Blindniete/Mechanische Prüfung (ISO 14589:2000)*.