



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Masterarbeit

Tobias Brakopp

Entwurf, Fertigung und Aufbau sowie Erprobung eines Versuchsstands für Fahrzeugkarosserie-Modelle

*Fakultät Technik und Informatik
Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Automotive and
Aeronautical Engineering*

Tobias Brakopp

Entwurf, Fertigung und Aufbau sowie Erprobung eines Versuchsstands für Fahrzeugkarosserie-Modelle

Masterarbeit eingereicht im Rahmen der Masterprüfung

im Studiengang Flugzeugbau
am Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Eckart Nast

Zweitprüfer: Prof. Dr.-Ing. Martin Wagner

Abgabedatum: 07.04.2022

Zusammenfassung

Name des Studierenden: Tobias Brakopp

Thema der Masterthesis:

Entwurf, Fertigung und Aufbau sowie Erprobung eines Versuchsstands für Fahrzeugkarosserie-Modelle

Stichworte:

Prüfstand, Fahrzeugkarosserien, Verformungen, Biegung, Biegesteifigkeit

Kurzzusammenfassung:

Diese Masterarbeit beschäftigt sich mit der Planung, Fertigung und Prüfung eines Versuchsstandes, bei dem durch Biegung und Biegesteifigkeit der Fahrzeugkarosserie Verformungen ermittelt werden können. Zugleich wird eine vereinfachte Berechnungsmethode für die Biegeverformung der Modelle vorgeschlagen.

Name of Student: Tobias Brakopp

Title of the paper:

Design, manufacture, and construction as well as testing of a test stand for vehicle body models

Keywords:

Test bench, vehicle bodies, deformations, bending, bending stiffness

Abstract

This thesis is about the planning, production and testing of a test bench in which deformations can be determined through the bending and bending stiffness of the vehicle body. At the same time, a simplified calculation method for the bending deformation of the models is proposed.

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Eckart Nast danken, dass er ein interessantes Thema aus Theorie und Praxis für meine Masterarbeit generiert hat. Ich bedanke mich für seine Unterstützung und Fachkompetenz hinsichtlich Fragestellungen meinerseits und die mir gewährten Freiheiten im Mechanik-Labor der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg.

Großer Dank gilt auch meinem Zweitprüfer Prof. Dr.-Ing. Martin Wagner, der seine Kapazitäten für mich bereitstellt und mich im Kolloquium unterstützt.

Weiterhin gilt mein Dank der Unterstützung seitens der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, die den Großteil der Entwicklung des Prüfstands finanziell unterstützt hat.

Mein herzlicher Dank gilt auch der Unterstützung durch das Team der Werkstatt der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, die mir bei der Umsetzung von technischen Herausforderungen geholfen haben, sowie dem Team der Fachbibliothek TWI, die mich bei der Recherche unterstützt haben.

Inhaltsverzeichnis

| | |
|---|-----------|
| Zusammenfassung | I |
| Abbildungsverzeichnis | V |
| Tabellenverzeichnis | VI |
| Glossar | VII |
| Formelzeichen | VIII |
| | |
| 1 Einleitung | 1 |
| Aufgabenstellung & Zielsetzung..... | 3 |
| | |
| 2 Theoretische Grundlagen | 5 |
| 2.1 Selbsttragende Karosserien | 5 |
| 2.2 Anforderungen an die Entwicklung..... | 5 |
| 2.3 Maßnahmen zur Verbesserung der Karosseriesteifigkeiten..... | 8 |
| 2.4 Polycarbonat | 14 |
| | |
| 3 Grundlagen der Mechanik & SSS-Methodik | 15 |
| 3.1 Theorie der Balkenbiegung | 15 |
| 3.2 Einführung in die SSS-Methodik | 19 |
| 3.3 Methodik der einfachen Strukturoberflächen..... | 19 |
| 3.4 Darstellbare Strukturbaugruppen einfacher Strukturoberflächen | 20 |
| 3.5 Eine einfach Kastenstruktur | 23 |
| 3.6 Beispiele für Karosserien mit typischen SSS-Idealisierungen..... | 25 |
| | |
| 4 Empirischer Teil I – Entwicklung des Versuchsprüfstands | 29 |
| 4.1 Versuchsprüfstand – Planung & Entwicklung..... | 30 |
| 4.2 Versuchsprüfstand – Aufbauanleitung | 33 |
| 4.3 Fahrzeugkarosserie-Modelle – Beschreibung & Modifikation | 41 |
| 4.3.1 Fahrzeugkarosserie-Modelle – Technische Daten..... | 42 |
| 4.3.2 Fahrzeugkarosserie-Modelle – Anbindungspunkte & Lagerung..... | 43 |
| 4.3.3 Fahrzeugkarosserie-Modelle – Lastaufnahmepunkte | 44 |
| 4.4 Versuchsanleitung – Aufbau & Kalibrierung..... | 47 |

| | | |
|----------|--|-----------|
| 5 | Empirischer Teil II –Berechnungsanalyse | 54 |
| 5.1 | Biegebelastung für das Modell einer Limousine..... | 54 |
| 5.2 | Bestimmung der End- und Kantenlasten..... | 57 |
| 5.3 | Absenkung an einer einfachen Bodenplatte..... | 65 |
| 5.4 | Ermittelte Messdaten auf Basis der Versuchsszenarien | 69 |
| 5.5 | Durchbiegung am Beispiel „Balken auf zwei Stützen“ | 75 |
| 5.6 | Vergleich realer und theoretischer Messwerte | 82 |
| 6 | Fazit & Ausblick | 84 |
| 7 | Literaturverzeichnis | 86 |
| 8 | Anhang..... | 88 |
| 8.1 | Bauteilauflistung des Versuchsprüfstands | 88 |
| 8.2 | Kostenkalkulation des Versuchsprüfstands..... | 91 |
| 8.3 | Technische Zeichnung – Grundkonstruktion..... | 92 |
| 8.4 | Versuchsplan zur Ermittlung der Messdaten..... | 93 |

Abbildungsverzeichnis

| | |
|---|----|
| ABBILDUNG 1 – LEICHTBAUGÜTE VON ROHKAROSSERIEN [PISCHINGER UND SEIFFERT 2021, S.183] | 9 |
| ABBILDUNG 2 – TORSIONSWIRKSAME STRUKTUREN IN DER KAROSSERIE [AUDI TECHNOLOGY PORTAL 2022] | 10 |
| ABBILDUNG 3 – A-SÄULE [BRAESS UND SEIFFERT 2012, S.393] | 11 |
| ABBILDUNG 4 – TAILORED ROLLED BLANKS IN DER KAROSSERIE [AUDI Q5 AUDI MEDIACENTER 2022] | 12 |
| ABBILDUNG 5 – GESCHÄUMTE STRUKTURVERSTÄRKUNGEN [DROSTE UND RÖTTGER 2006, S.397] | 13 |
| ABBILDUNG 6 – UNIVERSALE GESTALTUNG EINES BALKENPROBLEMS [ÖCHSNER 2016, S.6] | 16 |
| ABBILDUNG 7 – VERFORMUNG EINES BIEGEBALKENS [ÖCHSNER 2016, S.6] | 17 |
| ABBILDUNG 8 – BEISPIEL UNTERSCHIEDLICHER SPANNUNGSVERTEILUNG AM BIEGEBALKEN [ÖCHSNER 2016, S.7] | 17 |
| ABBILDUNG 9 – DEFINITION EINER EINFACHEN STRUKTURFLÄCHE [BROWN ET AL. 2002, S.48] | 20 |
| ABBILDUNG 10 – BEISPIELE FÜR STRUKTUREN EINFACHER STRUKTUROBERFLÄCHEN [BROWN ET AL. 2002, S.48] | 21 |
| ABBILDUNG 11 – STRUKTUREN, DIE ALS EINFACHE SSS DARGESTELLT WERDEN KÖNNEN [BROWN ET AL. 2002, S.50] | 22 |
| ABBILDUNG 12 – KASTENWAGEN MIT BIEGEBELASTUNG [BROWN ET AL. 2002, S.52] | 23 |
| ABBILDUNG 13 – MB E-KLASSE LIMOUSINE [MERCEDES-BENZ INNOVATION: FAHRZEUGENTWICKLUNG 2022] | 25 |
| ABBILDUNG 14 – SSS-HALBMODELL EINER LIMOUSINE [BROWN ET AL. 2002, S.57] | 26 |
| ABBILDUNG 15 – MB E-KLASSE T-MODELL [MERCEDES-BENZ INNOVATION: FAHRZEUGENTWICKLUNG 2022] | 27 |
| ABBILDUNG 16 – SSS-HALBMODELL EINES KOMBIS [BROWN ET AL. 2002, S.58] | 28 |
| ABBILDUNG 17 – CAD-MODELL - VERSUCHSPRÜFSTAND FÜR BIEGELASTFÄLLE | 31 |
| ABBILDUNG 18 – VERSCHIEBBARE QUERTRÄGER FÜR UNTERSCHIEDLICHE RADSTÄNDE UND SPURWEITEN | 32 |
| ABBILDUNG 19 – VORBEREITUNG DER BODENPROFILE | 33 |
| ABBILDUNG 20 – ANBRINGUNG DER GELENKSTÜTZFÜßE | 34 |
| ABBILDUNG 21 – FLANSCHLEISTENVERBINDUNG F-40 | 34 |
| ABBILDUNG 22 – RAHMEN DER GRUNDKONSTRUKTION | 35 |
| ABBILDUNG 23 – ECKVERBINDUNG DER GRUNDKONSTRUKTION | 36 |
| ABBILDUNG 24 – QUERTRÄGERVERBINDUNG | 36 |
| ABBILDUNG 25 – BASISELEMENT DES VERSUCHSPRÜFSTANDS | 37 |
| ABBILDUNG 26 – PROFILE ZUR ANBINDUNG DER FAHRZEUGKAROSSERIE-MODELLE | 37 |
| ABBILDUNG 27 – AUSRICHTUNG UND INTEGRATION DER ANBINDUNGSPROFILE | 38 |
| ABBILDUNG 28 – GELENKFUß AM QUERTRÄGER | 38 |
| ABBILDUNG 29 – EINSATZBEREITER VERSUCHSPRÜFSTAND | 39 |
| ABBILDUNG 30 – FAHRZEUGKAROSSERIE-MODELLE: LIMOUSINE, KOMBI, CABRIO (VON LINKS) | 41 |
| ABBILDUNG 31 – MESSPUNKTE ZUR ERMITTLUNG DER ABSENKUNG AM BEISPIEL DES KAROSSERIEMODELLS | 42 |
| ABBILDUNG 32 – ANBINDUNGSPUNKTE DER FAHRZEUGKAROSSERIE-MODELLE | 44 |
| ABBILDUNG 33 – LASTEINLEITUNGSPUNKTE AM BEISPIEL DES FAHRZEUGKAROSSERIE-MODELLS | 45 |
| ABBILDUNG 34 – INTEGRIERTE LASCHENKLEMMSTÜCKE ZUR AUFNAHME EINES GEWICHTSHÄNGERS | 46 |
| ABBILDUNG 35 – ACHSABSTAND UND AUFNAHMEPUNKTE IN DER DRAUFSICHT | 48 |
| ABBILDUNG 36 – LASTAUFNAHMEPUNKTE MIT LASCHENKLEMMSTÜCKEN UND KORDELN | 49 |

| | |
|--|----|
| ABBILDUNG 37 – EINGESETZTER SICHERUNGSBOLZEN AM GABELKOPF AN DER VORDERACHSE | 50 |
| ABBILDUNG 38 – ANBINDUNGSPUNKTE FÜR DIE MESSEINRICHTUNG..... | 51 |
| ABBILDUNG 39 – KALIBRIERTE MESSEINRICHTUNG AM BEISPIEL DES FAHRZEUGKAROSSERIE-MODELLS..... | 52 |
| ABBILDUNG 40 – EINGESETZTER DOPPELHAKEN AM BEISPIEL DER MOTORLAST..... | 53 |
| ABBILDUNG 41 – BASISMODELL FÜR BIEGELASTEN [BROWN ET AL. 2002, S.68] | 54 |
| ABBILDUNG 42 – NUTZLASTVERTEILUNG [BROWN ET AL. 2002, S.69]..... | 55 |
| ABBILDUNG 43 – BASISMODELL: BIEGEFALL, END- UND KANTENLASTEN [BROWN ET AL. 2002, S.70] | 57 |
| ABBILDUNG 44 – SCHERKRAFT- UND BIEGEMOMENTDIAGRAMME SSS-1 UND SSS-5 | 62 |
| ABBILDUNG 45 – SCHERKRAFT- UND BIEGEMOMENTDIAGRAMME – BODENPLATTE | 63 |
| ABBILDUNG 46 – SCHERKRAFT- UND BIEGEMOMENTDIAGRAMME – SEITENRAHMEN | 64 |
| ABBILDUNG 47 – BODENPLATTE MIT LÄNGS-/ QUERTRÄGER [BROWN ET AL. 2002, S.81]..... | 65 |
| ABBILDUNG 48 – EINHEITSLASTSYSTEM AM BEISPIEL DER BODENPLATTE [BROWN ET AL. 2002, S.81] | 66 |
| ABBILDUNG 49 – ABSENKUNG SZENARIO 1 | 70 |
| ABBILDUNG 50 – ABSENKUNG SZENARIO 2 | 71 |
| ABBILDUNG 51 – ABSENKUNG SZENARIO 3 | 72 |
| ABBILDUNG 52 – ABSENKUNG ALLER VERSUCHSSZENARIOEN AM BEISPIEL DER LIMOUSINE | 73 |
| ABBILDUNG 53 – ABSENKUNG ALLER VERSUCHSSZENARIOEN AM BEISPIEL DES KOMBIS | 73 |
| ABBILDUNG 54 – ABSENKUNG ALLER VERSUCHSSZENARIOEN AM BEISPIEL DES CABRIOS | 74 |
| ABBILDUNG 55 – LASTFALL AM BEISPIEL „BALKEN AUF ZWEI STÜTZEN“..... | 75 |
| ABBILDUNG 56 – BIEGEFALL FÜR „BALKEN AUF ZWEI STÜTZEN“ LASTFALL 1 [PROF. DR.-ING. E. NAST WS 2021/22]..... | 76 |
| ABBILDUNG 57 – BIEGEFALL FÜR „BALKEN AUF ZWEI STÜTZEN“ LASTFALL 2 [BEITZ ET AL. 2001] | 79 |
| ABBILDUNG 58 – VERGLEICH REALER UND THEORETISCHER MESSWERTE | 82 |
| ABBILDUNG 59 – TECHNISCHE ZEICHNUNG - VERSUCHSPRÜFSTAND | 92 |
| ABBILDUNG 60 – VERSUCHSPLAN ZUR ERMITTLUNG - MESSDATEN | 93 |

Tabellenverzeichnis

| | |
|--|----|
| TABELLE 1 – ANFORDERUNGEN AN DIE KAROSSERIEENTWICKLUNG [PISCHINGER UND SEIFFERT 2021, S.171] | 6 |
| TABELLE 2 – ANFORDERUNGEN AN DEN VERSUCHSPRÜFSTAND | 29 |
| TABELLE 3 – TECHNISCHE DATEN DES VERSUCHSPRÜFSTANDS | 40 |
| TABELLE 4 – TECHNISCHE DATEN DER FAHRZEUGKAROSSERIE-MODELLE..... | 43 |
| TABELLE 5 – LASTAUFNAHMEPUNKTE DER FAHRZEUGKAROSSERIE-MODELLE | 45 |
| TABELLE 6 – VERSUCHSSZENARIOEN | 69 |
| TABELLE 7 – BAUTEILSTÜCKLISTE | 88 |
| TABELLE 8 – KOSTENKALKULATION | 91 |

Glossar

| | |
|-----------|---------------------------------------|
| ASF | Audi Space Frame |
| CAD | Computer-Aided Design |
| E-Modul | Elastizitätsmodul |
| Euro NCAP | European New Car Assessment Programme |
| KTL | Kathodische Tauchlackierung |
| NVH | Noise, Vibration and Harshness |
| PC | Polycarbonate |
| SSS | Simple Structural Surfaces |

Formelzeichen

| Symbol | Beschreibung |
|-------------|-------------------------|
| A | Aufstandsfläche |
| b | Breite |
| c_T | Torsionssteifigkeit |
| F | Einzelkraft |
| h | Höhe |
| I | Flächenträgheitsmoment |
| K | Reaktionskräfte |
| kN | Kilonewton |
| l | Länge |
| L | Leichtbaugüte |
| MPa | Megapascal |
| m_{RK} | Masse der Rohkarosserie |
| M_y | Einzelmomente |
| $m_y(x)$ | Streckenmomente |
| N | Newton |
| q | Streckenlast |
| Q | Randlasten |
| R_f | Vorderradaufhängung |
| R_r | Hinterradaufhängung |
| t | Dicke |
| w | Durchbiegung |
| W | Fahrzeugbreite |
| φ_B | Biegewinkel |

1 Einleitung

Learning by doing: Praxis und Theorie miteinander verbinden. Um das theoretische Wissen, welches in Lehrveranstaltung vermittelt wird, zu vertiefen und ein besseres Gefühl für die Thematik zu erhalten, ist es unerlässlich, das Wissen auch in Form von praktischen Versuchen unter Beweis zu stellen. Durch den Beitrag der Ditze-Stiftung, des Förderkreises der Wagenbauschule und des Zukunftsprogramms der Fakultät TI wurden bereits im Themengebiet der Technischen Mechanik unterschiedliche Versuchsprüfstände und mechanische Modelle geschaffen. Grundlage der Erstellung dieser Prüfstände ist es, eine Verbesserung der Lehre im Bereich der Technischen Mechanik zu schaffen.

Im Rahmen dieser Masterarbeit ist ein Versuchsprüfstand entwickelt, gefertigt und aufgebaut worden, mit dem Verformungen infolge von Biegung ermittelt werden können. Auf Basis der ermittelten Messergebnisse kann eine Aussage über die Steifigkeit der getesteten Strukturen getroffen werden. Vorhandene Modelle verschiedener Fahrzeugkarosserietypen aus dem Werkstoff Polycarbonat kommen für diese Masterarbeit zum Einsatz.

Das Ziel der Masterarbeit ist es herauszufinden, wie weit sich ein Unterschied hinsichtlich der Biegesteifigkeit im Belastungsfall bei den unterschiedlichen Karosserietypen ableiten lässt. Für diese Masterarbeit sind verschiedene Belastungsszenarien entwickelt und erprobt worden, die als Grundlage für die Erstellung von Messdaten und deren spätere Auswertung genutzt werden.

In dieser Masterarbeit wird im theoretischen Teil Bezug auf Karosseriebauweisen und Maßnahmen zur Verbesserung hinsichtlich des Steifigkeitsverhaltens genommen. Im Abschnitt der SSS-Methode (simple structural surfaces) wird erläutert, wie komplexe Oberflächen einer Strukturbaugruppe eines Fahrzeugs als eine Reihe aneinander angeordneter Elemente während der Konzeptphase des Designprozesses betrachtet werden können.

Im empirischen Teil dieser Masterarbeit wird der genaue Aufbau des Versuchsprüfstands von der Planung und Entwicklung bis hin zu einer Aufbauanleitung und der späteren Kalibrierung für den Einsatz in Versuchsreihen dargestellt. Um den Versuchsprüfstand im späteren Verlauf durch Testpersonen eigenständig nutzen zu können, ist eine ausführliche Versuchsanleitung erstellt worden.

Im erweiterten Teil der empirischen Forschung wird die SSS-Methode am Beispiel der Limousine angewendet und es wird gezeigt, wie die Biegebelastung und die Absenkung an definierten Punkten bestimmt werden kann. Im weiteren Verlauf werden die ermittelten Messergebnisse aus den realen Versuchsreihen den theoretisch ermittelten Messergebnissen gegenübergestellt. Die theoretisch ermittelten Ergebnisse basieren auf eine einfache Berechnungsmethode für die Biegeverformungen. Die Strukturen der Fahrzeugkarosserie-Modelle sind als ein homogener Balken auf zwei Stützen dargestellt, der an den realen Kräfteinleitungspunkten belastet wird. Abschließend wird ein Ausblick auf fiktive Möglichkeiten zur Optimierung des Steifigkeitsverhaltens hinsichtlich weiterführender Forschungsprojekte gegeben.

Aufgabenstellung & Zielsetzung

Die Aufgabenstellung dieser Masterarbeit lässt sich in folgenden Ablaufplan konkretisieren:

1. Grundlagen des Karosseriebaus

Erarbeitung der Grundlagen hinsichtlich Entwicklung, Anforderungen an den Karosseriebau und der Bedeutung von Steifigkeiten in realen Strukturen. Eine Erläuterung der Biegeverformung und Biegesteifigkeit im theoretischen Kontext anhand der Balkentheorie schaffen sowie die Beschreibung des Grundwerkstoffes der zum Einsatz kommenden Modelle.

2. SSS-Methodik

Einen Einblick in die SSS-Methodik zur Auslegung von Fahrzeugstrukturen zeigen. Hierbei wird aufgezeigt, welche Strukturbaugruppen vereinfacht dargestellt werden können und welche unterschiedlichen Karosseriemodelle hierfür betrachtet werden können.

3. Erstellung eines Prüfstandkonzeptes

Erstellung eines Konzeptes für einen Versuchsprüfstand zur Ermittlung der Verformungen infolge von Biegung sowie die Biegesteifigkeit anhand unterschiedlicher Fahrzeugkarosserie-Modelle. Erarbeitung des Konzeptes von der Erstellung von Skizzen über den Modellentwurf mit Catia V5.

4. Beschaffung, Fertigung und Aufbau des Konzeptprüfstandes

Es wird nach Abschluss der Planung eine genaue Auflistung der für diesen Prüfstand erforderlichen Bauteile angefertigt. Die Bauteile werden bei einem Zulieferer angefragt und nach dem Erhalt des Angebotes und der Genehmigung durch die Hochschule in Auftrag gegeben. Die für den Versuchsprüfstand durch den Zulieferer angefertigten Bauteile werden nach der Vorlage des Konzeptplans aufgebaut und parallel wird eine Aufbauanleitung angefertigt.

5. Modellmodifikation

Die für den Versuchsprüfstand verwendeten Kunststoffkarosserien aus dem Mechanik-Labor werden beschrieben und es wird dargelegt, wie diese für den Fall der Lasteinleitung dahingehend modifiziert werden können und wie diese an die Umgebung des Versuchsprüfstands angebunden werden können.

6. Test und Erprobung des Versuchsprüfstands

Der Versuchsprüfstand wird hinsichtlich seines Einsatzspektrums erprobt und es wird durch empirische Forschung dargelegt, wie die Fahrzeugkarosserie-Modelle belastet werden können.

7. Durchführung von Versuchsreihen

Die zuvor überlegten und im weiteren Verlauf definierten Versuchsreihen werden am Beispiel der Fahrzeugkarosserie-Modelle durchgeführt. Für die Versuchsreihen werden unterschiedliche Belastungen auf die Fahrzeugkarosserie-Modelle aufgebracht.

8. Erstellung einer Versuchsanleitung

Durch Abschluss der Erprobung und Adaption der Karosseriemodelle an den Versuchsprüfstand wird eine Versuchsanleitung erstellt, die unterschiedliche Belastungszustände und damit verschiedene Szenarien simuliert.

9. Erstellung einer Berechnungsmethode

Um eine Vergleichbarkeit von Theorie und Praxis zu schaffen, wird eine einfache Berechnungsmethode auf Basis der SSS-Methode und der Balkentheorie angefertigt und nachfolgend die Ergebnisse gegenübergestellt.

10. Auswertung

Analyse und Vergleich der praktisch ermittelten Messergebnisse mit den theoretischen Ergebnissen auf Basis der vorgeschlagenen Berechnungsmethode.

2 Theoretische Grundlagen

In den folgenden Unterkapiteln wird in die Thematik der Fahrzeugkarosserien eingeführt. Es wird der Ursprung erläutert, ein Einblick in frühere Innovationen gegeben und im weiteren Verlauf aufgezeigt, was kundenrelevante und aber auch produktionsrelevante Kriterien seitens der Entwicklung sind. Nachfolgend werden Maßnahmen gezeigt, die das Steifigkeitsverhalten von Fahrzeugkarosserien optimieren und es wird ein Einblick in den Werkstoff gegeben, den die Fahrzeugkarosserie-Modelle haben, die für diese Masterarbeit genutzt werden.

2.1 Selbsttragende Karosserien

Auf Basis des Kutschenbaus ist zu Beginn der Entwicklung des Automobils die Außenhaut der Karosserie entstanden. Die Außenhaut wurde zunächst auf einem Rahmengestell befestigt, wie es heutzutage noch bei größeren Off-Road-Fahrzeugen oder Lastkraftwagen vorzufinden ist. Im Segment des Personenkraftwagens hat sich die selbsttragende Karosserie etabliert und hat bis heute noch Bestand. Opel war Mitte der 1930er-Jahre Pionier und produzierte als erster Hersteller diese Bauweise im Modell Olympia in Großserie. Die große Erneuerung bestand darin, dass die Karosserie ein komplett vorgefertigtes Teil war und die weiteren Fahrzeugkomponenten wie Antrieb, Achsen und Auspuffanlage direkt an der Karosserie befestigt wurden. [vgl. Pischinger und Seiffert 2021, S.170]

2.2 Anforderungen an die Entwicklung

Die selbsttragende Karosserie zählt als wichtigster Träger für Aggregate und muss darüber hinaus noch viele Anforderungen erfüllen. Die Karosserie muss ausreichenden Schutz für Insassen und Fußgänger bieten, ein ansprechendes Design aufweisen und dabei noch den Aspekt des Leichtbaus erfüllen. Die Tabelle 1 zeigt unterschiedliche Anforderungen an die Karosserieentwicklung hinsichtlich kunden- und produktionsrelevanter Kriterien. Hauptaugenmerk des Kunden wird beispielsweise auf ein eindrucksvolles Komfortangebot, ein hohes

Maß an Insassenschutz und einen effizienten Antrieb bei einem gleichzeitig günstigen Preis gelegt. Herstellerseitig ist es relevant, eine geringe Teilevielfalt bei optimaler Zusammenbaufolge, gleichzeitig abgestimmten Werkstoffeinsatz und reduzierten Fertigungskosten realisieren zu können. Da die Karosserie eine hohe Komplexität aufweist, umfassen die Anforderungen im Lastenheft mehrere Hundert Seiten, die weitestgehend rechnergestützt entwickelt werden. Hierbei wird darauf geachtet, den Anforderungen realistische Ziele zuzuweisen, um die Teilziele dann dem erwünschten Gesamtziel zuzuführen. Um die Entwicklungsziele im engen Prozess realisieren zu können, finden die Berechnungen und Analysen der Fahrzeugmodelle fast ausschließlich virtuell statt. Aktive Tests tragen dazu bei, die Ergebnisse aus analytischen Methoden zu validieren respektive die Rechenmethoden zu modifizieren und dem Anwendungsfall entsprechend auszurichten. [vgl. Pischinger und Seiffert 2021, S. 170]

Tabelle 1 – Anforderungen an die Karosserieentwicklung [Pischinger und Seiffert 2021, S.171]

| Kundenrelevante Kriterien | Produktionsrelevante Kriterien |
|-------------------------------|---|
| Gelungenes Design | Einfache Zusammenbaufolge |
| Maximale Sicherheit | Nutzung vorhandener Fertigungseinrichtungen |
| Geringer Kraftstoffverbrauch | Geringe Teilevielfalt |
| Hoher Komfort | Einfache Fügetechniken |
| Hohe Funktionalität | Leichte Herstellbarkeit |
| Hohe Qualität und Lebensdauer | Gute Schweißzugänglichkeit |
| Attraktiver Preis | Hohe Prozessgüte |
| Niedrige Reparaturkosten | Gleichteile- und Plattformlösungen |
| Niedriger Geräuschpegel | Optimierter Werkstoffeinsatz |
| Alltagstaugliche Abmessungen | Niedrige Fertigungskosten |
| ... | ... |

Die Karosseriestruktur hat grundsätzlich die Aufgabe, alle auftretenden Kräfte und Momente aufzunehmen, den Innenraum gestaltfest zu halten, als periphere Energieumsetzungszone zu fungieren und die Aufnahme der Achsmodule und aller Antriebsaggregate zu gewährleisten. [vgl. Pischinger und Seiffert 2021, S.174]

2.3 Maßnahmen zur Verbesserung der Karosseriesteifigkeiten

Primäres Ziel bei der Auslegung einer Karosserie ist es, diese möglichst steif mit einer homogenen Struktur auszulegen, welche die Plattform für ein Fahrzeug bildet und zudem über ein effektives Geräuschverhalten und optimale Fahreigenschaften verfügt. Für die Steifigkeitsauslegung werden weitestgehend rechnergestützte Verfahren verwendet. Die Torsionssteifigkeit ist ein wichtiger Parameter bei der Auslegung und beschreibt die Verwindung der Karosserie um eine Achse, auf die ein Moment wirkt. Beispielsweise durch Unebenheiten der Fahrbahn kommt es zur Einleitung solcher Momente und damit zu Relativbewegungen zwischen den Anbauteilen und der Karosserie.

Ziel ist es, möglichst hohe Torsionssteifigkeiten zu erzielen, um durch die Verformung auftretende Schwingungen und Geräusche zu minimieren. Die Anforderungen an eine hohe Güte hinsichtlich der Schwingungstechnik und Akustik hinsichtlich dem NVH-Verhalten von Automobilen hat in den letzten Jahrzehnten stark zugenommen. Um eine hohe Torsionssteifigkeit zu erzielen, werden zum Beispiel Profilübergänge und Strukturknoten optimiert, ein Aufbau von Quer- und Längsträgern berücksichtigt, der Verzicht von Gelenken und Profileinschnürungen beachtet und multifunktionale Verstärkungen eingesetzt. [vgl. Pischinger und Seiffert 2021, S.182]

Für moderne Karosserien werden durchschnittlich folgende Torsionssteifigkeiten erzielt:

- Limousinen: $15\text{-}30 \text{ kNm/}^\circ = 860\text{-}1720 \text{ kNm/rad}$
- Schrägheck: $15\text{-}20 \text{ kNm/}^\circ = 860\text{-}1145 \text{ kNm/rad}$
- Kombi: $15\text{-}20 \text{ kNm/}^\circ = 860\text{-}1145 \text{ kNm/rad}$
- Vans: $15\text{-}25 \text{ kNm/}^\circ = 860\text{-}1432 \text{ kNm/rad}$

In den letzten Jahren haben die erforderlichen Steifigkeiten von Fahrzeugen um 40 - 50 % zugenommen, um die Anforderungen an das Crashverhalten (z. B. Euro-NCAP) zu erfüllen.

Bei der Konstruktion ist aber nicht nur die Gesamtsteifigkeit wichtig, sondern sollte das Augenmerk auf die lokale Steifigkeit von Einzelbauteilen gelegt werden. Der Absolutwert c_T für die Torsionssteifigkeit hat daher nur eine verhältnismäßige Relevanz und muss im Zusammenhang mit der Masse m und der Aufstandsfläche A eines Fahrzeugs gesetzt werden, da zwischen Steifigkeit und Leichtbau ein Zielkonflikt vorliegt. Die Leichtbaugüte (Abb. 1) von Rohkarosserien kann durch folgende Gleichung (2.1) bestimmt werden: [vgl. Pischinger und Seiffert 2021, S.182]

$$L = \frac{c_T A}{m} \quad (2.1)$$

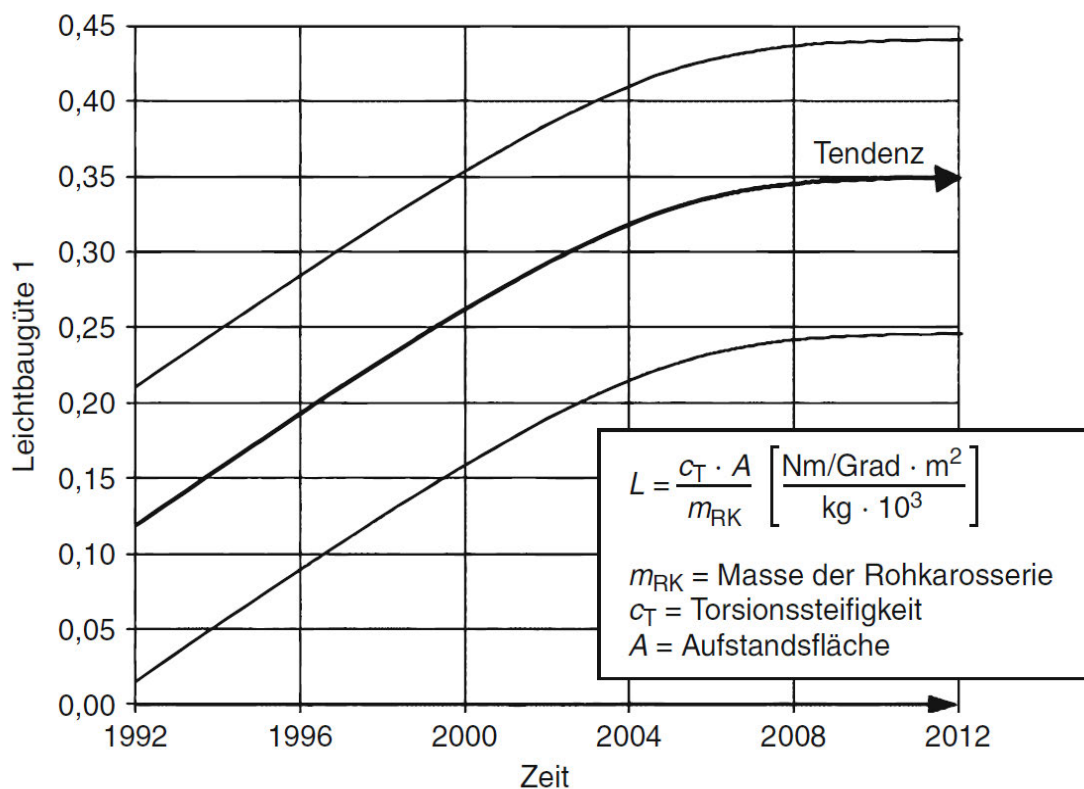


Abbildung 1 – Leichtbaugüte von Rohkarosserien [Pischinger und Seiffert 2021, S.183]

Audi erhöht die Steifigkeit ihrer Modelle mit sogenannten Torsionsringen, die als versteifendes Element in die Fahrzeugstruktur implementiert werden und als Schubfelder fungieren und damit die Stirnwand, den Querträger im Boden und das Dach unterstützen (siehe Abb. 2).

Bei dem Audi A4 werden diese hinter den Fondsitzen und rund um den Kofferraumausschnitt integriert. Im Audi Q8 wird der Strukturverlauf durch Torsionsringe im Hinterwagen so optimiert, dass der Entfall der C-Säule ohne Verlust hinsichtlich Komfort und Sicherheit gewährleistet werden kann. [Audi MediaCenter 2022]

■ Torsionswirksame Strukturen
■ Neu gegenüber Vorgänger

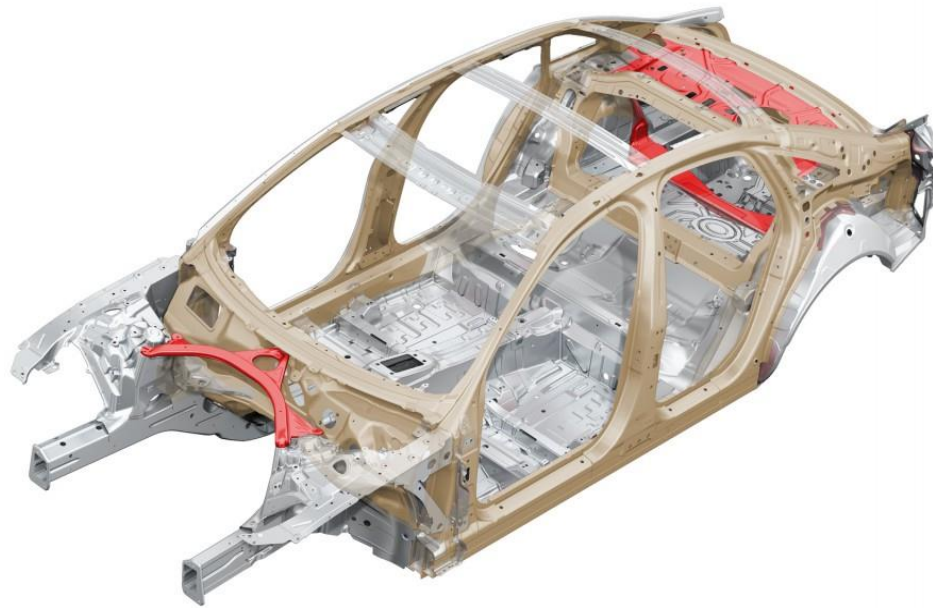


Abbildung 2 – Torsionswirksame Strukturen in der Karosserie [Audi Technology Portal 2022]

Ein weiterer wichtiger Parameter ist die Biegesteifigkeit, welche angibt, welche Kraft (kN) man auf die Karosserie aufbringen muss, um die Karosserie zwischen der Vorder- und Hinterachse um einen gewissen Betrag in Millimetern abzusenken. Das Überqueren von Bodenwellen ist für diese Belastungsart ein gutes Beispiel. Um dahingehend die Karosserie möglichst steif auszulegen, wird darauf geachtet, dass die Vorder- und Hinterrahmen, die Längsträger und Schweller in ihrer Profilhöhe aufgebaut werden und eine zusätzliche Verstärkung in die Karosserie integriert wird. Bei der Konstruktion von Karosserien ist darauf zu achten, dass über die gesamte Karosserie erstreckt, eine harmonische Steifigkeitsausbildung herrscht, um die vorkommenden Schwingungsamplituden möglichst gering zu halten. [vgl. Pischinger und Seiffert 2021, S.183]

Um eine gute Steifigkeit der Karosserie zu erzielen, setzt Audi auf die ASF-Bauweise. Bei dieser Bauweise werden die Baugruppen Vorder- und Hinterwagen mit dem Unterboden zu einem Spaceframe zusammengefügt. Im weiteren Prozess wird dann die einteilige Seite und das Dach an die Struktur angeschlossen, welche im weiteren Schritt mit Kotflügeln, Türen und Klappen komplettiert werden, bevor die Gesamtstruktur im letzten Arbeitsschritt dem Lackierungsprozess zugeführt wird.

Der Vorderwagen beinhaltet als signifikantes Bauteil das Großgussteil Wasserkasten, in dem die Klimaanlage, Scheibenquerträger und der Pedalblock enthalten ist. Der Wasserkasten ist mit den beiden A-Säulen verbunden, welche ebenfalls aus zwei Großgusshalbschalen gefertigt werden.

Die beiden A-Säulen umspannen im oberen Bereich seitlich den durchgehenden Dachrahmen und im unteren Bereich den Schweller. Neben der Tunnelstruktur sind diese beiden Strangpressprofile (Abb. 3) elementare Bauteile zur Verbesserung der Biegesteifigkeit. [vgl. Braess und Seiffert 2012, S.393]

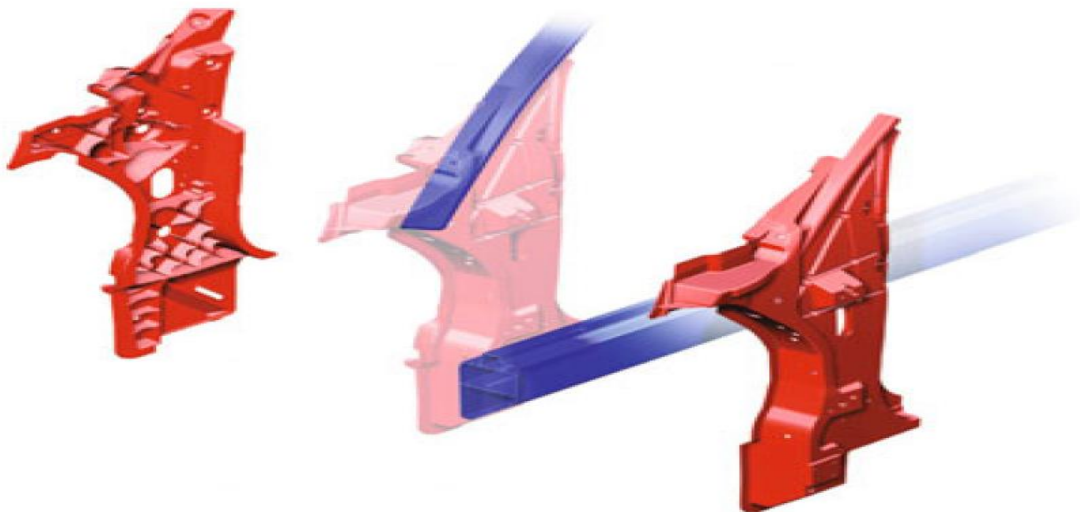


Abbildung 3 – A-Säule [Braess und Seiffert 2012, S.393]

Wie bereits erwähnt, wird die Fahrzeugkarosserie nicht nur auf Festigkeit ausgelegt, sondern muss diese auch spezielle Anforderungen an die Steifigkeit erfüllen. Moderne Strukturen werden dahingehend so konstruiert, dass diese

vorrangig Zug-, Druck-, Schubbelastung und besonders wenig Biegemomente übertragen. Um dieses Ziel zu realisieren, wird mit stärkeren Blechdicken gearbeitet, die wiederum aber dazu führen, dass sich das Fahrzeuggewicht erhöht. Ein weiteres Verfahren, um die Struktur steifer zu gestalten, bei gleichzeitiger Senkung der Materialkosten durch verbesserte Materialausnutzung, ist der Einsatz der „Tailored Blank“ Herstellung, bei der Platinen unterschiedlicher Güte und Dicke zusammengesetzt werden. Die Abbildung 4 zeigt den Einsatz von Tailored Blanks an dem Beispiel eines Audi Q5. [vgl. Pischinger und Seiffert 2021, S.181]

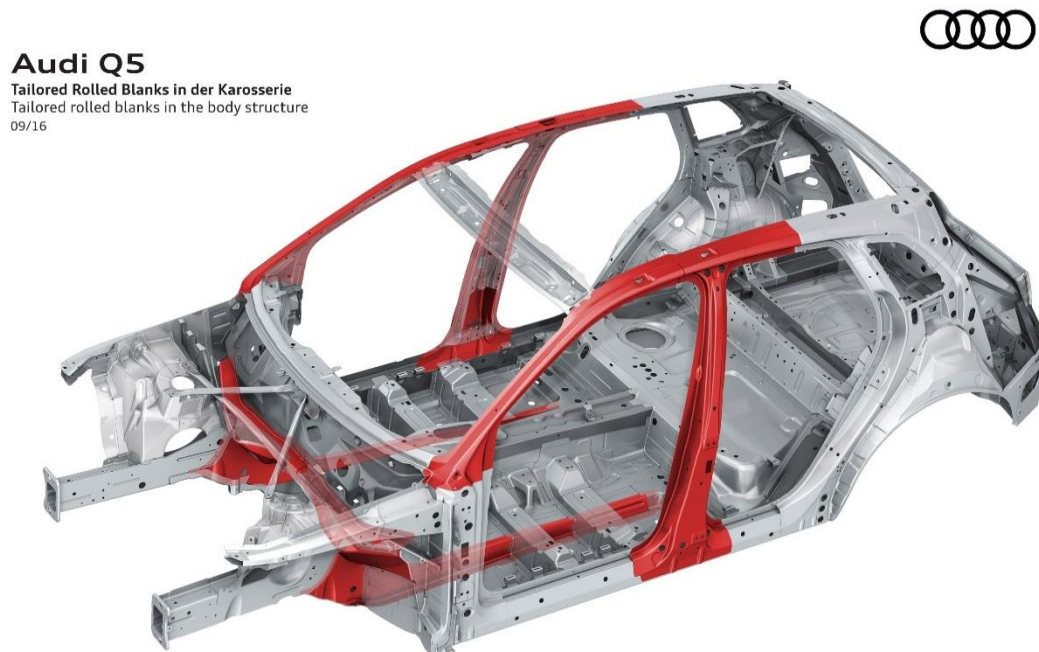


Abbildung 4 – Tailored Rolled Blanks in der Karosserie [Audi Q5 | Audi MediaCenter 2022]

Eine weitere Möglichkeit, Momente auf die Fahrzeugstruktur zu senken, liegt darin, dass zusätzlich Zug- und Druckstreben beispielsweise unter dem Fahrzeugboden angebracht werden können. Bei dünnwandigen Profilen und Flächen kann es zu Instabilitäten durch hohe Druck- und Schubkräfte speziell in den Knoten mit hoher Kraftumlenkung kommen. Um eine Verbesserung der Steifigkeit bei geringer Mehrbelastung des Gewichts zu erzielen, wird im Rohbau Strukturschaum in die Karosserie eingearbeitet, welcher im KTL-

Trocknerprozess aufschäumt (siehe Abb. 5). Durch den Schaum werden Hohlräume abgeschottet, was zusätzlich zu einer Verbesserung der akustischen Abdämmung führt. [vgl. Lüdtker und Pfestorf 2005, S.655]

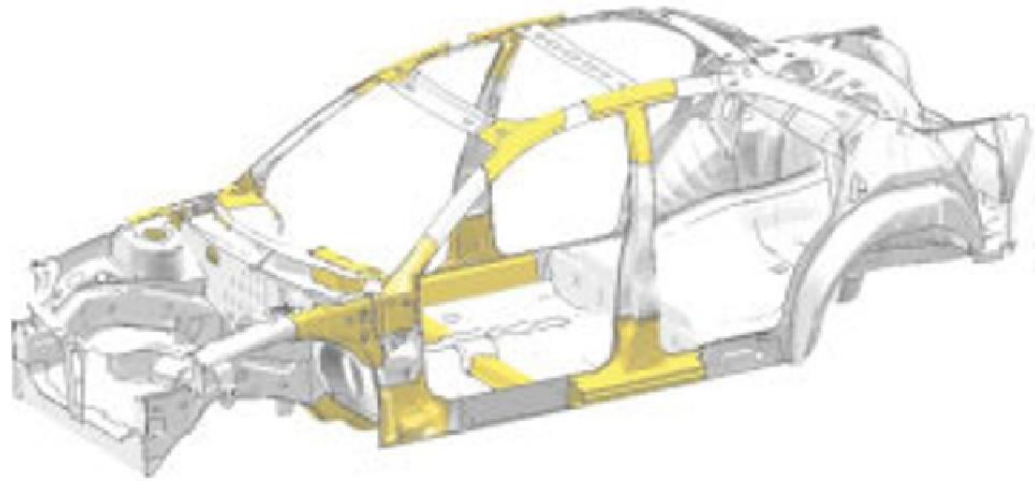


Abbildung 5 – Geschäumte Strukturverstärkungen [Droste und Röttger 2006, S.397]

Zusammenfassend stehen dem Entwickler hinsichtlich der Optimierung von Fahrzeugkarosserien bezogen auf die Torsions- und Biegesteifigkeiten folgende Konzepte zur Verfügung:

- Integration von Quer- und Längsträgern
- Zusätzliche Profile (z. B. Torsionsprofile)
- Einsatz von Tailored Blanks
- Optimierung der Verbindungstechnik
- Vermeidung von Profileinschnürungen oder Gelenken
- Verwendung von lokal wirksamen Verstärkungen

2.4 Polycarbonat

Im Rahmen dieser Masterarbeit werden aus dem Mechanik-Labor der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Fahrzeugkarosserie-Modelle aus Kunststoff als Versuchsträger genutzt. Die Kunststoffmodelle bestehen aus Polycarbonat (PC), welcher auch unter der Handelsbezeichnung Makrolon® bekannt ist, der von der Bayer AG als registrierte Warenmarke geschützt ist. Polycarbonate sind Konstruktionspolymere, welche der Gruppe der Thermoplaste angehören. PC sind grundsätzlich lineare, aus der Kohlensäure stammende Polyester mit aromatischen bzw. aliphatischen Dihydroxy-Verbindungen. Als Grundlage für diesen technischen Kunststoff dient das Bisphenol A, welches aus einer Verbindung von Phenol und Aceton hergestellt wird. Durch Umesterung mit Diphenylcarbonat unter Phenolabspaltung in der Schmelze bei großer Temperaturzufuhr wird dieses Monomer unter anderem hergestellt. [vgl. Elsner et al. 2008, S.749]

Zu den Eigenschaften von Polycarbonat zählen:

- Hohe Steifheit, Härte und Festigkeit
- Zähigkeit im Bereich von -150 bis + 135°C
- Dichte von $1,2 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$
- E-Modul = 2400 MPa
- Zugfestigkeit = 60 MPa
- Hervorragende elektrische Isoliereigenschaften, die auch bei der Einwirkung durch Feuchtigkeit keine Beeinträchtigung nach sich ziehen
- Ausgezeichnete biologische Verträglichkeit
- Große Maßbeständigkeit aufgrund minimaler Schwindung
- Bei Wanddicken > 0,75 mm sehr gute Witterungsbeständigkeit und große Beständigkeit gegen energiereiche Strahlung

3 Grundlagen der Mechanik & SSS-Methodik

In den folgenden Kapiteln werden die Grundlagen der Mechanik beschrieben, die für die Berechnung von Biegelastfällen relevant sind. Es wird auf die Balkenbiegung hinsichtlich der Euler-Bernoulli-Balkentheorie eingegangen und ein Einblick in die SSS-Methodik (englisch: simple structural surfaces) gegeben, die zur Berechnung von Strukturoberflächen genutzt werden kann.

3.1 Theorie der Balkenbiegung

In den meisten technischen Anwendungen finden sich heutzutage Balkenstrukturen und Balken wieder. Sei es in Anwendungen des klassischen Maschinenbaus, Automobilbaus, im Bauingenieurwesen oder in der Luft- und Raumfahrt. In dem folgenden Kapitel wird die elastische Balkenbiegung bei Dehnungen und kleinen Verformungen im Kontext der Statik anhand der Euler-Bernoulli-Balken-Theorie betrachtet. Hierbei wird auf die drei Grundgleichungen der kinematischen Beziehungen, den Gleichgewichtsbeziehungen und das Stoffgesetz eingegangen, welche im Kollektiv eine definierende Differenzialgleichung abbilden können. Die Kinematik beschreibt dabei das Verhältnis zwischen Verzerrungen und den Verschiebungen. Das Stoffgesetz gibt das Verhältnis zwischen Spannungen und Dehnungen an und das Gleichgewicht, das Verhältnis der inneren Kräfte und der äußeren Lasten.

Die gezeigte Balkentheorie bietet Lösungsmöglichkeiten für einfache Last- und Lagerfälle bei der Annahme invariabler Geometrie- und Materialeigenschaften. [vgl. Öchsner 2016, S.1]

Grundsätzlich kann ein Balken als ein langer prismatischer Körper angesehen werden, wie er in Abb. 6 zu sehen ist. In (a) wird das Beispiel von äußeren Lasten und Randbedingungen und in (b) die Querschnittsfläche anhand des Balkens dargestellt.

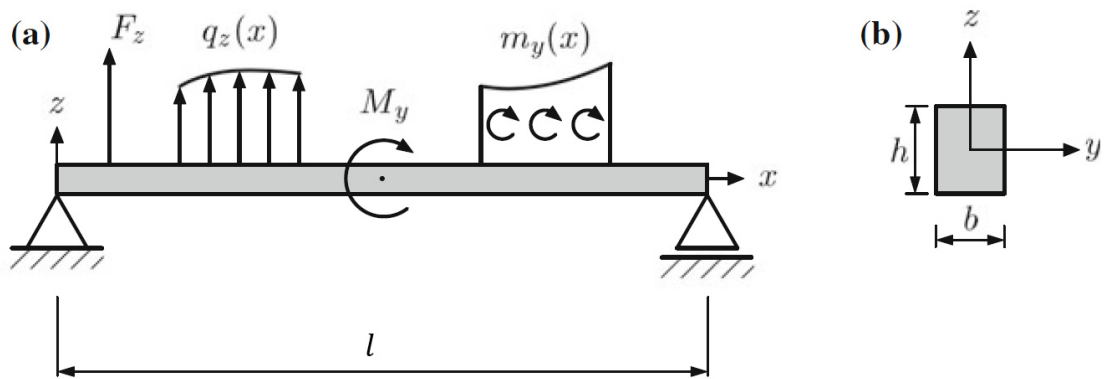


Abbildung 6 – Universale Gestaltung eines Balkenproblems [Öchsner 2016, S.6]

Die dargestellten Kräfte in Abb. 6 zeigen die Einzelkraft F_z , Streckenlasten $q_z(x)$, Einzelmomente M_y und Streckenmomente $m_y(x)$. Die Wirkungslinie der Kraft oder die Richtung des Momentenvektors stehen senkrecht auf der Längsachse des Balkens.

Die im Folgenden dargestellten Ableitungen unterliegen folgenden Annahmen:

- Einheitliche Betrachtung von geraden Balken
- Einfache Querschnitte
- Kleine Verformungen
- Keine Ausdehnung längs der x-Achse
- Keine Torsion um die x-Achse
- Symmetrische Biegung (Verformung in einer einzigen Ebene)

Bei der Euler-Bernoulli-Balkentheorie wird die Schubverformung aus der Querkraft nicht berücksichtigt. Im Allgemeinen wird in der Balkenstatik zwischen schubstarr (a) schubweichen (b) Modellen unterschieden (siehe Abb. 7). Die Theorie besagt, dass ein in der Ausgangssituation ebener Querschnitt durch Einfluss der Verformung unverwölbt und eben bleibt. Des Weiteren wird ein Querschnitt, der vor einer Verformung senkrecht zur Balkenachse stand, nach der Verformung ebenfalls noch so angenommen. Bezeichnet werden diese beiden Annahmen als „Bernoulli-Hypothese“.

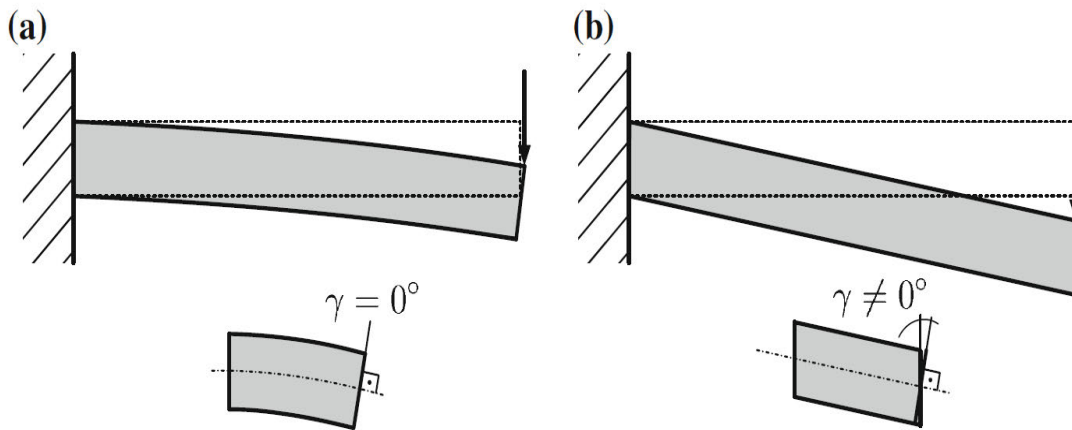


Abbildung 7 – Verformung eines Biegebalkens [Öchsner 2016, S.6]

Die Querschnitte werden als angeheftet an die Balkenlängsachse (neutrale Faser) angenommen, so wird die gesamte Deformation durch die Veränderung der Längsachse bestimmt. Das impliziert, dass geometrische Maße hinsichtlich der Höhe und Breite bei einem Rechteckquerschnitt ebenfalls unverändert bleiben. Im Gegenteil zur Betrachtung nach Euler-Bernoulli wird z. B. bei der Theorie von Timoschenko auch die Schubverformung betrachtet. Bei dieser Theorie wird ein schubweicher Balken betrachtet und die Querschnitte werden gegenüber der Senkrechten um den Winkel γ verdreht (Abb. 7).

Für Balken, die 10- bis 20-mal länger als die Abmessungen des Querschnitts sind, wird generell in erste Näherung der Schubanteil an der Verformung außer Acht gelassen.

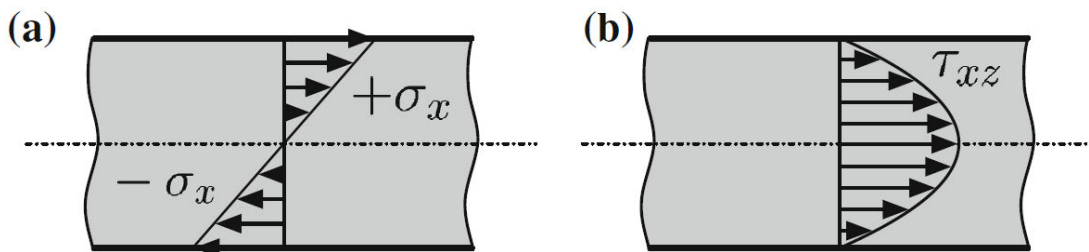


Abbildung 8 – Beispiel unterschiedlicher Spannungsverteilung am Biegebalken [Öchsner 2016, S.7]

Biegemomentenbelastung oder Schub infolge von Querkraft führen zu verschiedenen Spannungsanteilen in einem Biegebalken aufgrund der verschiedenen Belastungsarten. Durch die Biegemomentenbelastung ergibt sich lediglich eine Beanspruchung durch Normalkräfte, welche linear über den Querschnitt zunehmen.

Das Resultat ist ein Druck- bzw. Zugmaximum auf der Unter- bzw. Oberseite des Balkens (Abb. 8a). Bei einem Rechteckquerschnitt mit linear-elastischen Material resultiert die Querkraft in einer Schubspannung, die einen parabolischen Verlauf annimmt und am Rand des Balkens gleich null ist (Abb. 8b).

[vgl. Öchsner 2016, S.7]

3.2 Einführung in die SSS-Methodik

Die SSS-Methode kann in der Konzeptphase des Designprozesses verwendet werden oder wenn grundlegende Änderungen an der Struktur eines Fahrzeugs vorzunehmen sind. Durch diese Methodik lassen sich komplexere Strukturen als mehrere ebene Flächen modellieren und darstellen. Jede ebene Strukturfläche muss durch eine Reihe an Kräften im Gleichgewicht gehalten werden. Die Kräfte werden durch das Gewicht der einzelnen Komponenten aufgebracht, wie beispielsweise die Last von Motor und Getriebe auf die Motorlängsachse, die mit Schienen an angrenzende Konstruktionselemente angebunden sind. Durch die entgegengesetzten Reaktionskräfte zwischen benachbarten Elementen, die auf jedes SSS wirken, bleibt das Gesamtgleichgewicht erhalten. Die SSS-Methode dient dazu, Kontinuität bestehender Lastpfade zu ermitteln, um damit eine Aussage zur Integrität der Struktur treffen zu können, falls ein Mangel durch unzureichende Stützen oder Reaktionen vorzufinden ist. [vgl. Brown et al. 2002, S.3]

3.3 Methodik der einfachen Strukturoberflächen

Mit der SSS-Methodik lässt sich die Oberfläche eines Fahrzeugs als eine Reihe einfacher aneinander geordneter Elemente betrachten. Eine einfache Strukturoberfläche ist ein ebenes Strukturelement oder eine Unterbaugruppe, die nur in seiner eigenen Ebene als starr angesehen werden kann. Die Abbildung 9 zeigt ein einfaches Strukturelement, das geometrisch über die Länge a , Höhe b und seine Dicke t definiert wird. Betrachtet man Schnitte durch das Element in der x - y -Ebene und der y - z Ebene, erhält man die Flächenträgheitsmomente 2. Grades (3.1) – (3.3) nach den Standardformeln:

$$I_x = \frac{at^3}{12} \quad (3.1) \quad ; \quad I_y = \frac{tb^3}{12} \quad (3.2) \quad ; \quad I_z = \frac{bt^3}{12} \quad (3.3)$$

Da t klein ist, sind die Flächenträgheitsmomente 2. Grades I_x und I_z sehr viel kleiner im Vergleich zu I_y , das bedeutet, dass $I_y \gg I_x$ und $I_y \gg I_z$ ist. Dadurch ist die einfach Strukturoberfläche in der Lage, Biegemomente um die y -Achse zu

widerstehen, hat aber wiederum wenig bis kaum Widerstand für Momente, die um die x-Achse und z-Achse aufgebracht werden. [vgl. Brown et al. 2002, S.47]

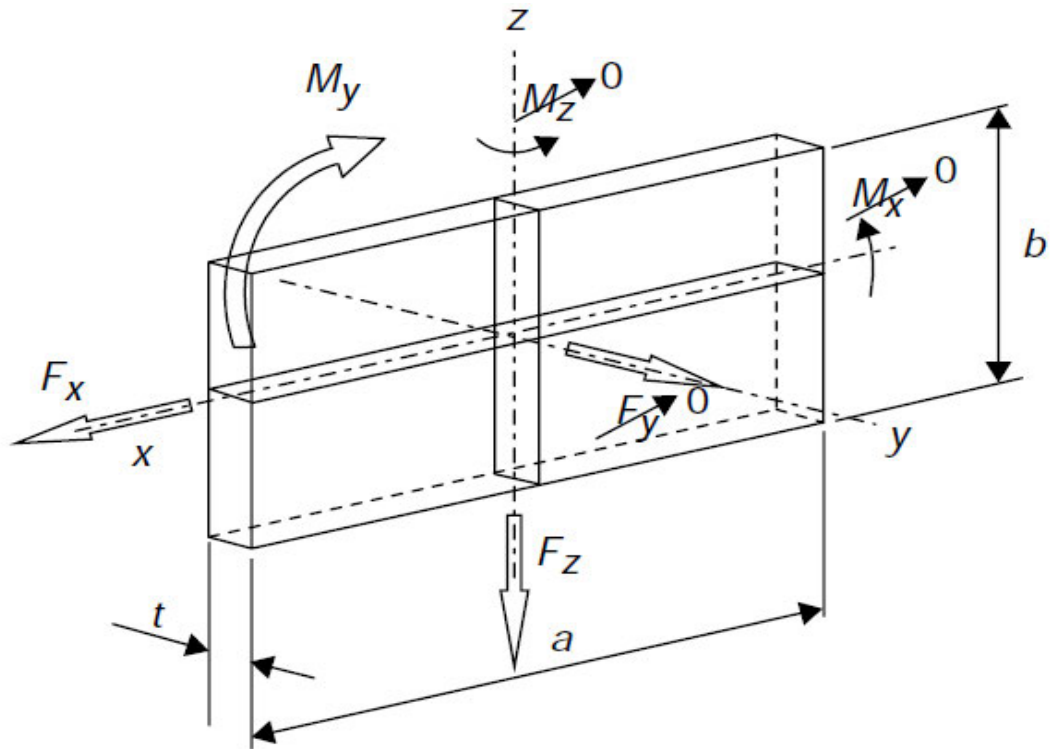


Abbildung 9 – Definition einer einfachen Strukturfläche [Brown et al. 2002, S.48]

Bei den direkten Lasten F_x und F_z , die in der Ebene der einfachen Strukturoberfläche wirken, bleibt der Widerstand in der Struktur erhalten. Normale lokale Belastungen entlang der y-Achse führen hingegen zu einer Biegung der Strukturoberfläche durch Biegung um die z-Achse oder x-Achse. [vgl. Brown et al. 2002, S.47]

3.4 Darstellbare Strukturbaugruppen einfacher Strukturoberflächen

Moderne Pkw-Karosserien bestehen hinsichtlich ihrer Design- und Aerodynamikanforderungen aus stark gekrümmten Oberflächen. Durch die Methodik der einfachen Strukturoberflächen lassen sich unterschiedlichste Unterbaugruppen darstellen. Es wird in erster Näherung angenommen, dass diese Flächen durch eine ebene Fläche dargestellt werden können.

Strukturelle Unterbaugruppen, die durch einfache Strukturoberflächen dargestellt werden können, verfügen über eine gute Steifigkeit ihrer gesamten Ebene. In der Abbildung 10 sind Strukturbaugruppen abgebildet, die geeignet zum Tragen von Querlasten sind. Hier angegeben durch die Randlasten Q_1 und Q_2 .

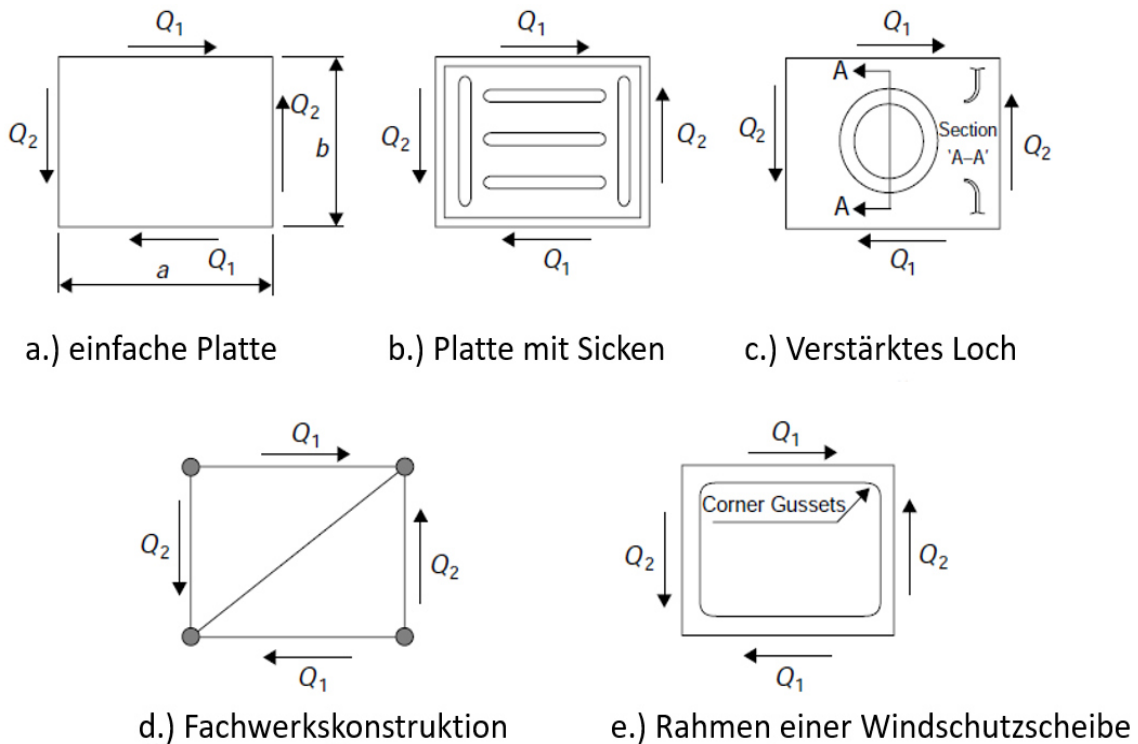


Abbildung 10 – Beispiele für Strukturen einfacher Strukturoberflächen [Brown et al. 2002, S.48]

Die Basisplatte a.) ist eine einfache Platte, mit begrenzter Kapazität, die bei einer geringen Dicke zum Beulen neigen kann. Um die Belastbarkeit der Struktur zu erhöhen, können beispielsweise Sicken wie bei b.) oder ein verstärktes Loch c.) in die Struktur eingefügt werden. Die bei d.) gezeigte Fachwerkskonstruktion bietet ebenfalls geeignete strukturelle Eigenschaften, um die Lasten Q_1 und Q_2 aufnehmen zu können. Die in e.) gezeigte Abbildung zeigt einen Rahmen einer Windschutzscheibe, der über eine ausreichende Steifigkeit der Eckverbindungen und Seitenträger verfügt, um somit eine SSS darstellen zu können. [vgl. Brown et al. 2002, S.48]

In der Abbildung 11 wird im Gegensatz zu den einfacheren Strukturen eine komplexere Struktur einer Seitenstruktur eines Pkws und die eines Busses gezeigt. Widerstehen die Eckverbindungen der Strukturen Biegemomente, können damit sehr effektive SSS gebildet werden.

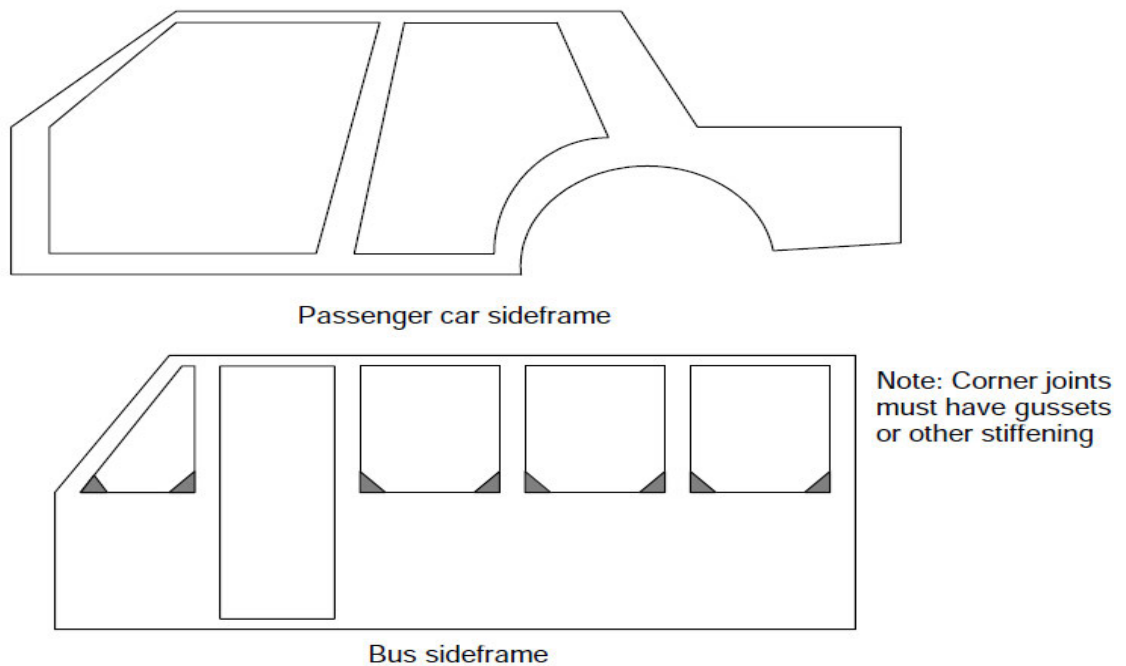


Abbildung 11 – Strukturen, die als einfache SSS dargestellt werden können
[Brown et al. 2002, S.50]

3.5 Eine einfach Kastenstruktur

Die simpelste Darstellung einer Fahrzeugtypstruktur ist die eines Kastenwagens. Für den Kastenwagen werden sechs SSS zu einer Struktur zusammengesetzt. In der Abbildung 12 ist eine solche Struktur zu sehen, bei dieser ist aber noch ein zusätzlicher Querträger auf der Bodenfläche integriert, der für die Verteilung der Nutzlast erforderlich ist. In der Mitte des Querträgers, welcher von den Seitenwänden gehalten wird, greifen die Kräfte der Nutzlast (F_{pl}) mit einem Zuschlag des Strukturgewichts (F_i) an und ergeben in der Summe die Gesamtbelastung F_{zs} . An den Endpunkten des Querträgers greifen die entgegengesetzten Reaktionskräfte K_1 an. [vgl. Brown et al. 2002, S.52]

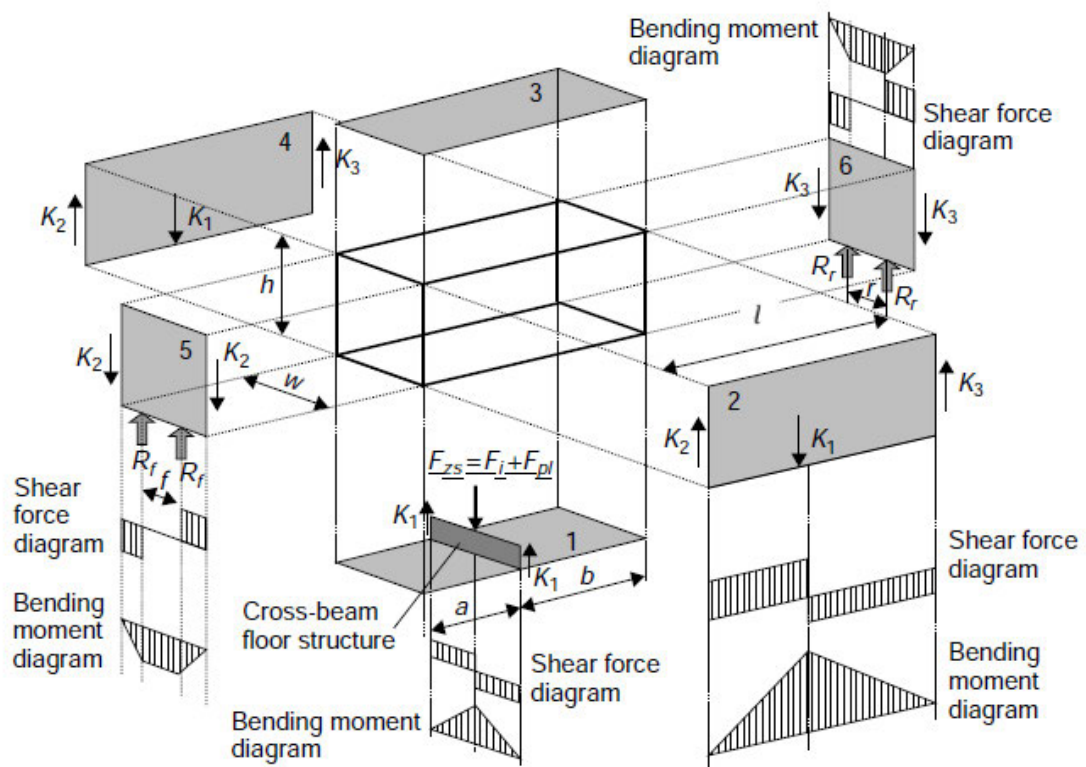


Abbildung 12 – Kastenwagen mit Biegebelastung [Brown et al. 2002, S.52]

Durch die Auflösung der Kräfte und der Symmetrie sind die Lasten K_1 gleich die Hälfte der aufgebrachten Last in der Mitte des Querträgers und man erhält die Gleichung (3.4):

$$K_1 = \frac{F_{ZS}}{2} \quad (3.4)$$

Der Querträger hat von der Frontwand (5) den Abstand a und zur Rückwand (6) den Abstand b . Die gesamte Länge des Kastenwagens beträgt die Länge l . Damit ergibt sich für die vordere untere Ecke der Kantenkraft K_3 , die zwischen der Seitenwand und der Rückwand wirkt, folgende Gleichung (3.5):

$$K_2 + K_3 - K_1 = 0 \quad (3.5)$$

K_2 ist die Reaktionskraft zwischen der Seitenwand und Frontwand des Kastenwagens. Die Front- und Rückwand wird von dem Aufhängungssystem und der Struktur getragen. Wird eine symmetrische Last für die Frontplatte aufgebracht, erhält man für die Vorderradaufhängung (R_f) und die Hinterradaufhängung (R_r) folgende Gleichungen (3.6) und (3.7):

$$R_f = K_2 \quad (3.6)$$

$$R_r = K_3 \quad (3.7)$$

Ebenfalls ist in der Abbildung 12 die Verteilung der Querkraft und Biegemomente für den Deckenquerträger, die Seitenwand und für die Vorder- und Rückwand zu sehen, welche als Scher- und Biegebelastungen gekennzeichnet sind. Auf die Boden- und Dachstruktur wirken keine Lasten in der Ebene.

[vgl. Brown et al. 2002, S.53]

3.6 Beispiele für Karosserien mit typischen SSS-Idealisierungen

Eine typische Karosserie eines Pkws, wie hier die Darstellung einer Mercedes-Benz E-Klasse Limousine (Abb. 13) kann mithilfe der SSS-Methode als Halbmodell dargestellt werden. Das Halbmodell ist der Übersichtlichkeit halber gezeigt und stellt die rechte Fahrzeugseite der Limousine dar (Abb. 14).



Abbildung 13 – MB E-Klasse Limousine [Mercedes-Benz Innovation: Fahrzeugentwicklung 2022]

Die Fläche (1) stellt den Bodenquerträger unter den Vordersitzen dar und trägt zusammen mit dem Mittellängstunnel (2) die Sitzlasten. Die Bodenplatte (3) ist für die Tragfähigkeit der Schubkräfte im Torsionsbelastungszustand vorhanden und trägt selbst keine vertikalen Lasten. Im Fondbereich unter den Rücksitzen befindet sich ein weiterer Querträger (4), welcher unter der Fläche (5) des Kofferraumbodens verläuft. Der Kofferraumboden wird von dem hinteren Längsträger (6) getragen, der unter anderem die Reaktionskräfte R_R von der Hinterradaufhängung als auch die Gepäcklast aufnimmt.

[vgl. Brown et al. 2002, S.56]

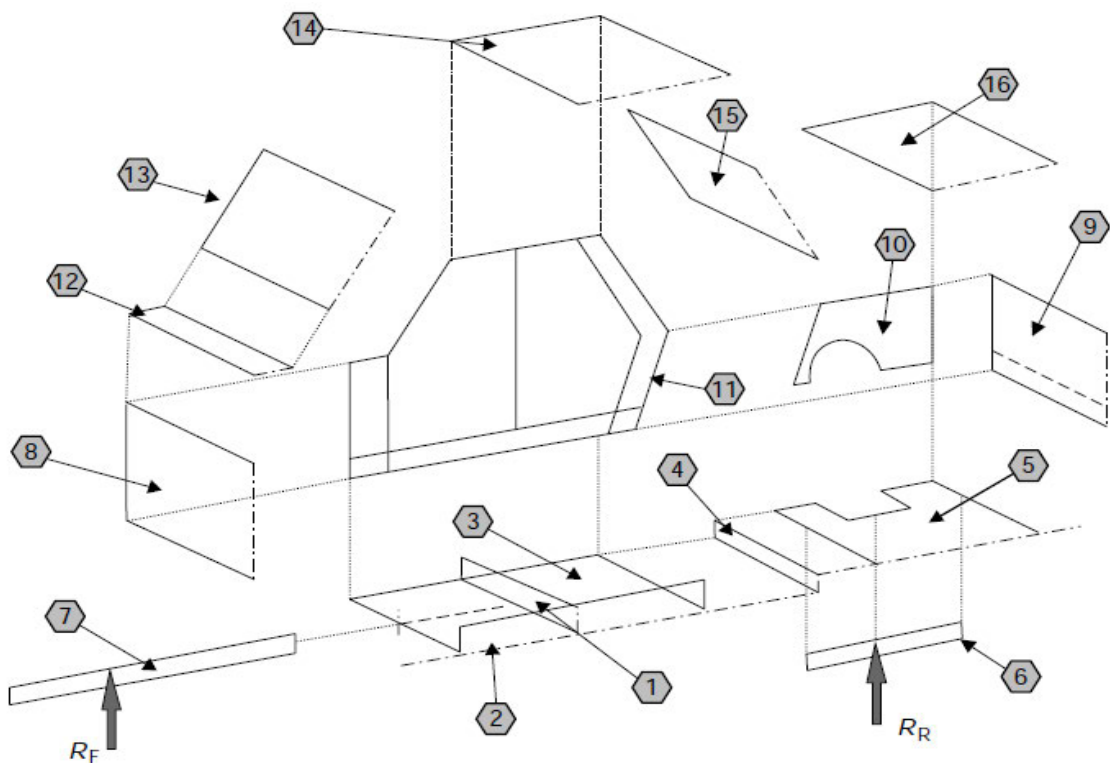


Abbildung 14 – SSS-Halbmodell einer Limousine [Brown et al. 2002, S.57]

Der vordere Längsträger (7) befindet sich im Frontbereich des Halbmodells und dient dazu, Motor-, /Getriebebelastungen und die Reaktionskräfte R_F von der Vorderradaufhängung aufzunehmen.

Die Abstützung des vorderen Längsträgers (7) erfolgt an der Motorwand (8) und dem Bodenquerträger (1). Über die Bodenfläche werden die Motorwand (8) und der hintere Seitenrahmen (11) zum Tragen von Lasten benötigt. Um Belastungen aus der hinteren Längsachse (6) aufzunehmen, wird die Rückwand (9) benötigt, welche die Lasten bis zur hinteren Seitenwand (10) weiterleitet, welche an der hinteren Seitenwand (11) befestigt ist. Die Flächen (10) und (11) können als eine Komponente betrachtet werden. Teile des Torsionskastens bilden die Fläche des Windlaufs (12), den Rahmen der Windschutzscheibe (13), des Daches (14), der Heckscheibe (15) und der Abdeckung des Kofferraums (16). Um eine ausreichende Torsionssteifigkeit der Karosserie zu erzielen, ist es wichtig, besondere Sorgfalt bei der Gestaltung der Flächen zu gewährleisten. Die Schubsteifigkeit kann beispielsweise durch Anheben des Kofferraums oder durch Erhöhung der Seitenbreite erzielt werden.

Eine weitere gängige Karosserieform eines Pkws ist die eines Kombis. In der Abbildung 15 ist die Karosserie einer Mercedes-Benz E-Klasse T-Modell zu sehen. Das SSS-Modell wird hier ebenfalls als Halbmodell (Abb. 16) dargestellt. [vgl. Brown et al. 2002, S.57]



Abbildung 15 – MB E-Klasse T-Modell [Mercedes-Benz Innovation: Fahrzeugentwicklung 2022]

Das Fahrzeug ist vom Grundkonstrukt ähnlich wie die Limousine aufgebaut. Es verfügt über einen Querträger (2) unter den Vordersitzen und einen Mitteltunnel. Ein wichtiges Element, das zur Erhöhung des Heckbodens (4) beiträgt, ist der hintere Querträger (3) unter den Rücksitzen. Unter der Gepäckfläche verlaufen seitlich an der Reserveradmulde beidseitig die hinteren Längsträger (5) vorbei, welche mit dem hinteren Querträger (3) und dem Heckendmodul verbunden sind. Den Längsträger im vorderen Bereich bildet die Fläche (8), welche als Motorschiene fungiert und unterstützend mit der Fläche (9) als Kotflügel ergänzt wird.

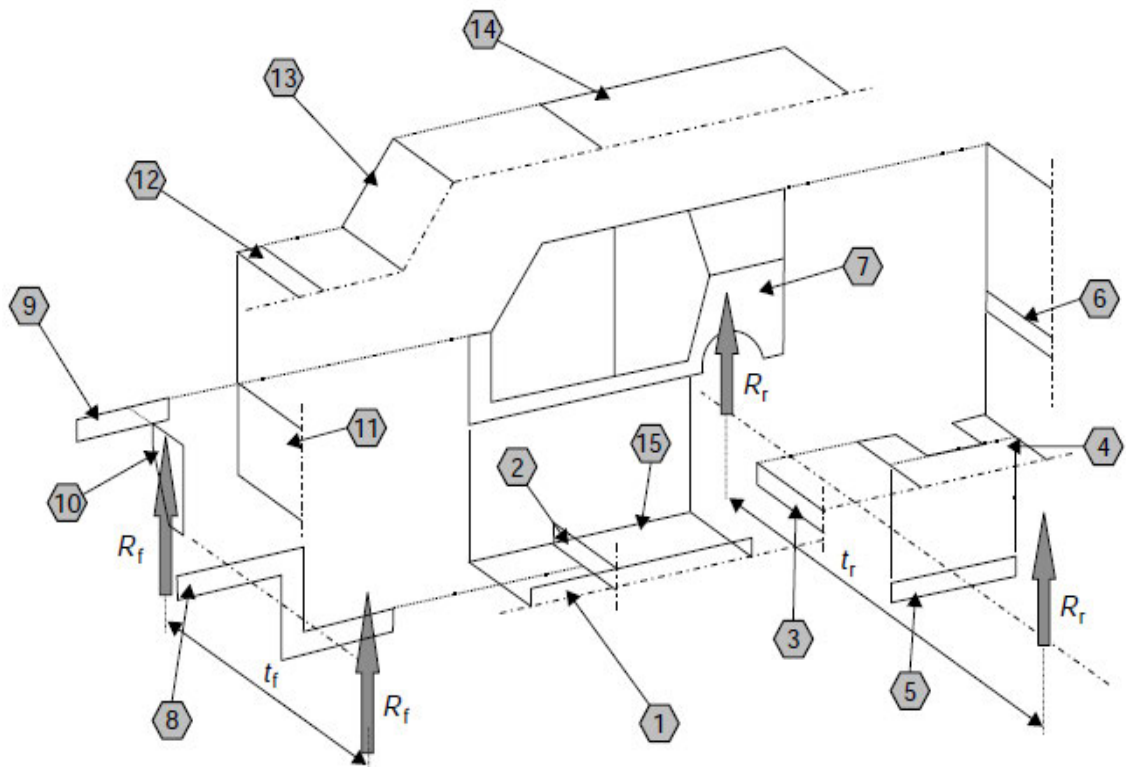


Abbildung 16 – SSS-Halbmodell eines Kombis [Brown et al. 2002, S.58]

Die Motorschiene kann wie in diesem Beispiel auch als eine nicht gerade Form dargestellt werden. Die Federbeinlager (10) sind im oberen Bereich am Längsträger (9) des Kotflügels befestigt und unten am vorderen Längsträger der Motorschiene (8) und agieren in diesem Bereich als Querträger. Der Längsträger der Motorschiene (8) wird von dem vorderen Querträger (2) und der Motortrennwand (11) stabilisiert. Die Fläche (9) fungiert in dieser Struktur als Kragarm, welcher sich von der A-Säule aus nach vorne erstreckt. Aus den Elementen des Windlaufs, des Rahmens der Windschutzscheibe und der Dachstruktur bildet sich die Oberflächenstruktur der Karosserie.

In der Kombination mit der Bodenfläche (15) bilden die SSS (4), (6), (7), (11), (12), (13), (14) und (15) die Fahrgastzelle. Wird das Modell mit einem Torsionsmoment belastet, wirken diese Flächen als Elemente, die Scherkräfte übertragen. [vgl. Brown et al. 2002, S.59]

4 Empirischer Teil I – Entwicklung des Versuchsprüfstands

Im Folgenden wird die Planung des Versuchsprüfstands für den Lastfall der Biegung erläutert. Es wird darauf eingegangen, welche Anforderungen hinsichtlich der Realisierung relevant sind und ein Überblick über die Planung und Entwicklung des Versuchsprüfstands gegeben. Im weiteren Verlauf werden die eingesetzten Karosseriemodelle hinsichtlich ihrer technischen Daten beschrieben und wie diese modifiziert sind, um eine Anbindung an den Versuchsprüfstand zu finden. Auf Grundlage der ermittelten Parameter wird am Ende des Kapitels eine detaillierte Versuchsanleitung gezeigt. Aus der Vorüberlegung und hinsichtlich eines fiktiven Einsatzspektrums und weiteren Forschungsprojekten ergeben sich die in Tabelle 2 gezeigten Anforderungen an den Versuchsprüfstand.

Tabelle 2 – Anforderungen an den Versuchsprüfstand

| Anforderungen an den Versuchsprüfstand |
|--|
| • Konstruktion aus BLOCAN-Profilen |
| • Ausreichende Traglast im Belastungszustand |
| • Anbindung der Messtechnik aus dem Mechanik-Labor |
| • Anbindung der Fahrzeugkarosserie-Modelle aus dem Mechanik-Labor |
| • Schneller und unkomplizierter Wechsel der Fahrzeugkarosserie-Modelle |
| • Variable Achsabstände und Spurweiten für fiktive Forschungsprojekte |
| • Krafteinleitung mittels Gewichtshänger und Gewichten |
| • Realitätsnahe Belastungen (Krafteinleitungspunkte) |
| • Mehrere Belastungszustände gleichzeitig realisierbar |
| • Verschiebungen mittels Messuhren erfassen |
| • Intuitive Bedienbarkeit |

4.1 Versuchsprüfstand – Planung & Entwicklung

Zielsetzung bei der Erstellung des Versuchsprüfstands ist es, einen leichten und robusten Rahmen als Basiselement zu schaffen, welcher die Anforderung hinsichtlich der Belastung gewährleisten kann. Der Versuchsprüfstand soll so gefertigt werden, dass die für diesen Versuch bereitgestellten Kunststoffmodelle angebracht werden können. Es ist auch darauf zu achten, dass die Modifikation der Gewichtsaufnahme an den Fahrzeugkarosserie-Modellen genügend Freiraum bietet und nicht mit dem Versuchsprüfstand kollidiert.

Der Versuchsprüfstand soll des Weiteren die Möglichkeit bieten, unterschiedliche Karosserien mit verschiedenen Achsabständen, die sich aus weiteren fiktiven Projekten ergeben könnten, anbinden zu können. Bei der Konstruktion des Versuchsprüfstands wird auch darauf geachtet, dass die Messeinrichtungen auf der Führungsschiene angebracht werden können und der Abstand vom Prüfstand bis zum Messpunkt der Fahrzeugkarosserie-Modelle uneingeschränkt angewählt werden kann. Die Auswahl der Profile für den Versuchsprüfstand fällt auf den Werkstoff Aluminium. Lediglich die Verbindung der Profilelemente erfolgt durch Knotenwinkel und Flanschleitenverbindung, die aus Eisen bestehen. Um zunächst ein Gefühl für die Dimension des Versuchsprüfstands zu erhalten, wird auf der Basis von Skizzenanfertigungen ein Grundkonstrukt erstellt, welches durch Anpassung an die zuvor genannten Anforderungen geometrisch fest definiert wird.

Die möglichen Profile für diesen Versuchsprüfstand werden im weiteren Verlauf ausgewählt und mithilfe von Catia V5R21 erstellt. Hierfür werden CAD-Datensätze des Lieferanten in Anspruch genommen. Durch Extrusion der BLOCAN-Profile auf das geforderte Maß und Ausrichtung der Profile im Raum nach Vorlage der Skizze können die vorgegebenen Maße auf ihre Plausibilität hin geprüft werden. Sind die Profile im Raum ausgerichtet, können im weiteren Verlauf die Knotenwinkel in die Konstruktion eingefügt werden, die dafür sorgen, dass die Abstützung der aufgebrachten Lasten optimal in die Konstruktion des Versuchsprüfstands eingeleitet werden können und somit für zusätzliche Stabilität sorgen. Im nächsten Schritt werden die Anschlussplatten an die

Bodenprofile und an die oberen Profile angebracht. Die unteren Profile werden im letzten Schritt mit den Gelenkstützfüßen versehen und dienen damit als Anbindung an die Umgebung. Die Anschlussplatten an den oberen Profilen dienen im späteren Verlauf der Anbindung der Karosseriemodelle und verfügen über ein M8 Gewinde, in welches im weiteren Konstruktionsprozess Gewindestangen eingeschraubt werden (Abb. 17).

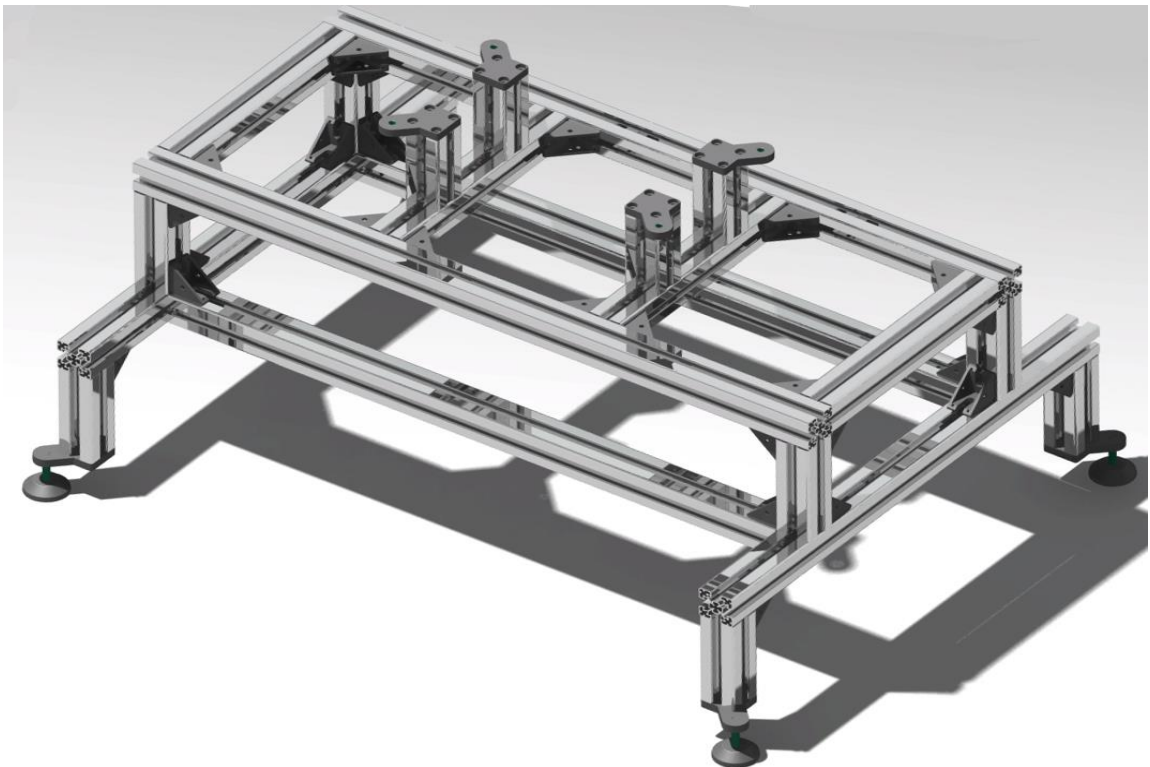


Abbildung 17 – CAD-Modell - Versuchsprüfstand für Biegelastfälle

Für den Aufbau des Versuchsprüfstands werden für die Grundkonstruktion ausschließlich Teile der Firma RK Rose + Krieger GmbH verwendet. Die Firma hat die BLOCAN-Profile nach Angabe des Entwurfs angefertigt und auf das geforderte Maß zugeschnitten. Als Profilkonstruktion kommt ausschließlich das BLOCAN-Profil F 40x40-L, hell eloxiert zum Einsatz. Die BLOCAN-Profile bieten vielseitige Konstruktionsmöglichkeiten bei funktionaler Nutzung, das Tragen von schweren Lasten bei gleichzeitiger Stabilität, Gewichtsoptimierung und das Anbringen von Zusatzbauteilen wie Messuhren und ein breites Spektrum an Verbindungstechniken. Teile zur Anbindung der Karosserie an den Prüfstand erfolgen aus dem weiteren Zubehörhandel.

Um die Anforderung hinsichtlich unterschiedlicher Karosseriekonzepte mit verschiedenen Achsabständen und Spurweiten realisieren zu können, lassen sich die mittleren Querträger in Längsrichtung und die oberen Profile mit der Anschlussplatte und späteren Anbindung der Fahrzeugkarosserie-Modelle quer verschieben (Abb. 18). Durch diese Variationsmöglichkeit lässt sich der Versuchsprüfstand auch ggf. für fiktive Forschungsprojekte einsetzen.

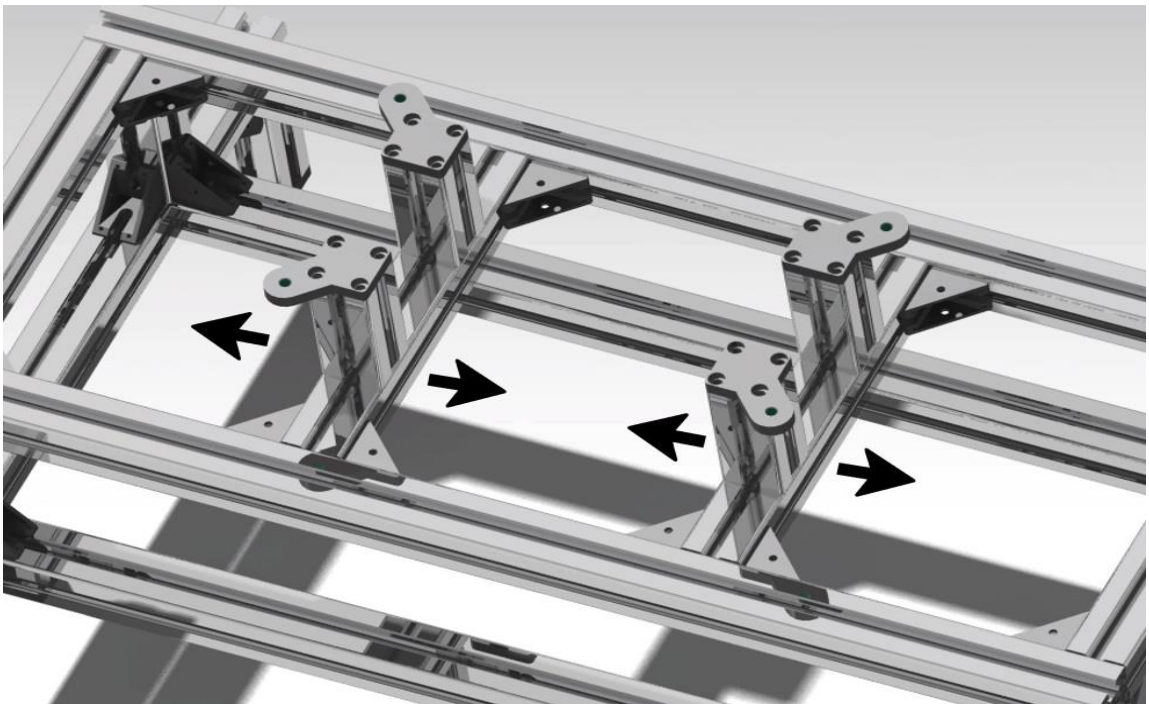


Abbildung 18 – Verschiebbare Querträger für unterschiedliche Radstände und Spurweiten

4.2 Versuchsprüfstand – Aufbauanleitung

Um die Grundkonstruktion im späteren Verlauf am Boden abstützen zu können, werden zunächst vier 120mm BLOCAN-Aluprofile vorbereitet (Abb. 19). Hierzu werden die Anschlussplatten F-40-M8 mittels des Befestigungssatzes von vier M6x20mm Innensechskantschrauben mit passender Unterlegscheibe an das BLOCAN-Aluprofil geschraubt.

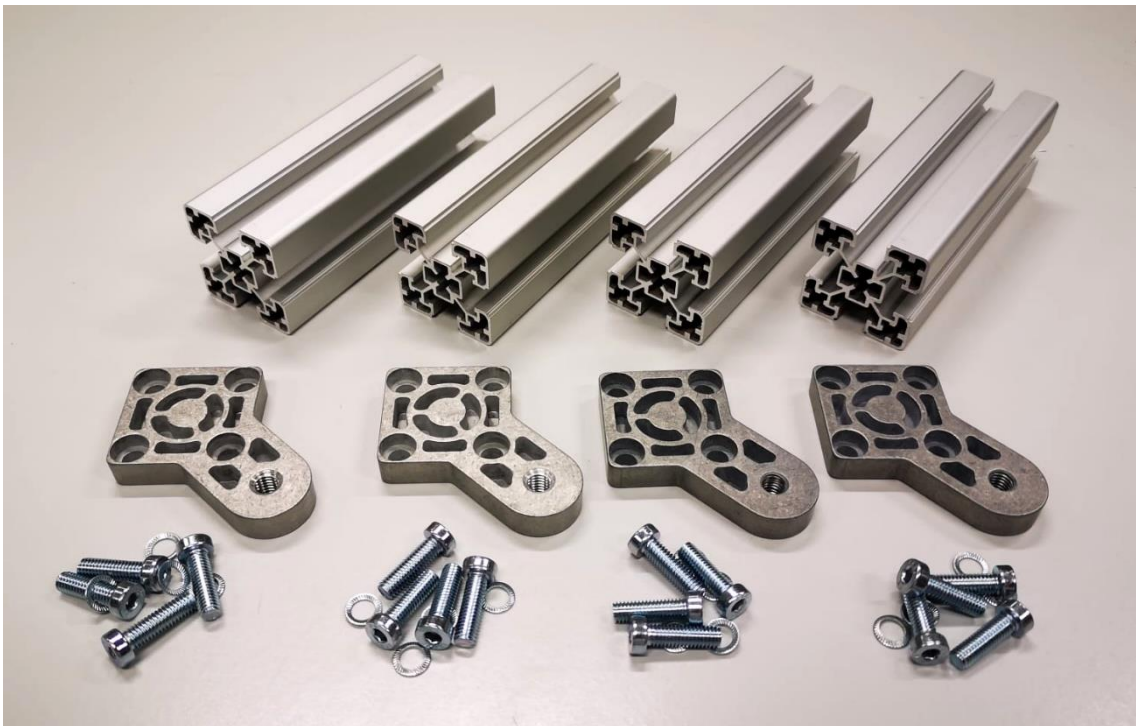


Abbildung 19 – Vorbereitung der Bodenprofile

Sind die vier BLOCAN-Aluprofile vorbereitet, wird in jedes Profil ein Gelenkstützfuß M8 in die Gewindebohrung der Anschlussplatte geschraubt (Abb. 20). Zunächst wird auf das Gewinde des Stützfußes die Mutter gesetzt und eingeschraubt und im zweiten Schritt die Unterlegscheibe aufgesetzt. Im weiteren Verlauf wird das Gewinde des Gelenkstützfußes so weit in die Anschlussplatte geschraubt, bis es bündig mit dieser abschließt. Im letzten Schritt wird mit der Mutter gegengekontert, um ein weiteres Verdrehen des Gelenkstützfußes zu unterbinden.

Bei allen Profilen, die stirnseitig an ein anderes Profil angeschlossen werden, wird die Flanschleistenverbindung F-40 an das Profil stirnseitig befestigt. Zur Anbringung wird eine M6x25mm Innensechskantschraube als Mittenzentrierung in das Profil geschraubt, um ein Verrutschen des Profils zu unterbinden und zusätzlich, um die statische Belastung aufnehmen zu können, und eine erhöhte Stabilität zu schaffen. Über zwei M6x12mm Innensechskantschrauben mit passender Unterlegscheibe wird das Profil in dem Führungsprofil, in dem es angebracht wird, im Nutenstein K verschraubt.



Abbildung 20 – Anbringung der Gelenkstützfüße

Im nächsten Arbeitsschritt werden für die vier 270mm BLOCAN-Aluprofile die Flanschleistenverbindungen an beiden Stirnseiten befestigt (Abb. 21). Anschließend werden diese in der Seitenführung der zwei 800mm BLOCAN-Aluprofile positioniert und mittels Knotenwinkel und der Verschraubung der Flanschleiste an die passende Position gebracht (Abb. 22).

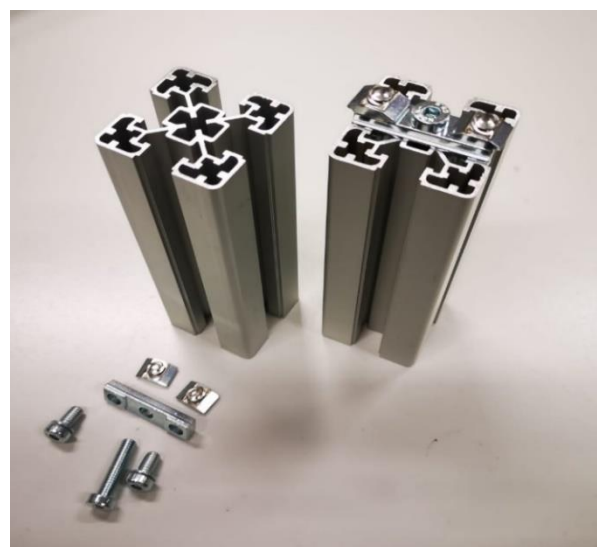


Abbildung 21 – Flanschleistenverbindung F-40



Abbildung 22 – Rahmen der Grundkonstruktion

Die Knotenwinkel werden mit dem Befestigungssatz für Knotenwinkel und dem Nutenstein K verschraubt, welcher in die Führung des Profils geklickt wird. Zur Verschraubung des Knotenwinkels werden zwei M6x16mm Innensechskantschrauben mit passender Unterlegscheibe verwendet. Die Endprofile schließen dabei bündig miteinander ab. Die zwei mittleren 270mm BLOCAN-Aluprofile können im späteren Verlauf zur genauen Ausrichtung und jeweiligen Anwendungsfall in ihrer Achse verschoben werden.

Im nächsten Arbeitsschritt werden vier 130mm BLOCAN-Aluprofile mit Flanschleistenverbindungen versehen und an die Eckpunkte der im vorherigen Schritt angefertigten Grundkonstruktion angebracht (Abb. 23). Hierbei ist darauf zu achten, dass die Flanschleistenverbindung korrekt ausgerichtet ist, um im nächsten Arbeitsschritt die Querträgerprofile bündig darin führen zu können.



Abbildung 23 – Eckverbindung der Grundkonstruktion

Im weiteren Verlauf werden die zwei 600mm BLOCAN-Aluprofile welche als Querträger fungieren, in die zuvor erstellte Eckverbindung der Grundkonstruktion eingeführt und mit einem Überstand von 125mm mittig ausgerichtet und mittels Knotenwinkel und der Stirnseite des 130mm BLOCAN-Aluprofils verschraubt (Abb. 24). Es ist darauf zu achten, dass die Ausrichtung der Profile bündig geschieht, um zu gewährleisten, dass die Führungshaken der Knotenwinkel in der Führungsschiene halt finden.



Abbildung 24 – Querträgerverbindung

Im folgenden Arbeitsschritt werden die zwei 720mm BLOCAN Aluprofile integriert, welche als zusätzliche Längsträger dienen. Diese werden an die Eckverbindung der 130mm Profile und den zuvor in die Konstruktion implementierten 600mm Querträgern angebracht und stirnseitig mittels Flanschleistenverbindung und Knotenwinkel verschraubt (Abb. 25).



Abbildung 25 – Basiselement des Versuchsprüfstands

Als Nächstes werden die vier 100mm BLOCAN-Aluprofile an der einen Seite mit einer Flanschleiste und an der anderen Seite mit einer Anschlussplatte versehen (Abb. 26). Diese Profilkonstruktion dient im späteren Verlauf der Anbindung der Fahrzeugkarosserie-Modelle an die Grundkonstruktion des Versuchsprüfstands.



Abbildung 26 – Profile zur Anbindung der Fahrzeugkarosserie-Modelle

Die vier vorbereiteten 100mm BLOCAN-Aluprofile werden nun auf den beiden mittleren 270mm BLOCAN-Aluprofilen die als Querträger fungieren, angebracht und mittels Flanschleistenverbindung an der Konstruktion verschraubt. Die Profile sind so auszurichten, dass die Anschlussplatten mit der Gewindebohrung zu den Eckpunkten der Grundkonstruktion fluchten (Abb. 27).

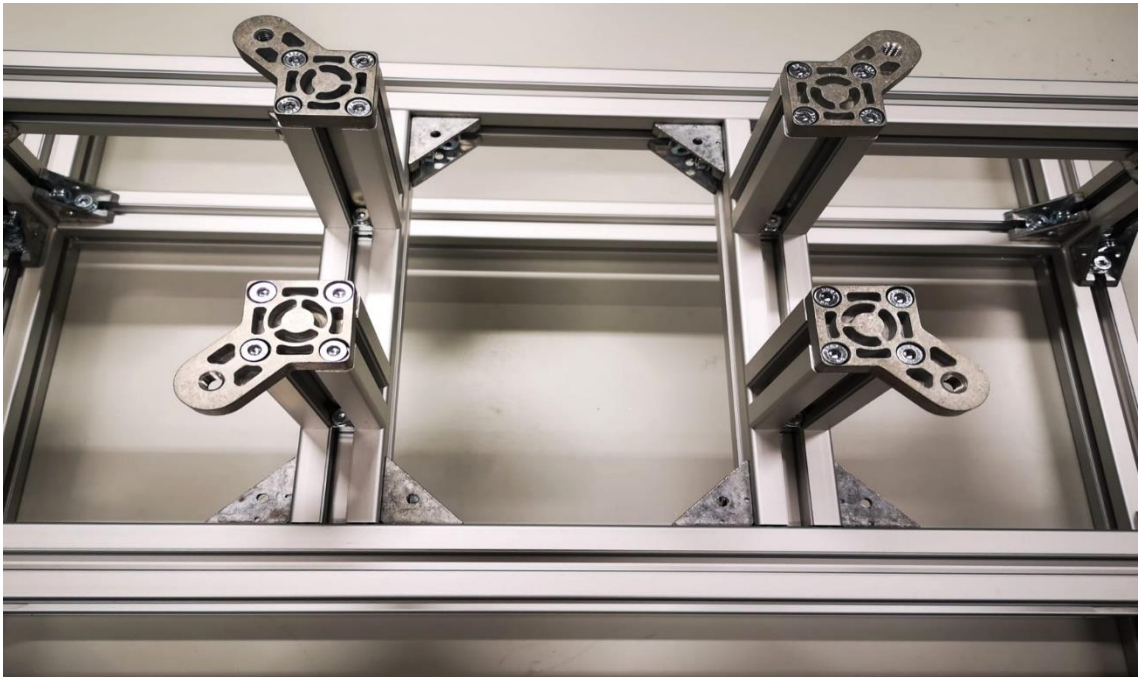


Abbildung 27 – Ausrichtung und Integration der Anbindungsprofile

Im nächsten Arbeitsschritt wird die Grundkonstruktion um 180° gedreht und die zu Beginn vorbereiteten vier 120mm BLOCAN-Aluprofile mit Gelenkstützfüßen werden an die Eckverbindung bündig angebracht (Abb. 28).



Abbildung 28 – Gelenkfuß am Querträger

Die Profile werden mittels Flanschleistenverbindung und jeweils einem Knotenwinkel an den 600mm BLOCAN-Aluprofilen verschraubt. Hierbei ist darauf zu achten, dass die Anschlussplatten so ausgerichtet werden, dass diese zu den Endpunkten hin fluchten, um einen möglichst stabilen Stand der Grundkonstruktion zu gewährleisten.



Abbildung 29 – Einsatzbereiter Versuchsprüfstand

Sind die Gelenkfüße am unteren Querträger sauber ausgerichtet, wird die Anbindung für die Fahrzeugkarosserie-Modelle integriert. Hierfür wird für jede Anschlussplatte der Anbindungssatz verwendet, der eine M8 Gewindestange mit einer Länge von 125mm, einen M8 Gabelkopf, drei Muttern und zwei Unterlegscheiben beinhaltet. Die Gewindestange wird in die Anschlussplatte geschraubt und mit dem Einsatz von Unterlegscheiben und Muttern gegen das Verrutschen gesichert. Am oberen Ende wird der M8 Gabelkopf auf die Gewindestange geschraubt und mit einer Mutter von unten gesichert. Dieser Vorgang wird für alle vier Anschlussplatten durchgeführt.

Als letzten Arbeitsschritt, um den Versuchsprüfstand zu vervollständigen und für den Nutzer sicherer zu gestalten, werden die offenliegenden BLOCAN-Aluprofile und Gusseisen-Knotenwinkel mit Kunststoffabdeckungen versehen (Abb. 29). Hierfür kommen für die Knotenwinkel 24 und für die BLOCAN-Aluprofile 8 Kunststoffabdeckungen zum Einsatz. Dabei ist darauf zu achten, dass die oberen mittleren Querträger nicht mit Kunststoffabdeckungen versehen werden, da diese freiliegend bleiben sollten, um den Achsabstand ggf. zu variieren, der sich aus anderen Versuchsszenarien ergeben könnte. Der Tabelle 3 sind die technischen Daten des Versuchsprüfstands zu entnehmen.

Tabelle 3 – Technische Daten des Versuchsprüfstands

| Technische Daten des Versuchsprüfstands | |
|---|--------|
| Länge | 810mm* |
| Breite | 610mm* |
| Höhe | 570mm* |
| Gewicht | 15,7kg |
| Radstand min. | 175mm |
| Radstand max. | 575mm |
| Spurweite min. | 100mm |
| Spurweite max. | 290mm |

*Länge, Breite, Höhe beziehen sich auf den einsatzbereiten Versuchsprüfstand ohne Anbindung von Fahrzeugkarosserie-Modellen.

4.3 Fahrzeugkarosserie-Modelle – Beschreibung & Modifikation

Für den für diese Masterarbeit konstruierten Versuchsprüfstand werden drei Fahrzeugkarosserie-Modelle aus dem Mechanik-Labor der Hochschule für Angewandte Wissenschaften verwendet. Die Fahrzeugkarosserie-Modelle bestehen aus dem Werkstoff Polycarbonat (Handelsbezeichnung Makrolon®) und weisen unterschiedliche Geometrieeigenschaften auf. Zum Einsatz kommen die Modellvariationen Limousine, Kombi und Cabrio. Die unterschiedlichen Fahrzeugkarosserie-Modelle sind von ihren Grundmaßen hinsichtlich Radstand und Basisplattform einheitlich und unterscheiden sich lediglich in der Geometrie des Aufbaus (Abb. 30).



Abbildung 30 – Fahrzeugkarosserie-Modelle: Limousine, Kombi, Cabrio (von links)

Auf der Basis der verschiedenen Geometrien der Fahrzeugkarosserie-Modelle sind hinsichtlich der Aufbringung von Lasten auf die Struktur unterschiedliche Messergebnisse zu erwarten. Um eine Vergleichbarkeit bei der Messung zu schaffen, sind die Fahrzeugkarosserie-Modelle mit zehn Messpunkten versehen. Alle Messpunkte befinden sich am unteren Rand der jeweiligen Fahrzeugstruktur

und dienen im weiteren Verlauf der Ermittlung der Absenkung an diesem Punkt, wenn eine Last an einem Lastaufnahme­punkt aufgebracht wird. Die Messpunkte sind für die linke Fahrzeugseite von vorne beginnend mit L0 – L4 und für die rechte Fahrzeugseite mit R0 – R4 gekennzeichnet (siehe Abb. 31).

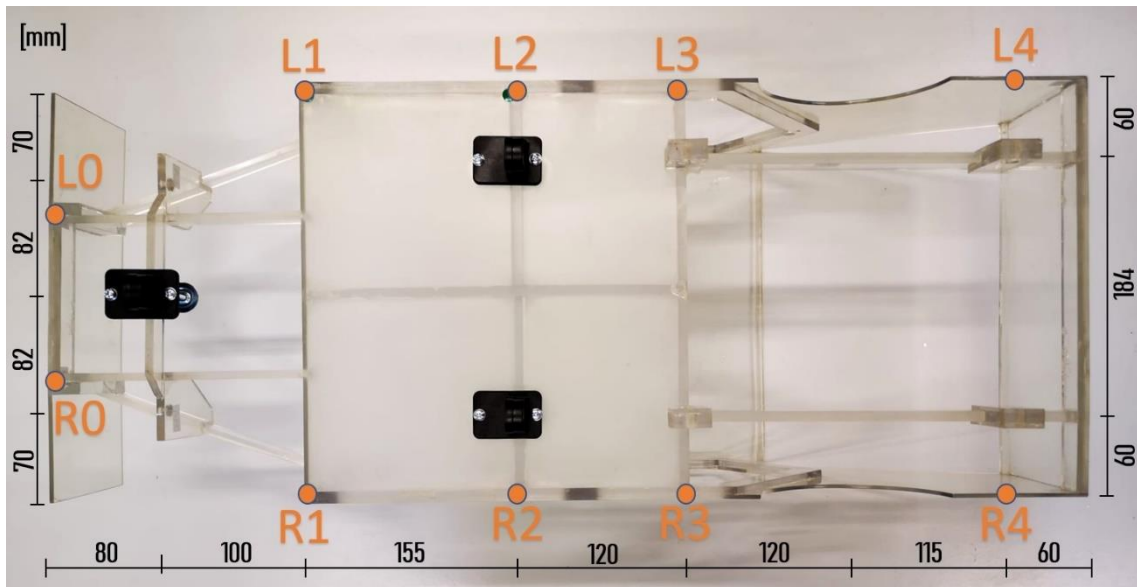


Abbildung 31 – Messpunkte zur Ermittlung der Absenkung am Beispiel des Karosseriemodells

4.3.1 Fahrzeugkarosserie-Modelle – Technische Daten

Der folgenden Tabelle 4 sind die technischen Daten der Fahrzeugkarosserie-Modelle zu entnehmen. Die Modelle unterscheiden sich lediglich in ihrem Heckaufbau und dem Gewicht. Die Modelle sind von ihrer Gewichtsverteilung vergleichbar zu einer realen Abstufung, beginnend mit der Limousine, gefolgt von dem Kombi und dem Cabrio als das schwerste Modell. Das Cabrio ist in seiner Basisstruktur massiver ausgelegt, so wie das reale Modell, bei dem zusätzliche Stabilität durch eine stärkere Längsträgerstruktur geschafft wird, um das fehlende Dach zu kompensieren.

Tabelle 4 – Technische Daten der Fahrzeugkarosserie-Modelle

| Fahrzeugdaten | |
|-------------------|--------------|
| Länge | 750mm |
| Breite | 304mm |
| Höhe | 213mm |
| Radstand | 490mm |
| Spurweite vorne | 165mm |
| Spurweite hinten | 186mm |
| Gewicht Limousine | 2431g |
| Gewicht Kombi | 2519g |
| Gewicht Cabrio | 2692g |
| Material | Polycarbonat |

4.3.2 Fahrzeugkarosserie-Modelle – Anbindungspunkte & Lagerung

Die Anbindung der Fahrzeugkarosserie-Modelle an den Versuchsprüfstand erfolgt für die Vorderachse an den Aufnahmepunkten LA und RA, die dem Punkt der Federbeinlagerung vorne entsprechen. Für die Lagerung der Hinterachse der Fahrzeugkarosserie-Modelle dienen die Aufnahmepunkte LB und RB, die der Federbeinlagerung hinten entsprechen (Abb. 32).

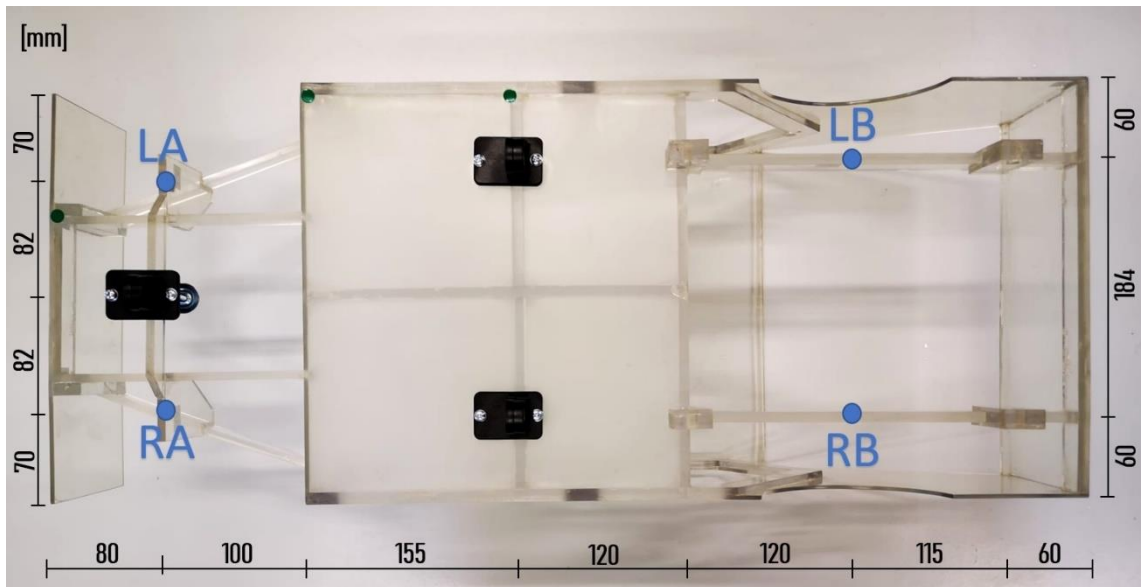


Abbildung 32 – Anbindungspunkte der Fahrzeugkarosserie-Modelle

Die Anbindung und damit die Lagerung der Fahrzeugkarosserie-Modelle an den Versuchsprüfstand wird für alle vier Aufnahmepunkte über einen M8x16mm Gabelkopf realisiert. Für die Aufnahmepunkte LA und RA wird das eingesetzte Fahrzeugkarosserie-Modell durch einen zusätzlichen Sicherungsbolzen am Gabelkopf fixiert. Die Aufnahme für den vorderen Bereich fungiert damit als Festlager. Für die Aufnahmepunkte LB und RB wird das Fahrzeugkarosserie-Modell am hinteren Längsträger in der Führung des Gabelkopfs gelagert und fungiert damit als Loslager.

4.3.3 Fahrzeugkarosserie-Modelle – Lastaufnahmepunkte

Um eine Lasteinleitung durch Gewichte mit der Hilfe von Gewichtshängern realisieren zu können, sind die Fahrzeugkarosserie-Modelle dahingehend modifiziert, dass diese an der Karosserie an sieben fest definierten Lasteinleitungspunkten (LP) eingehängt werden können (Abb. 33).

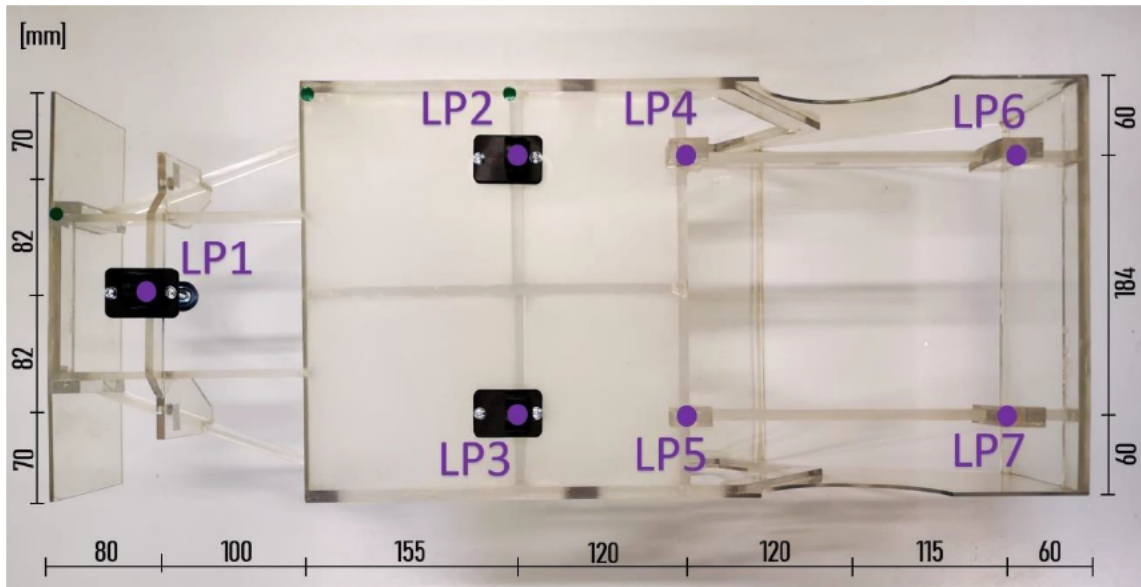


Abbildung 33 – Lasteinleitungspunkte am Beispiel des Fahrzeugkarosserie-Modells

Vorhandene Punkte an den Fahrzeugkarosserie-Modellen, die für andere Forschungsprojekte genutzt wurden, werden für diese Masterarbeit weiterverwendet und ggf. modifiziert. Für die Fahrzeugkarosserie-Modelle sind sieben Lasteinleitungspunkte definiert (Tab. 5).

Tabelle 5 – Lastaufnahmepunkte der Fahrzeugkarosserie-Modelle

| Lasteinleitungspunkt (LP) | Lastdefinition |
|---------------------------|-------------------|
| LP1 | Motorlast |
| LP2 | Fahrer |
| LP3 | Beifahrer |
| LP4 | Fondfahrer links |
| LP5 | Fondfahrer rechts |
| LP6 | Gepäck links |
| LP7 | Gepäck rechts |

Für die Lasteinleitungspunkte 1 – 3 sind die Fahrzeugkarosserie-Modelle durch das Anbringen eines Laschenklemmstücks modifiziert. Für die Lasteinleitungspunkte 2 und 3 sind Löcher in den Boden der Fahrzeugkarosserie-Modelle gebohrt, um die Laschenklemmstücke am Unterboden anbringen zu können. Mit der Hilfe von jeweils zwei M4x45mm Kreuzschlitzschrauben mit Unterlegscheibe und Sicherungsmuttern werden die Laschenklemmstücke durch Zuhilfenahme eines Verbindungsblechs am vorderen und mittleren Querträger der Fahrzeugkarosserie-Modelle angebracht und gegen das Verrutschen gesichert (Abb. 34).

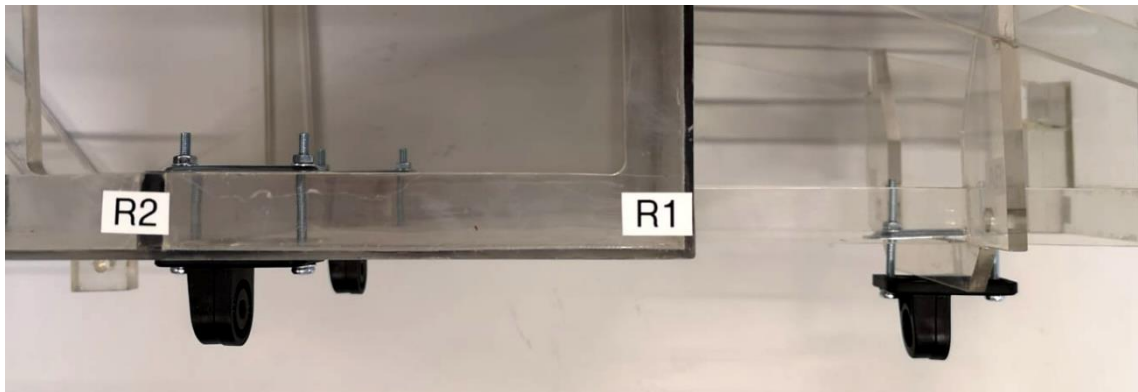


Abbildung 34 – Integrierte Laschenklemmstücke zur Aufnahme eines Gewichtshängers

Jedes Modell verfügt über diese Modifikation und es muss nicht für den jeweiligen Versuchszweck die Anbindung an ein anderes Fahrzeugkarosserie-Modell übertragen werden. Die Lasteinleitungspunkte sind so gewählt, dass die Fahrzeugkarosserie-Modelle weiterhin ohne Einschränkung im Forschungsprojekt des Torsionsversuchs genutzt werden können, ohne die Lastaufnahmepunkte entfernen zu müssen.

4.4 Versuchsanleitung – Aufbau & Kalibrierung

Der für diese Masterarbeit entworfene, gefertigte und aufgebaute Versuchsprüfstand bietet die Möglichkeit, Verformungen infolge von Biegung am Beispiel von Fahrzeugkarosserie-Modellen zu analysieren und auszuwerten. Für den Einsatz weiterer Fahrzeugkarosserie-Modelle sind die technischen Daten der Testeinrichtung hinsichtlich Radstand und Spurweite zu überprüfen (Kapitel 4.2). Anhand der ermittelten Messergebnisse durch den Lastfall der Biegung und dadurch resultierenden Verformung ist im weiteren Verlauf die Bestimmung der Biegesteifigkeit möglich.

1. Ausrichtung des Versuchsprüfstands

Im ersten Arbeitsschritt wird der Versuchsprüfstand kalibriert und waagrecht ausgerichtet. Der Versuchsprüfstand ist mit vier Gelenkstützfüßen an die Umgebung angebunden. Die Gelenkstützfüße lassen sich über das M8-Gewinde des Gelenkstützfußes in ihrer Höhe regulieren. Durch Zuhilfenahme einer Wasserwaage kann überprüft werden, ob der Versuchsprüfstand waagrecht ausgerichtet ist. Ist die Kalibrierung abgeschlossen, werden die Sicherungsmuttern am Gelenkstützfuß angezogen, um ein Versetzen zu unterbinden.

2. Achsabstand einstellen

Der Versuchsprüfstand bietet die Möglichkeit, verschiedene Fahrzeugkarosserie-Modelle mit unterschiedlichen Achsabständen und Spurweiten anzubinden. Für die von dem Mechanik-Labor bereitgestellten Fahrzeugkarosserie-Modelle wird der Abstand der beiden mittleren oberen Querträger auf 395mm zueinander eingestellt. Gleichzeitig ist damit der Abstand der Anschlussplatten mit den Aufnahmepunkten RA / LA mit 495mm zu den Aufnahmepunkten RB / LB gemeint. Der Abstand der Spurweite vorne beträgt 165mm und die Spurweite hinten hat einen Abstand von 186mm (Abb. 35). Durch das Lösen der Gusseisenwinkel (jeweils vier pro mittleren Querträger) lassen sich die mittleren Querträger verschieben und somit der Achsabstand einstellen. Um die Spurweite zu verändern, muss die Flanschleistenverbindung am Aufbau mit den Anschlussplatten auf den Querträgern gelöst werden.

Ist das neue Maß eingestellt, müssen Flanschleistenverbindung und Gusseisenwinkel wieder angezogen werden, um ein Verrutschen zu unterbinden.

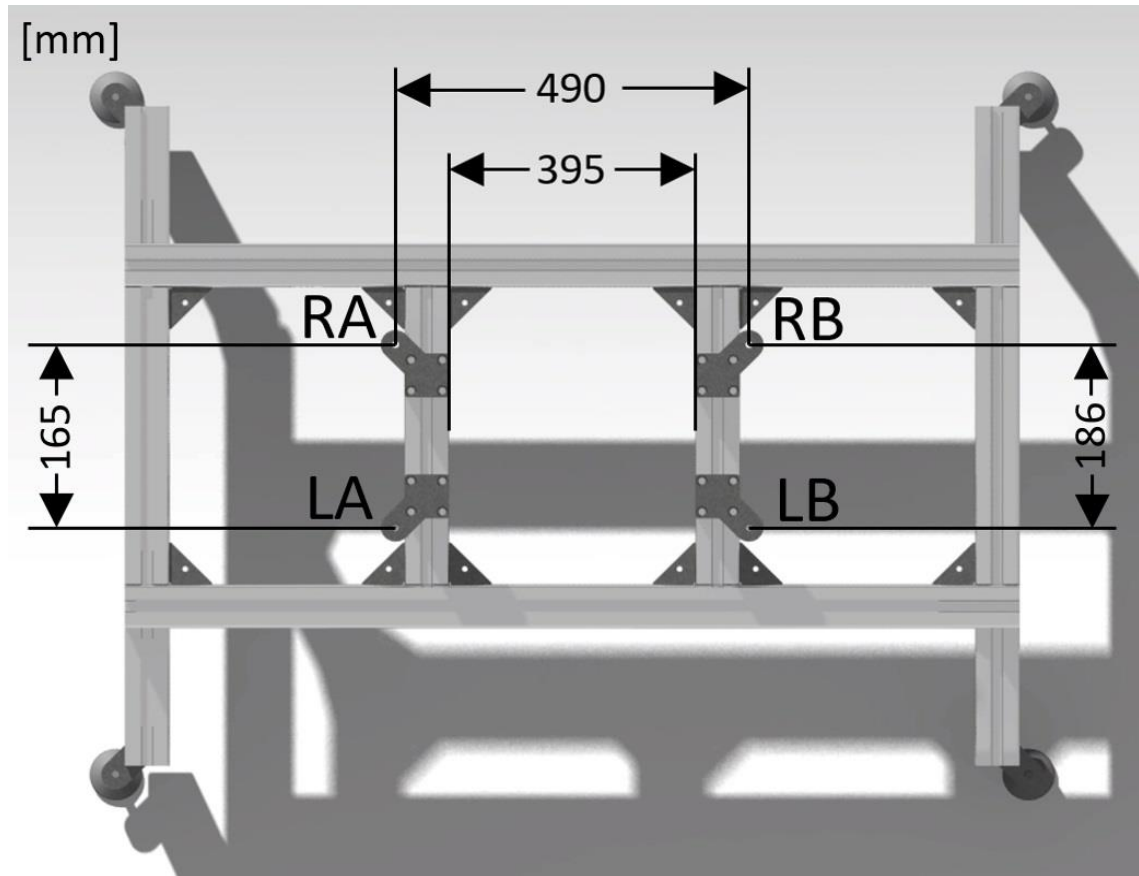


Abbildung 35 – Achsabstand und Aufnahmepunkte in der Draufsicht

3. Anbindung für die Fahrzeugkarosserie-Modelle vorbereiten

Um die Fahrzeugkarosserie-Modelle an dem Versuchsprüfstand anbringen zu können, müssen die 120mm Gewindeschrauben mit dem passenden M8-Gabelkopf versehen sein und gegen das Verdrehen mit den angebrachten Kontermuttern gesichert sein. Hierbei ist darauf zu achten, dass die vorderen Gabelkopfaufnahmen RA / LA quer und die Gabelkopfaufnahmen RB / LB längs mit der Öffnung fluchten. Die Gabelkopfaufnahmen RA / LA sind 5mm niedriger als die Gabelkopfaufnahmen RB / LB einzustellen, damit die Fahrzeugkarosserie-Modelle im späteren Aufbauschnitt waagrecht ausgerichtet sind. Die vordere Aufnahme gibt damit die Punkte der Federbeinlagerung vorne wieder und die hintere Aufnahme die Punkte der Federbeinlagerung hinten an einem realen Fahrzeug wieder.

4. Vorbereitung der Fahrzeugkarosserie-Modelle

Um die Fahrzeugkarosserie-Modelle durch den späteren Einsatz mit Gewichtshängern belasten zu können, müssen alle sieben Aufnahmepunkte angebracht sein. Im vorderen Bereich sind dies drei Laschenklemmstücke, die an den Unterboden der Fahrzeugkarosserie-Modelle angebracht sind. Im hinteren Teil sind durch die vier Anbindungspunkte Kordel gezogen, an die im späteren Verlauf die Gewichtshänger angebracht werden können (Abb. 36). Die Laschenklemmstücke sind darauf hin zu überprüfen, dass die Aufnahme bündig und mittig unter dem Querträger angebracht ist, um einen optimalen Kraftfluss zu gewährleisten.

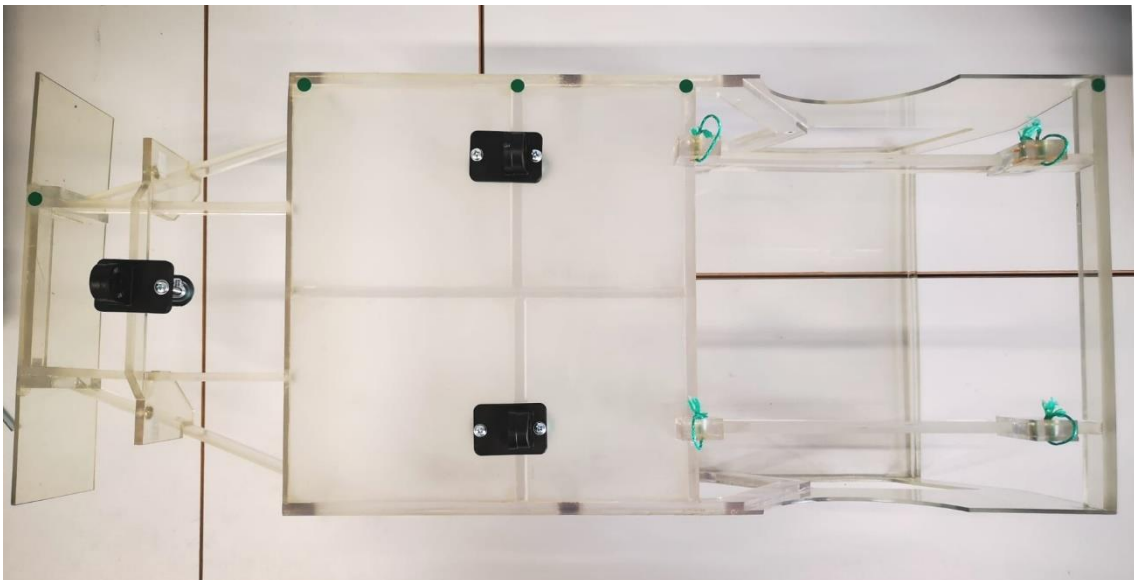


Abbildung 36 – Lastaufnahmepunkte mit Laschenklemmstücken und Kordeln

5. Fahrzeugkarosserie-Modell einsetzen

Im nächsten Arbeitsschritt kann das Fahrzeugkarosserie-Modell der Wahl (Limousine, Kombi, Cabrio) in den Versuchsprüfstand eingesetzt werden. Hierfür wird der vordere Teil des Fahrzeugkarosserie-Modells an den Gabelkopf RA / LA und der hintere Teil mit seinen Längsträger in die Führung des Gabelkopfes RB / LB eingesetzt. Ist das Fahrzeugkarosserie-Modell bündig eingesetzt, wird am Gabelkopf RA / LA ein Sicherungsbolzen eingesetzt, welcher am Gabelkopf selbst gesichert wird, um ein Verrutschen des Fahrzeugkarosserie-Modells zu verhindern (Abb. 37).



Abbildung 37 – Eingesetzter Sicherungsbolzen am Gabelkopf an der Vorderachse

6. Messeinrichtung einsetzen und kalibrieren

Ist das Fahrzeugkarosserie-Modell eingesetzt, gesichert und waagrecht ausgerichtet, kann die Messeinrichtung an den Versuchsprüfstand angebracht werden. Jedes Fahrzeugmodell verfügt über 10 Messpunkte. 5 auf der linken (L0–L4) und 5 auf der rechten Fahrzeugseite (R0–R4). Die Messpunkte sind aufsteigend vom Fronteckpunkt über Punkte am Seitenschweller, am Mitteltunnel und dem Endpunkt der Fahrzeugkarosserie-Modelle festgelegt. Um die Messeinrichtung optimal an die Fahrzeugkarosserie-Modelle anpassen zu können, sollten die Anbindungspunkte für die Messeinrichtung in der Abbildung 38 genutzt werden.

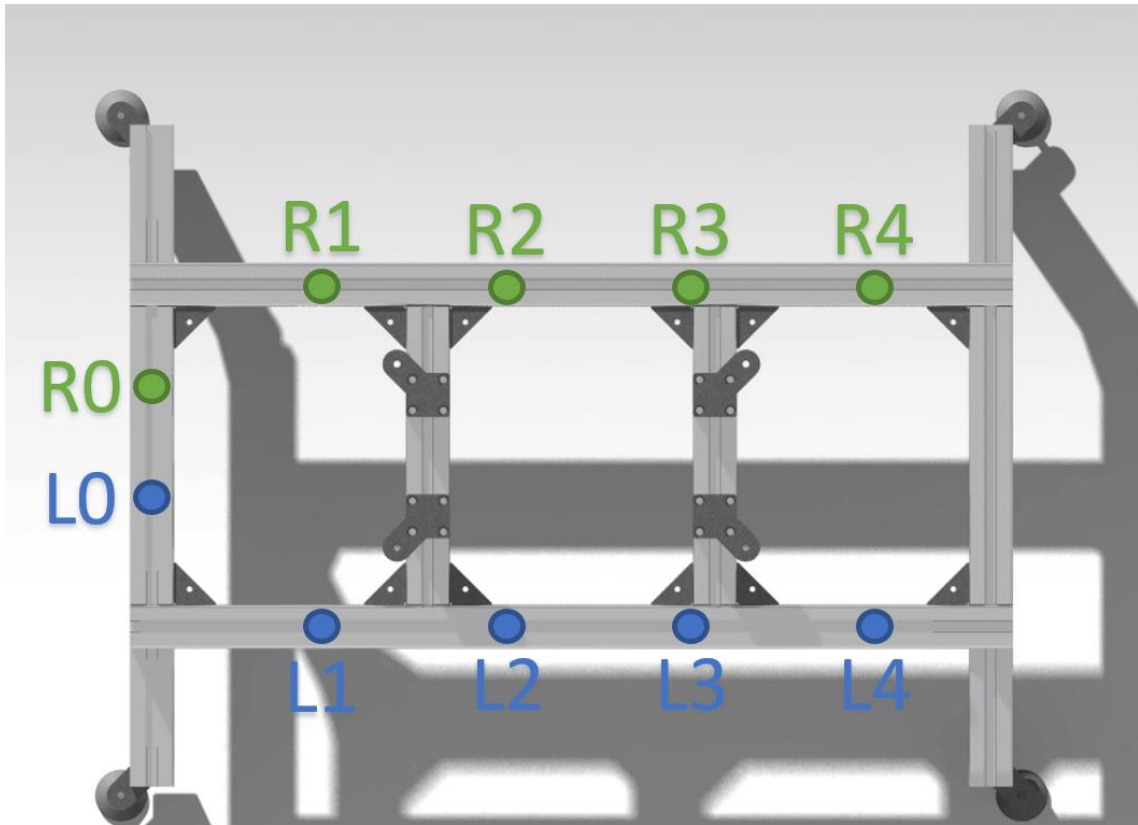


Abbildung 38 – Anbindungspunkte für die Messeinrichtung

Um die Messeinrichtungen anbinden zu können, muss zunächst ein Nutzenstein-K in die Führung des oberen Längs- oder Querträgers des Versuchsprüfstands eingesetzt werden. An dem eingesetzten Nutzenstein-K wird dann der Halter der Messuhr so fest angeschraubt, dass sich dieser noch in der Führung der Trägerschiene ausrichten lässt. Ist die Messuhr mit dem Tastzeiger im Bereich des gewählten Messpunktes ausgerichtet, wird die Halterplatte angezogen, um ein Verrutschen zu unterbinden. Die Messuhr lässt sich über das Lösen/Anziehen der Rändelschrauben in ihrer Höhe und Winkelausrichtung anpassen. Ist die passende Höhe eingestellt und der Messkopf der Messuhr am gewählten Messpunkt ausgerichtet, kann die Rändelschraube festgezogen werden.

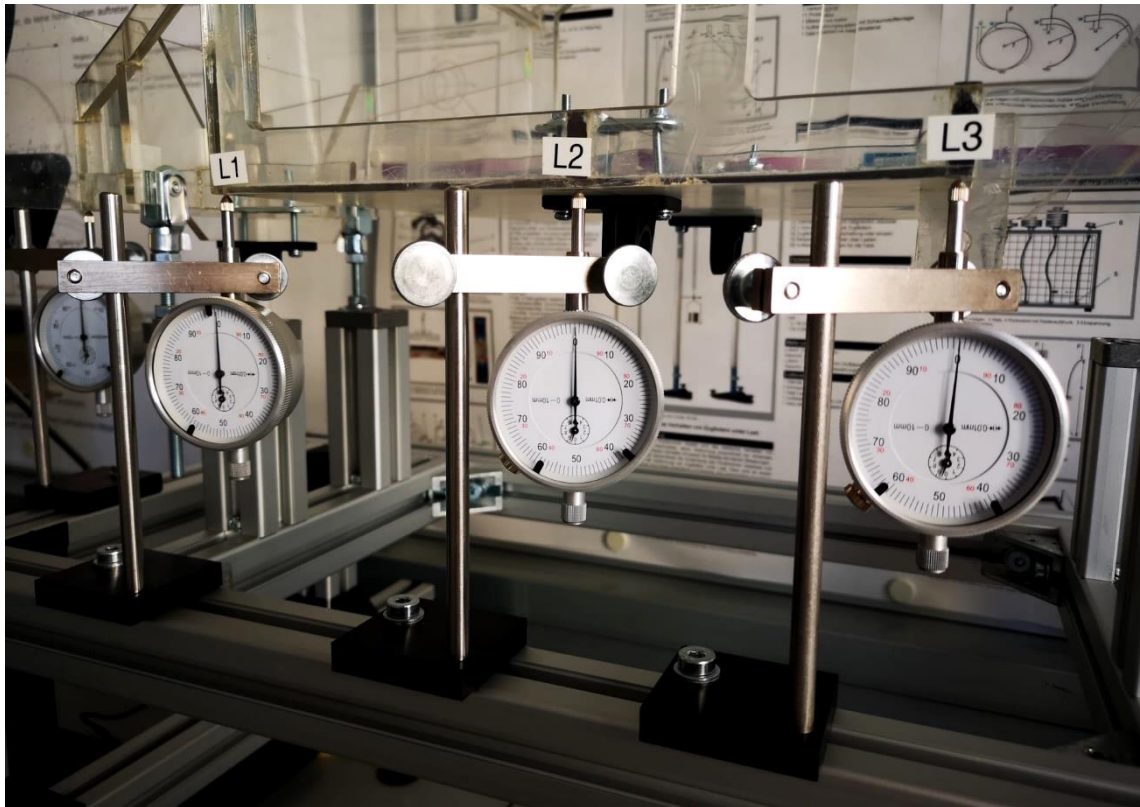


Abbildung 39 – Kalibrierte Messeinrichtung am Beispiel des Fahrzeugkarosserie-Modells

Im nächsten Arbeitsschritt wird das Ziffernblatt ausgerichtet und über den Regler der Messuhr auf 0 kalibriert, um keine verfälschten Messergebnisse zu generieren (Abb. 39). Sind alle Messuhren an dem gewünschten Messpunkt kalibriert, ist der Versuchsprüfstand für die Einleitung von Lasten vorbereitet.

7. Einleitung von Lasten zur Ermittlung der Absenkung

In der nächsten Phase kann nun das Fahrzeugkarosserie-Modell auf Biegung belastet werden, indem an den fest definierten Lastaufnahme­punkten ein Gewichtshänger mit Gewichten beladen eingehängt werden kann. Es können einzelne, mehrere im Kollektiv (auch einseitig im Wechsel) oder alle Lastaufnahme­punkte gleichzeitig zur Ermittlung der Absenkung genutzt werden.

Es ist ebenfalls möglich, während der Versuchsstrecke die Fahrzeugkarosserie-Modelle mit eingehängten Gewichtshängern weiter mit Gewichten zu bestücken, um die Last auf die Struktur zu erhöhen. Am Lastpunkt der Motorlast muss zuerst der Doppelhaken und dann der Gewichtshänger eingehängt werden (Abb. 40). Um eine gute Vergleichbarkeit zu schaffen, sollten Vorüberlegungen getroffen werden, welche Lasten auf die Fahrzeugkarosserie-Modelle aufgebracht werden. Eine vorgefertigte Liste mit allen möglichen Messpunkten und Lastszenarien ist dieser Masterarbeit im Anhang beigefügt. Es empfiehlt sich zunächst, ein Fahrzeugkarosserie-Modell mit allen Szenarien durchzufahren und dann das Modell zu wechseln. Für den Wechsel der Fahrzeugkarosserie-Modelle müssen zunächst alle Lasten und im weiteren Verlauf die Sicherungsbolzen der Frontachse entfernt werden. Das Fahrzeugkarosserie-Modell kann dann aus dem Versuchsprüfstand entnommen und gegen ein anderes getauscht werden. Um die Genauigkeit des Messergebnisses zu erhöhen, empfiehlt es sich, mindestens 3-5 Messungen pro Messpunkt durchzuführen. Sollte zwischen den einzelnen Messungen sehr hohe Abweichungen liegen, sollten dementsprechend mehr Messungen durchgeführt werden, um das Messergebnis zu optimieren.



Abbildung 40 – Eingesetzter Doppelhaken am Beispiel der Motorlast

5 Empirischer Teil II – Berechnungsanalyse

In den folgenden Kapiteln wird die SSS-Methode am Beispiel der Limousine angewendet und es wird gezeigt, wie die Biegebelastung bestimmt werden kann. Im weiteren Verlauf wird ein Überblick über die verschiedenen realen Versuchsszenarien gegeben, mit welchen Gewichten und an welchen Lastpunkten die Fahrzeugkarosserie-Modelle belastet werden. Anschließend wird die Durchbiegung am Beispiel „Balken auf zwei Stützen“ gezeigt und mit den realen Versuchsszenarien verglichen.

5.1 Biegebelastung für das Modell einer Limousine

In der Abbildung 41 sind die Grundlasten für den Lastfall der Biegebelastung zu sehen. Die Motor-/ Antrieblast ist als F_{pt} angegeben. Die Last für die Passagiere im vorderen Bereich ist mit F_{pf} , die Last für die Passagiere im Fond mit F_{pr} und die Last des Gepäcks ist als F_l angegeben. Um eine ausreichende Festigkeit und Steifigkeit der Fahrzeugstruktur zu gewährleisten, sollten die Lasten in der ebenen einfachen Strukturoberfläche aufgebracht werden.

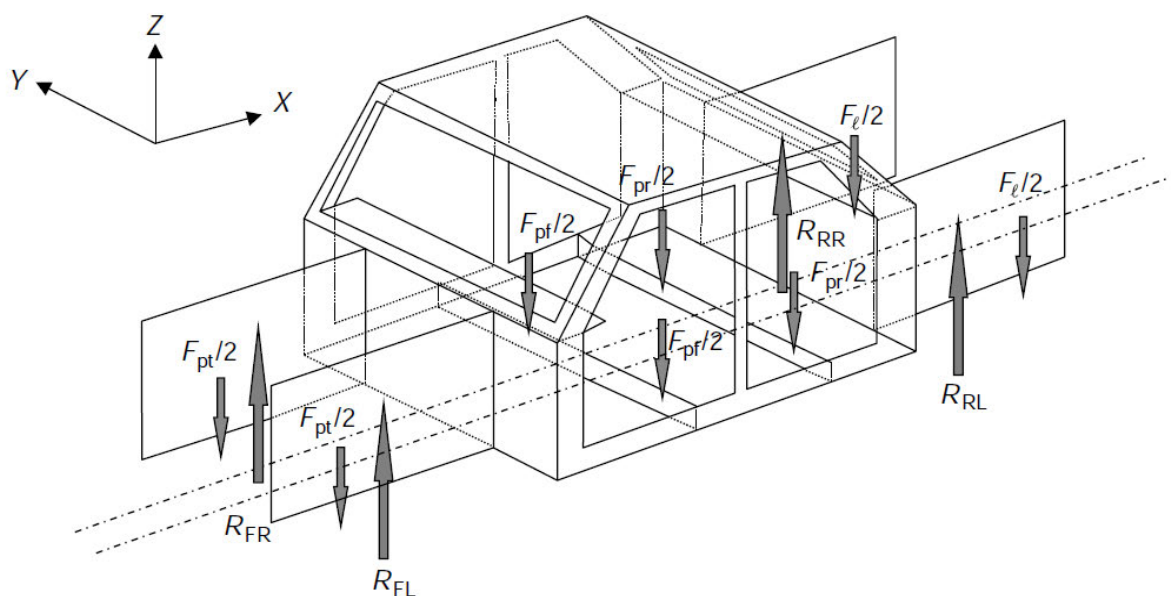


Abbildung 41 – Basismodell für Biegelasten [Brown et al. 2002, S.68]

Die Struktur des Pkws kann als Balken auf zwei Stützen betrachtet werden (Abb. 42). Das Lager der Vordachse wird als Festlager und das der Hinterachse als Loslager festgelegt. Die Federungsaufnahme dient damit direkt als Anschluss für die Lagerung. Wenn die angreifenden Kräfte und deren Abstände zu der Lagerung bekannt sind, können die Reaktionskräfte der Vorder- und Hinterradaufhängung bestimmt werden. [vgl. Brown et al. 2002, S.68]

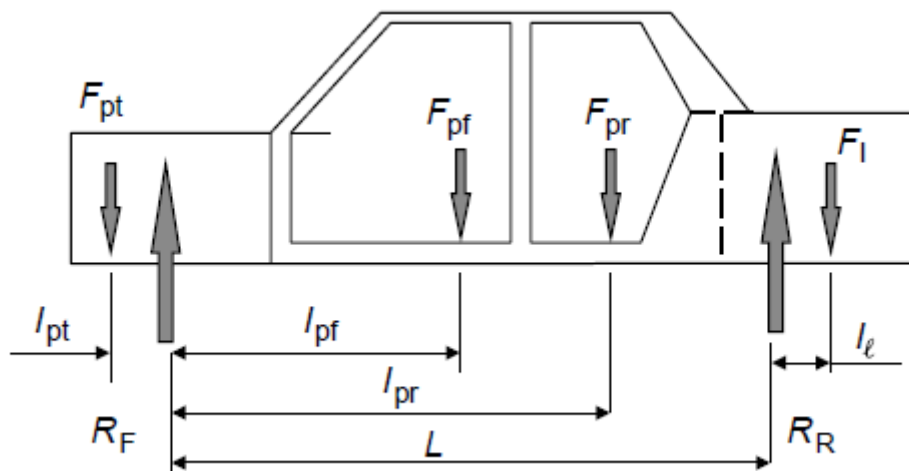


Abbildung 42 – Nutzlastverteilung [Brown et al. 2002, S.69]

Im Folgenden werden die Reaktionsgleichungen für den Lastfall des Szenarios 3 (Kap. 5.4) bestimmt. Durch Auflösen der Gleichgewichtsbedingung mithilfe des Momentengleichgewichts, in dem für die Last R_F der Vorderradaufhängung um die Hinterradaufhängung gedreht wird, erhält man folgende Reaktionsgleichung (5.1):

Geg.: $F_{pt} = 16N$; $F_{pf} = 42N$; $F_{pr} = 35N$; $F_l = 30N$

$l_{pt} = 0$; $l_{pf} = 255mm$; $l_{pr} = 375mm$; $L = 495mm$; $l_l = 115mm$

$$R_F = \frac{F_{pt}(L + l_{pt}) + F_{pf}(L - l_{pf}) + F_{pr}(L - l_{pr}) - F_l l_l}{L} \quad (5.1)$$

$$R_F = \frac{16N(495mm + 0) + 42N(495mm - 255mm)}{495mm} +$$

$$\frac{35N(495mm - 375mm) - 30N * 115mm}{495mm}$$

$$R_F = 37,88N$$

Und für die Last R_R durch die Drehung um die Vorderachse erhält man die Reaktionsgleichung (5.2):

$$R_R = \frac{F_{pf}l_{pf} + F_{pr}l_{pr} + F_l(L + l_l) - F_{pt}l_{pt}}{L} \quad (5.2)$$

$$R_R = \frac{42N * 255mm + 35N * 375mm}{495mm} +$$

$$\frac{30N(495mm + 115mm) - 16N * 0}{495mm}$$

$$R_R = 85,12N$$

Die Richtigkeit der Reaktionsgleichungen kann über folgende Gleichung (5.3) überprüft werden:

$$R_R + R_F = F_{pt} + F_{pf} + F_{pr} + F_l \quad (5.3)$$

$$85,12N + 37,88N = 16N + 42N + 35N + 30N$$

$$123N = 123N$$

5.2 Bestimmung der End- und Kantenlasten

Sind die Lagerreaktionen der Vorder- und Hinterradaufhängung für das Fahrzeugkarosserie-Modell bestimmt (Kap. 5.1), müssen die Rand- und Endlasten der einzelnen SSS bestimmt werden, um sicherzustellen, dass sich jedes SSS im Gleichgewicht befindet. Abbildung 43 zeigt die Explosionsansicht des Fahrzeugkarosserie-Modells der Limousine.

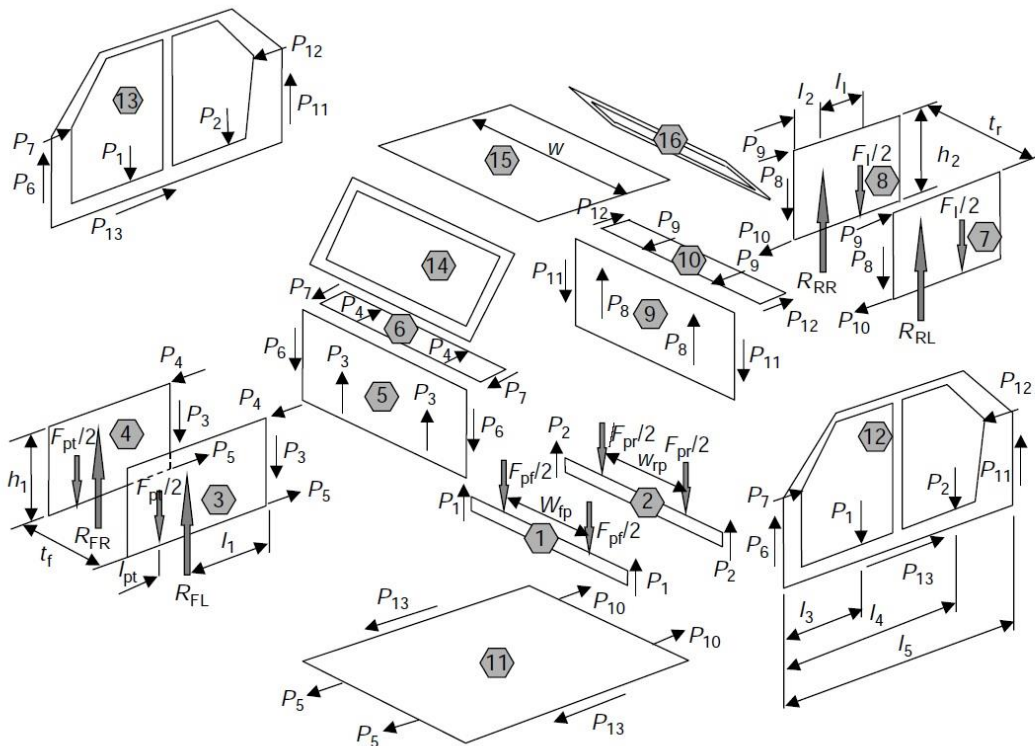


Abbildung 43 – Basismodell: Biegefall, End- und Kantenlasten [Brown et al. 2002, S.70]

Die Rand- und Endlasten werden durch die Kräfte $P_1 - 13$ angegeben. Die Analyse der Biegung sollte an der Bodenplatte beginnen, da hier die beiden Bodenquerträger SSS-1 und SSS-2 sitzen, die die Passagierlasten für die Front- und Fondfahrer tragen. Die Bodenplatte wird seitlich von den Kräften P_1 und P_2 am Seitenrahmen getragen. An zwei angrenzenden SSS wirken die gleichen Kräftepaare entgegengesetzt. Sind alle SSS definiert und ist deren Lage zueinander festgelegt, können Freikörperbilder und die Gleichgewichtsbedingungen jedes SSS bestimmt werden.

Geg.: $R_{FL} = 18,94N$; $R_{RL} = 42,56N$

$$F_{pt} = 16N ; F_{pf} = 42N ; F_{pr} = 35N ; F_l = 30N$$

$$l_{pt} = 0 ; l_1 = 100mm ; l_2 = 120mm ; l_3 = 155mm ; l_4 = 275mm$$

$$l_5 = 335mm ; l_l = 115mm ; h_1 = 80mm ; h_2 = 120mm ;$$

$$t_f = 164mm ; t_r = 184mm ; W = 304mm ; w_{fp} = w_{rp} = 184mm$$

Zunächst wird für das SSS-1 des Bodenquerträgers vorne das Kräftegleichgewicht (5.4) aufgestellt und die Vertikalkräfte aufgelöst:

$$P_1 = \frac{F_{pf}}{2} \quad (5.4)$$

$$P_1 = \frac{42N}{2} = 21N$$

Im nächsten Schritt werden die Vertikalkräfte für den Bodenquerträger hinten (SSS-2) aufgelöst (5.5):

$$P_2 = \frac{F_{pr}}{2} \quad (5.5)$$

$$P_2 = \frac{35N}{2} = 17,5N$$

Durch Auflösen der Vertikalkräfte für die SSS-3 und SSS-4 der beiden Kotflügel vorne ergibt sich folgende Reaktionsgleichung (5.6):

$$P_3 = R_{FL} - \frac{F_{pt}}{2} \quad (5.6)$$

$$P_3 = 18,94N - \frac{16N}{2} = 10,94N$$

Durch Momentengleichgewicht um die hintere untere Ecke ergibt sich folgende Reaktionsgleichung (5.7):

$$P_4 = \frac{\left[R_{FL} l_1 - \frac{F_{pt}(l_1 + l_{pt})}{2} \right]}{h_1} \quad (5.7)$$

$$P_4 = \frac{\left[18,94N * 100mm - \frac{16N * (100mm + 0)}{2} \right]}{80mm} = 13,68N$$

Kräfte horizontal auflösen, ergibt folgende Gleichung (5.8):

$$P_5 = P_4 \quad (5.8)$$

$$P_5 = 13,68N$$

Auf die Motortrennwand des SSS-5 wirken die Kräfte P3 und P6 entgegengesetzt und es ergibt sich folgende Reaktionsgleichung (5.9):

$$P_6 = P_3 \quad (5.9)$$

$$P_6 = 10,94N$$

Durch Auflösen der Horizontalkräfte ergibt sich folgende Gleichung (5.10) für das SSS-6:

$$P_7 = P_4 \quad (5.10)$$

$$P_7 = 13,68N$$

Durch Auflösen der Reaktionskräfte der hinteren Kotflügel des SSS-7 und SSS-8 ergibt sich die Gleichung (5.11):

$$P_8 = R_{RL} - \frac{F_l}{2} \quad (5.11)$$

$$P_8 = 42,56N - \frac{30N}{2} = 27,56N$$

Durch Momentengleichgewicht um die vordere untere Ecke ergibt sich folgende Reaktionsgleichung (5.12):

$$P_9 = \frac{R_{FL}l_2 - \frac{F_l(l_1 + l_2)}{2}}{h_2} \quad (5.12)$$

$$P_9 = \frac{\left[18,94N * 120mm - \frac{30N(100mm + 120mm)}{2} \right]}{120mm} = -8,56N$$

Kräfte horizontal auflösen ergibt Gleichung (5.13):

$$P_{10} = P_9 \quad (5.13)$$

$$P_{10} = -8,56N$$

Durch die vertikale Auflösung der Kräfte ergibt sich durch SSS-9 folgende Gleichung (5.14):

$$P_{11} = P_8 \quad (5.14)$$

$$P_{11} = 27,56N$$

Durch die horizontale Auflösung der Kräfte ergibt sich durch SSS-10 folgende Gleichung (5.15):

$$P_{12} = P_9 \quad (5.15)$$

$$P_{12} = -8,56N$$

Durch die horizontale Auflösung der Kräfte ergibt sich für die Bodenplatte des SSS-11 folgende Gleichung (5.16):

$$P_{13} = P_{10} - P_5 \quad (5.16)$$

$$P_{13} = -8,56N - 13,68N = -22,24N$$

Die Seitenrahmen des SSS-12 und SSS-13 werden identisch belastet und die wirkenden Kräfte sind bereits aus den Gleichungen (5.4), (5.5), (5.9), (5.10), (5.14), (5.15) und (5.16) bestimmt. Es ist jedoch notwendig, die Gleichgewichtsbedingungen zu überprüfen.

Durch die vertikale Auflösung ergibt sich die Gleichung (5.17):

$$\begin{aligned} P_6 - P_1 - P_2 + P_{11} &= 0 & (5.17) \\ 10,94N - 21N - 17,5N + 27,56N &= 0 \end{aligned}$$

Durch die horizontale Auflösung ergibt sich die Gleichung (5.18):

$$\begin{aligned} P_7 + P_{13} - P_{12} &= 0 & (5.18) \\ 13,68N + (-22,24N) - (-8,56N) &= 0 \end{aligned}$$

Durch die Überprüfung der Gleichungen (5.17) und (5.18) wurde kontrolliert, dass sich alle SSS im Gleichgewicht befinden. Im weiteren Verlauf können aus den ermittelten Kräften die Diagramme für die Scherkraft und das Biegemoment erstellt werden.

Die Abbildung 44 zeigt den Scherkraft- und Biegemomentenverlauf für das SSS-1 (Abb. 44 a.) des vorderen Bodenquerträgers und den Scherkraft- und Biegemomentenverlauf für das SSS-5 der Motortrennwand (Abb. 44 b.).

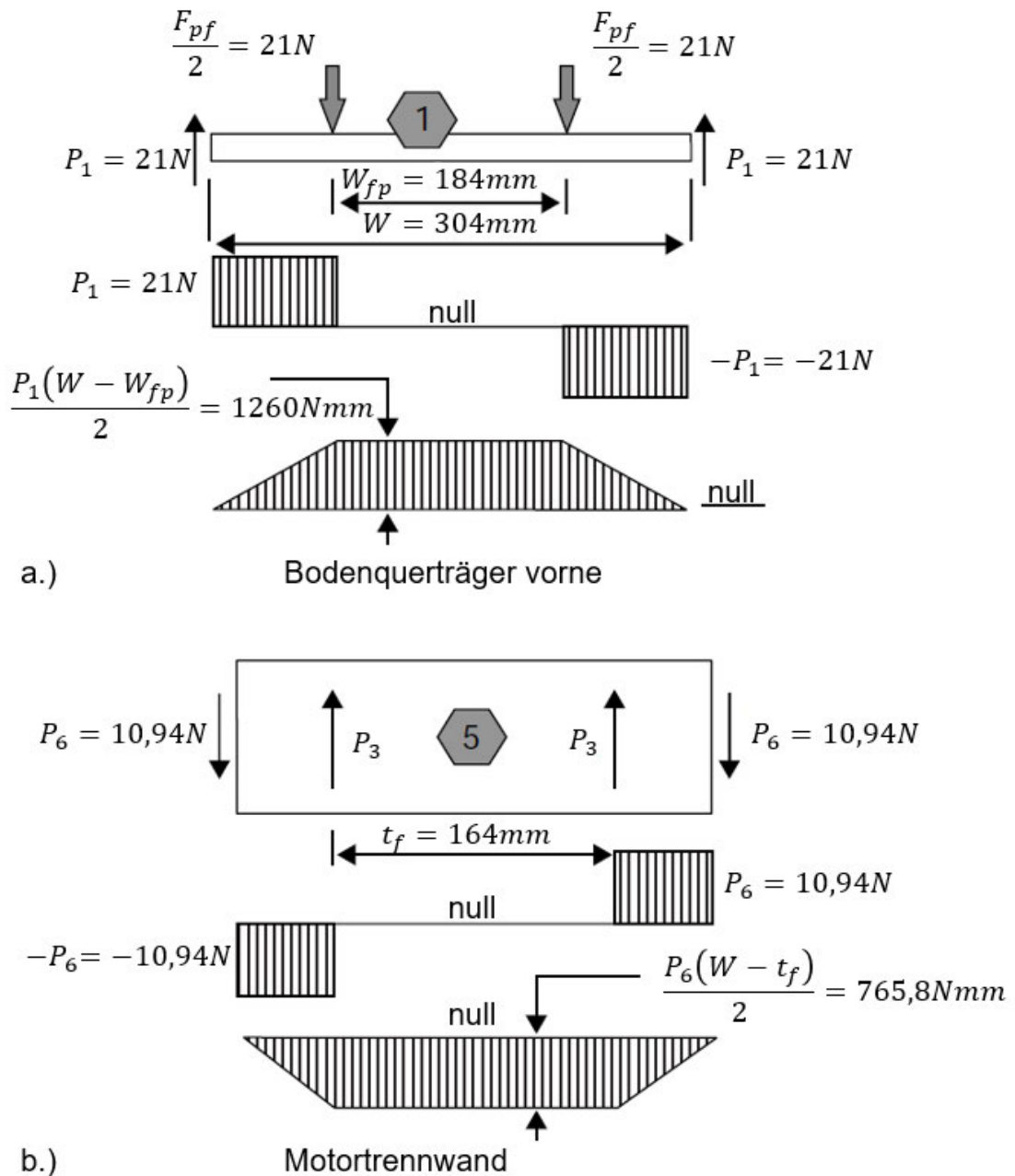


Abbildung 44 – Scherkraft- und Biegemomentendiagramme SSS-1 und SSS-5

Die Abbildung 45 zeigt den Scherkraft- und Biegemomentenverlauf für das SSS-11 der Bodenplatte. Zu sehen ist, dass Scherkräfte an den Außenseiten auftreten. Die Querkraft P_{13} wird über eine große Länge (l_5) aufgebracht, dadurch sind die Schubspannungen normalerweise niedrig.

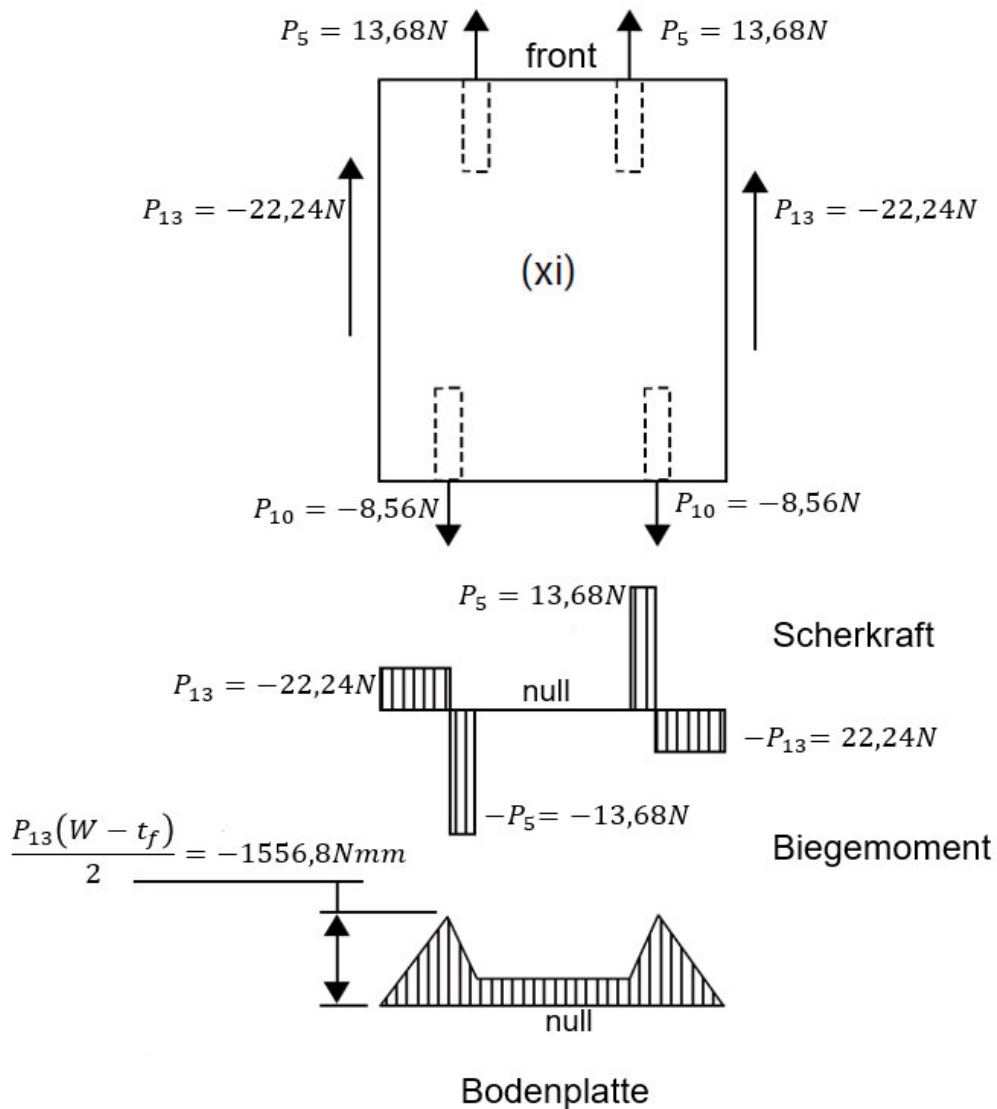


Abbildung 45 – Scherkraft- und Biegemomentdiagramme – Bodenplatte

Die Abbildung 46 zeigt den Scherkraft- und Biegemomentenverlauf für das SSS-12 welches als Hauptstrukturelement und Seitenrahmen fungiert und für die Biegesteifigkeit sorgt. Die Lastverteilung durch die Elemente des Seitenrahmens wird hierbei nicht berücksichtigt. Zu sehen ist, dass das Mittelteil des Seitenrahmens durch die Scherkräfte stärker auf Biegung beansprucht ist. Durch die Lasten P_1 und P_2 treten zusätzliche lokale Biegungen am Seitenschweller auf.

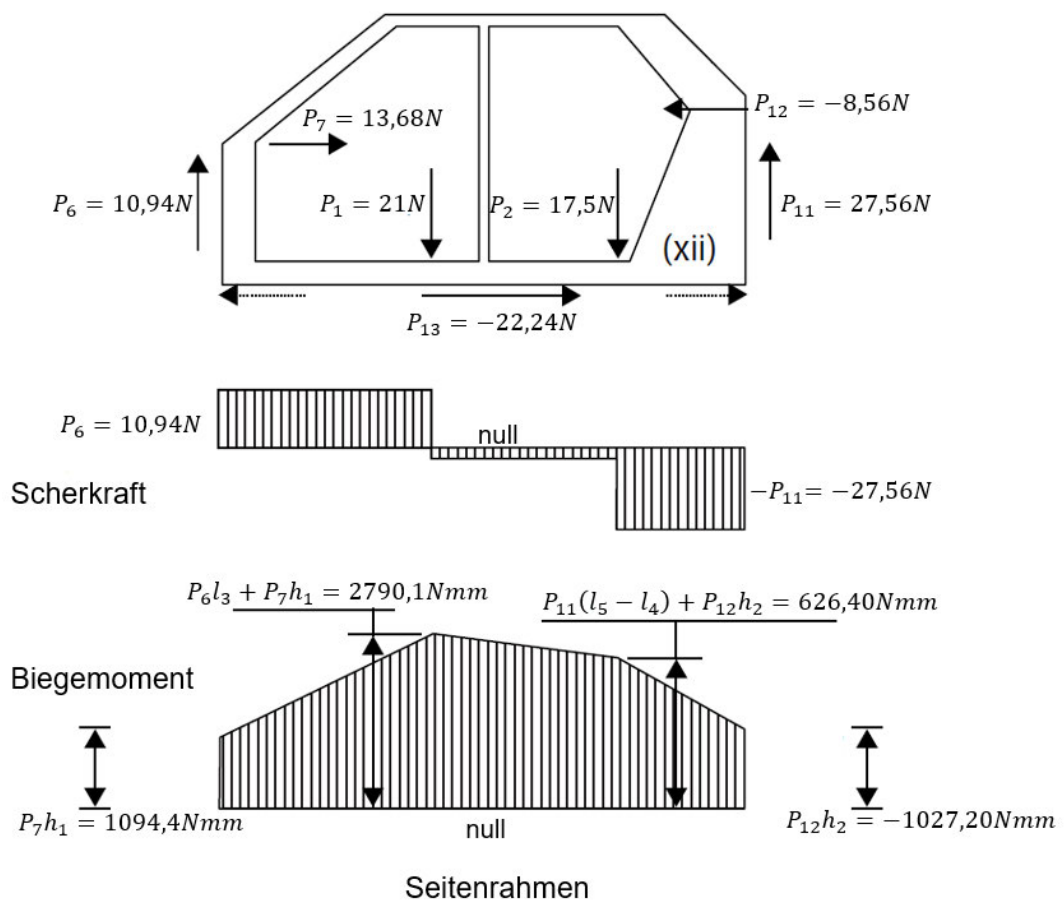


Abbildung 46 – Scherkraft- und Biegemomentendiagramme – Seitenrahmen

5.3 Absenkung an einer einfachen Bodenplatte

Im folgenden Beispiel (Abb. 47) ist eine einfache Struktur einer Bodenplatte zu sehen, die einen Längs- und Querträger beinhaltet und durch eine Nutzlast F_{pl} im Punkt C belastet wird, welche sich auf die Randlasten K_1 , K_2 und K_3 verteilt. Die Absenkung der Bodenplatte wird am Beispiel des Fahrzeugkarosserie-Modells berechnet und hat die Maße des SSS-11 aus dem Kapitel 5.2 und gibt damit die Bodenfläche der Fahrgastzelle wieder.

Geg.: $F_{pl} = 42N$; $E = 2400 \frac{N}{mm^2}$; $I = 200000mm^4$

$w = 304mm$; $a = 155mm$; $b = 180mm$; $a + b = l_s = 335mm$

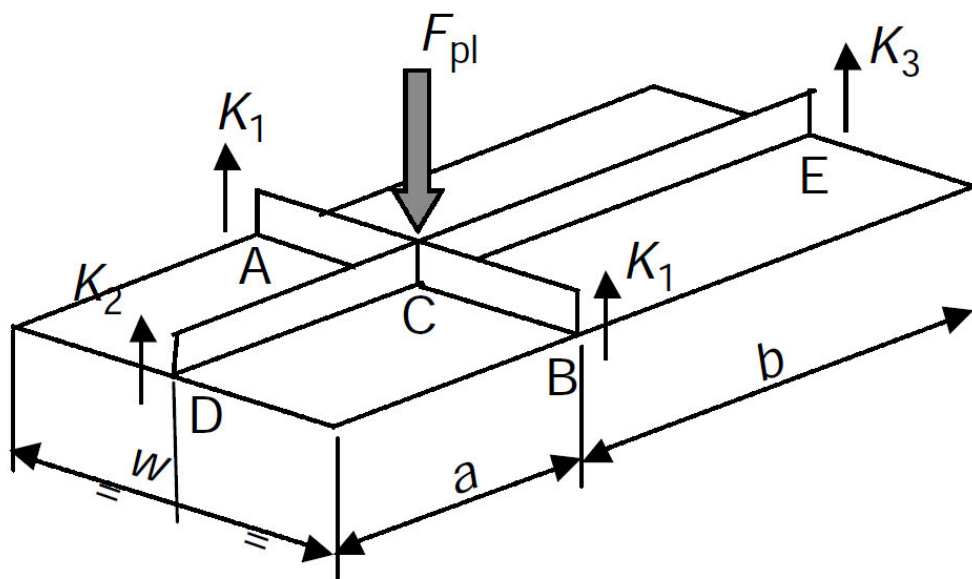


Abbildung 47 – Bodenplatte mit Längs-/ Querträger [Brown et al. 2002, S.81]

Da die Nutzlast F_{pl} in der Feldmitte der Lasttraverse wirkt, ergibt sich aus der Standardformel (5.19) für die Durchbiegung des Querträgers am Lastpunkt C folgende Gleichung:

$$\delta_{cc} = \frac{F_{plc}w^3}{48EI_c} = \frac{2K_1w^3}{48EI_c} \quad (5.19)$$

Um die Durchbiegung des Längsträgers am Lastpunkt C zu ermitteln, wird die Einheitslastmethode angewandt (Abb. 48). Durch den Einfluss der aufgebracht Lasten ergeben sich dadurch folgende Biegemomente (5.20 und 5.21):

$$\text{Zwischen D – C: } M = K_2 x \quad (5.20)$$

$$\text{Zwischen E – C: } M = K_3 x \quad (5.21)$$

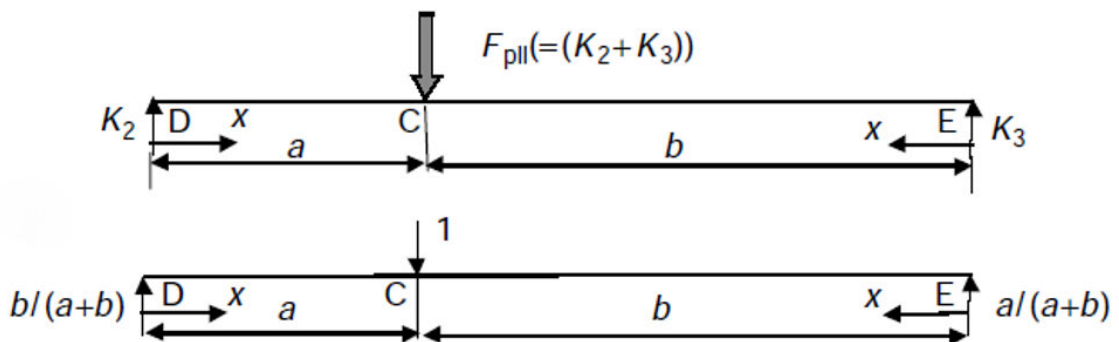


Abbildung 48 – Einheitslastsystem am Beispiel der Bodenplatte [Brown et al. 2002, S.81]

Für die am Punkt C aufgebracht Einheitslast ergeben sich für die Biegemomente folgende Gleichungen (5.22) und (5.23):

$$M = \frac{b}{(a + b)} x \quad (5.22)$$

$$M = \frac{b}{(a + b)} x \quad (5.23)$$

Mithilfe der Einheitslastmethode kann für den Längsträger am Lastpunkt C folgende Gleichung (5.24) – (5.26) aufgestellt werden:

$$\delta_{c1} = \sum \int \frac{M_m}{EI} dx \quad (5.24)$$

$$\delta_{c1} = \frac{1}{EI_1} \left[\int_0^a \frac{b}{(a+b)} K_2 x^2 dx + \int_0^b \frac{a}{(a+b)} K_3 x^2 dx \right] \quad (5.25)$$

$$\delta_{c1} = \frac{ab}{3EI_1(a+b)} [a^2 K_2 + b^2 K_3] \quad (5.26)$$

Da die Längsauslenkung am Stoß und die Durchbiegung des Querträgers gleich sein müssen, können δ_{cc} und δ_{c1} gleichgesetzt werden. Damit ergibt sich folgende Gleichung (5.27):

$$\delta_{cc} = \delta_{c1}$$

$$\frac{2K_1 w^3}{48EI_c} = \frac{ab}{3EI_1(a+b)} [a^2 K_2 + b^2 K_3] \quad (5.27)$$

Sind die Materialeigenschaften identisch, kann das E-Modul gekürzt werden und es ergibt sich folgende Gleichung (5.28):

$$\frac{K_1 w^3}{8I_c} = \frac{ab}{I_1(a+b)} [a^2 K_2 + b^2 K_3] \quad (5.28)$$

Für den Längsträger ergibt sich folgende Gleichung (5.29):

$$K_{2a} = K_{3b} \quad (5.29)$$

Und für die beiden Balken zusammen ergibt sich (5.30):

$$2K_1 + K_2 + K_3 = F_{pl} \quad (5.30)$$

Durch die Auflösung dieser drei Gleichungen können die Kantenlasten K_1 , K_2 und K_3 bestimmt werden. Zum Beispiel für K_2 (5.31):

$$K_2 = \frac{F_{p1} w^3 b I_1}{[I_1(a+b)w^3 + 16I_c a^2 b^2]} \quad (5.31)$$

Im ersten Schritt wird die Kantenlast K_2 durch das Einsetzen der gegebenen Werte in die Gleichung (5.31) bestimmt:

$$K_2 = \frac{42N \cdot (304mm)^3 \cdot 180mm \cdot 200000mm^4}{[200000mm^4(155mm+180mm) \cdot (304mm)^3 + 16 \cdot 200000mm^4 \cdot (155mm)^2(180mm)^2]}$$

$$K_2 = 9,71N$$

Im nächsten Schritt wird die Kantenlast K_3 aus Gleichung (5.29) bestimmt:

$$K_3 = \frac{K_2 a}{b} = \frac{9,71N \cdot 155mm}{180mm} = 8,36N$$

Sind die Kantenlasten K_2 und K_3 bestimmt, können alle Werte in die Gleichung (5.26) eingesetzt werden und man erhält die Durchbiegung am Punkt C:

$$\delta_{c1} = \frac{155mm \cdot 180mm}{3 \cdot 2400 \frac{N}{mm^2} \cdot 200000mm^4(155mm + 180mm)} \cdot [(155mm)^2 \cdot 9,71N + (180mm)^2 \cdot 8,36N] = 0,029mm$$

5.4 Ermittelte Messdaten auf Basis der Versuchsszenarien

Auf der Basis durch die Erprobung ermittelten möglichen Versuchsszenarien wurden zur endgültigen Ermittlung von Messdaten die folgenden drei Szenarien mit unterschiedlichen Gewichtsbelastungen festgelegt (Tab. 6).

Die aufgebrauchten Lasten nehmen mit dem Fortlaufen des Versuchsszenariums zu und sind, sofern dies möglich ist (Frontfahrer, Fond, Gepäck), für die linke und rechte Fahrzeugseite gleichermaßen aufgeteilt. Für jedes Versuchsszenario wird für jeden Messpunkt die Messung 3-5 Mal durchgeführt und daraus der Mittelwert gebildet, um messtechnische Toleranzen zu minimieren. Ist die Abweichung zwischen den einzelnen Messungen sehr hoch, werden dementsprechend mehr Messungen durchgeführt, um einen guten Mittelwert zu ermitteln.

Tabelle 6 – Versuchsszenarien

| Last | Szenario 1 | Szenario 2 | Szenario 3 |
|----------------------|------------------------------|------------|------------|
| | Aufgebrachte Last [N] | | |
| Motorlast | 13,5 | 16 | 16 |
| Fahrer | 11 | 16 | 21 |
| Beifahrer | 11 | 16 | 21 |
| Fond links | 7,5 | 12,5 | 17,5 |
| Fond rechts | 7,5 | 12,5 | 17,5 |
| Gepäck links | 5 | 10 | 15 |
| Gepäck rechts | 5 | 10 | 15 |

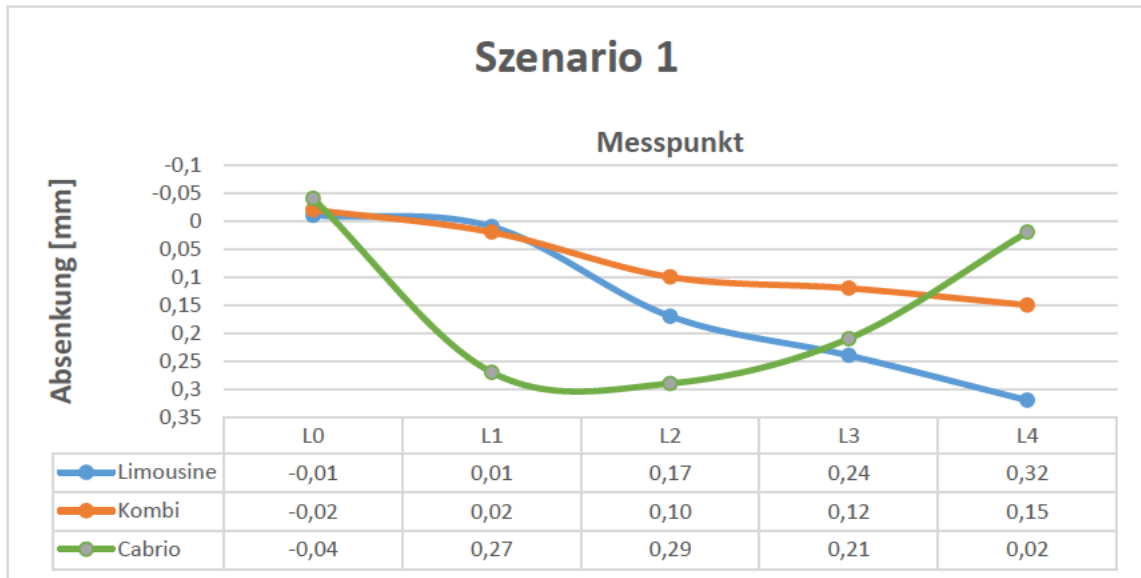


Abbildung 49 – Absenkung Szenario 1

Für das Versuchsszenario 1 (Abb. 49) verhalten sich bezogen auf die Absenkung die Fahrzeugkarosserie-Modelle Limousine und Kombi vom Messpunkt L0 bis L2 ähnlich. Ab dem Messpunkt L3, der den hinteren Teil der Fahrzeugkarosserie-Modelle wiedergibt, nimmt die Steifigkeit des Fahrzeugkarosserie-Modells der Limousine immer mehr ab.

Bei dem Vergleich zu dem Kombi kommt es bei den letzten beiden Messpunkten L3 und L4 zu einer doppelt so hohen Absenkung. Bei dem Fahrzeugkarosserie-Modell des Cabrios ist wie bei den beiden anderen Modellen zu erkennen, dass sich das Fahrzeugkarosserie-Modell durch den Einfluss der Gewichte vorne nach oben biegt und eine negative Absenkung zu ermitteln ist. Durch die geringere Steifigkeit ist im mittleren Segment bei dem Messpunkt L2, im Gegensatz zu den anderen beiden Fahrzeugkarosserie-Modellen eine fast doppelt so hohe Absenkung zu ermitteln.

Die Absenkung im Messpunkt L4, welcher den Heckendpunkt wiedergibt, ist bei der Limousine doppelt so hoch wie bei dem Kombi. Bei dem Cabrio ist messtechnisch fast keine Absenkung zu ermitteln. Dies liegt jedoch an der starken Absenkung im mittleren Segment und dem dadurch resultierenden Ausgleich des Hecks, welches immer höher steigt, je stärker die Absenkung in der Mitte zu messen ist.

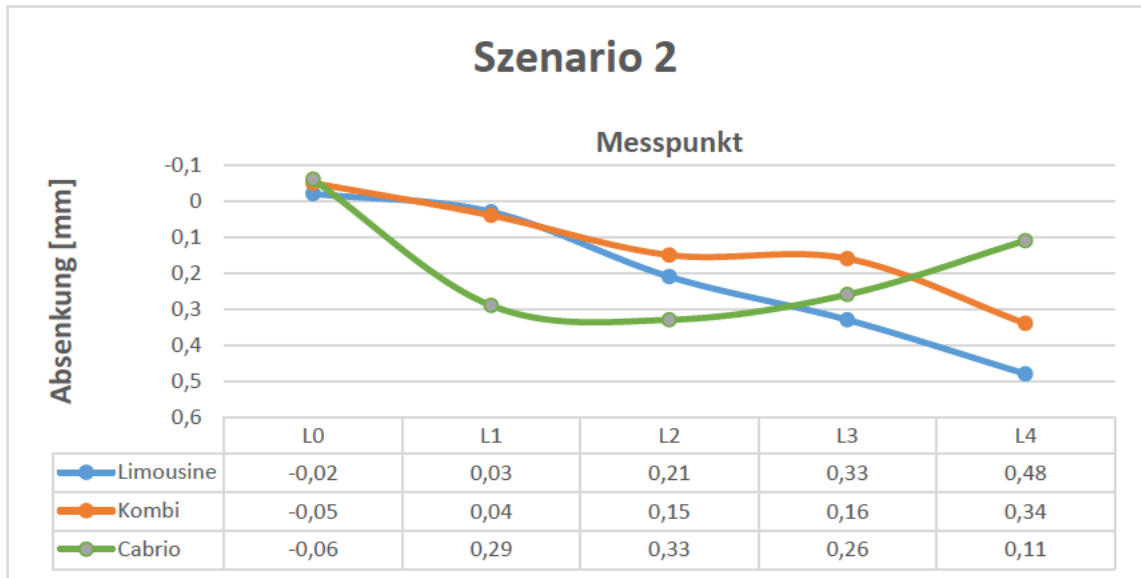


Abbildung 50 – Absenkung Szenario 2

Für das Versuchsszenario 2 (Abb. 50) wurde die Motorlast um 2,5N, die für Fahrer, Beifahrer, Fondfahrer und Gepäck um jeweils 5N im Vergleich zum Versuchsszenario 1 erhöht. Für das Fahrzeugkarosserie-Modell der Limousine und des Kombis verhält sich die Absenkung für die Messpunkte L0 bis L3 ähnlich stabil und weist nur eine geringe Absenkung auf.

Bei dem Messpunkt L3 nimmt die Absenkung der Limousine den doppelten Wert des Kombis an, welcher sich im Messpunkt L4 wieder etwas annähert. Dieses Messergebnis ist auf die stabilere Dachstruktur des Kombis zurückzuführen. Der Messkurve des Kombis ist zu entnehmen, dass dieser im Messpunkt L4 des Heckendpunkts einen Knick macht und dort deutlich absinkt. Die Messkurve der Limousine verhält sich zwar harmonischer, hat aber im Messpunkt L4 die größte Absenkung.

Das Fahrzeugkarosserie-Modell des Cabrios kann in den mittleren Segmenten weiterhin nicht die Steifigkeit der Limousine und des Kombis erzielen, nähert sich aber den Messergebnissen der Vergleichskarosserien an und hat im Messbereich von L2 und L3 keinen so hohen Unterschied im Vergleich zum Versuchsszenario 2. Für den Messpunkt L0 des Fronteckpunkts verhalten sich alle drei Fahrzeugkarosserie-Modelle gleichermaßen und biegen sich nach oben. Die Limousine weist in diesem Punkt das stabilste Verhalten auf.

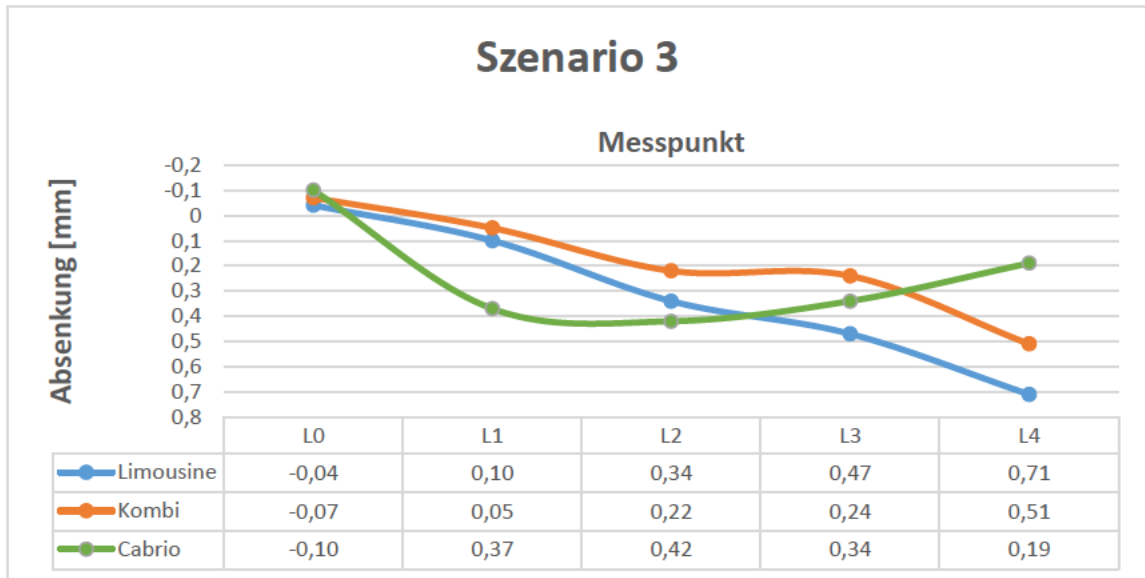


Abbildung 51 – Absenkung Szenario 3

Für das Versuchsszenario 3 (Abb. 51) ist die Motorlast gleichbleibend und die Last für Fahrer, Beifahrer, Fondfahrer und Gepäck um jeweils 5N im Vergleich zum Versuchsszenario 2 erhöht. Durch die aufgebrachte Last wird wie in den vorherigen Versuchsszenarien erneut eine Anhebung im Fronteckpunkt L0 erzeugt und die Messwerte erzielen negative Werte.

In den Messpunkten L0 bis L3 verhalten sich das Fahrzeugkarosserie-Modell Limousine und Kombi bezogen auf die Absenkung ähnlich. Im hinteren Teil der Fahrzeugkarosserie-Modelle nimmt dann die Limousine erneut höhere Werte bezogen auf die Absenkung an. Die Limousine nähert sich aber dennoch den Messwerten des Kombis im Vergleich zu den vorherigen Versuchsszenarien immer mehr an. Das Fahrzeugkarosserie-Modell des Kombis weist wie in den Versuchsszenarien zuvor wieder einen deutlichen Sprung der Absenkung auf. Dies lässt sich auf eine instabilere Strukturauslegung im Heckbereich zurückzuführen, welche die Kräfte, die weitergeleitet werden, nicht optimal auffängt. Das Fahrzeugkarosserie-Modell des Cabrios verhält sich mit zunehmender Gewichtseinleitung proportional zu den Messergebnissen aus den Versuchsszenarien 1 und 2 und weist im Messpunkt L4 erneut die geringste Absenkung auf, was auf die starke Durchbiegung im mittleren Segment zurückzuführen ist. Das dafür sorgt dafür, dass die Heckstruktur deutlich angehoben wird.

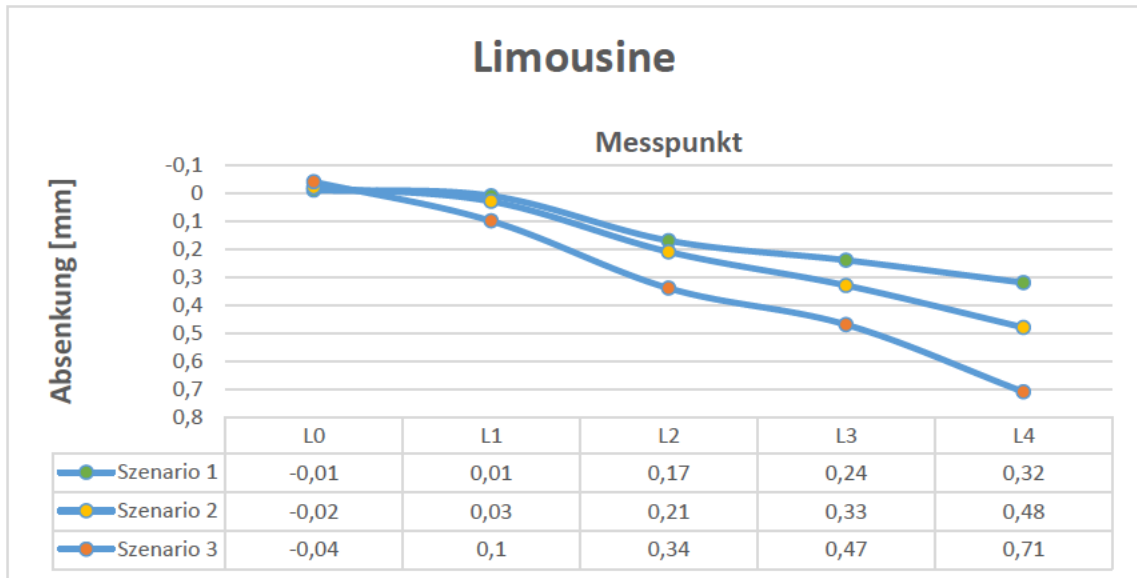


Abbildung 52 – Absenkung aller Versuchsszenarien am Beispiel der Limousine

Die Abbildung 52 zeigt die Überlagerung aller drei gefahrenen Versuchsszenarien zwischen den Messpunkten L0 bis L4 am Beispiel der Limousine. Mit zunehmender Gewichtsbelastung ist, wie zu erwarten, auch die Absenkung gestiegen. In den Versuchsszenarien 1 und 2 noch fast proportional zueinander. Im Versuchsszenario 3 ist gegenüber den beiden vorherigen Versuchsszenarien eine deutliche Absenkung und ein deutliches Abknicken am Messpunkt 4 des Heckendpunkts zu ermitteln.

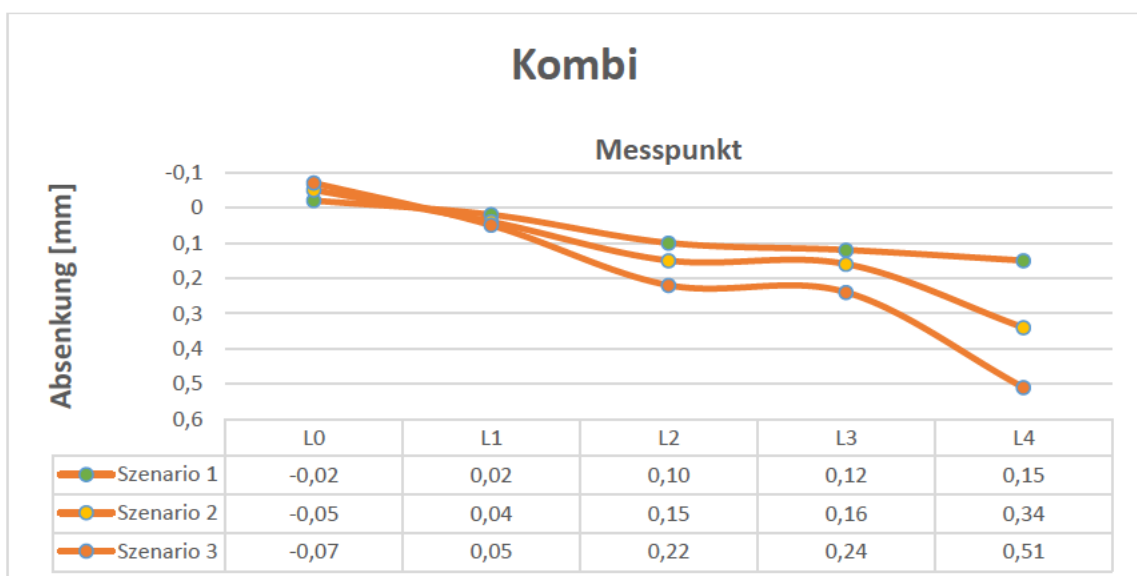


Abbildung 53 – Absenkung aller Versuchsszenarien am Beispiel des Kombis

Die Abbildung 53 zeigt die Überlagerung aller drei gefahrenen Versuchsszenarien zwischen den Messpunkten L0 bis L4 am Beispiel des Kombis. Das Versuchsszenario 1 verläuft im Vergleich zu den beiden folgenden Versuchsszenarien harmonisch und konstant.

Im Versuchsszenario 2 wird durch die Zunahme der Belastung ersichtlich, dass die Karosseriekonstruktion im Heckbereich Defizite aufweist, die durch weitere Steigerung im Versuchsszenario 3 zunehmend sind. Im Messpunkt L4 des Heckendpunkts kommt es dadurch zu einer deutlichen Absenkung. Durch die Zunahme der Belastung ist weiterhin zu erkennen, dass durch die Absenkung im mittleren Bereich und im Heckbereich eine Anhebung der Fahrzeugfrontstruktur am Messpunkt L0 stattfindet.

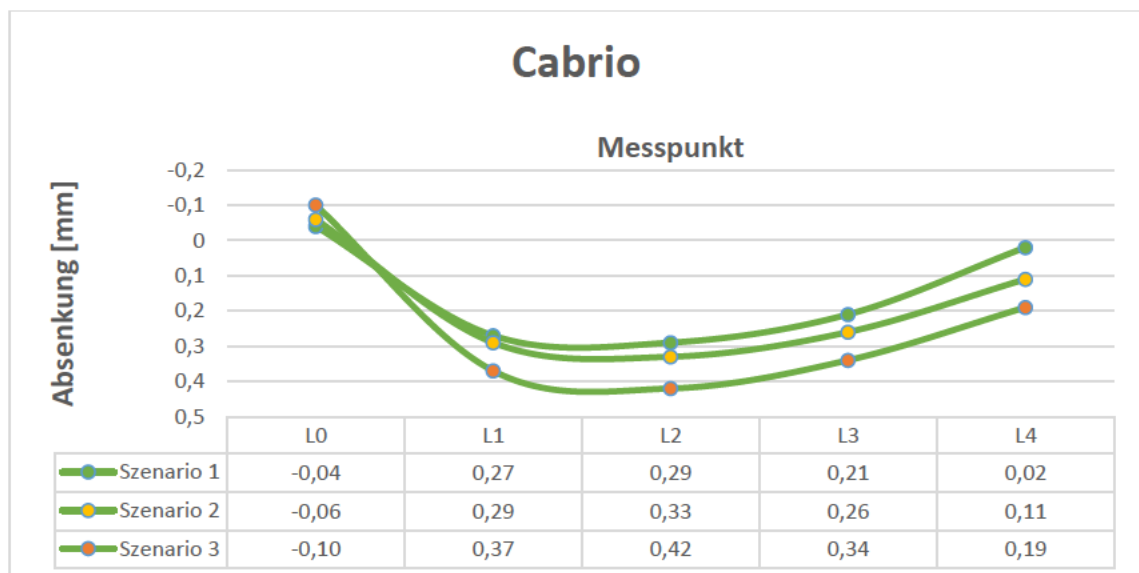


Abbildung 54 – Absenkung aller Versuchsszenarien am Beispiel des Cabrios

Die Abbildung 54 zeigt die Überlagerung aller drei gefahrenen Versuchsszenarien zwischen den Messpunkten L0 bis L4 am Beispiel des Cabrios. Das Fahrzeugkarosserie-Modell verhält sich nahezu proportional in der Absenkung durch den zunehmenden Gewichtseinfluss mit der Steigerung der Versuchsszenarien. Das Verhalten der Anhebung der Fahrzeugfrontstruktur im Messpunkt L0 geschieht ebenfalls verhältnismäßig.

5.5 Durchbiegung am Beispiel „Balken auf zwei Stützen“

Im Folgenden wird der Lastfall aus den realen Testreihen rechnerisch dargestellt. Hierzu ist das Karosseriemodell unabhängig von seiner geometrischen Struktur (Limousine, Kombi, Cabrio) vereinfacht als homogener Balken dargestellt und mit den Kräften belastet, welche in der realen Versuchsreihe im Szenario 3 auch an den gezeigten Punkten angreifen (Abb. 55).

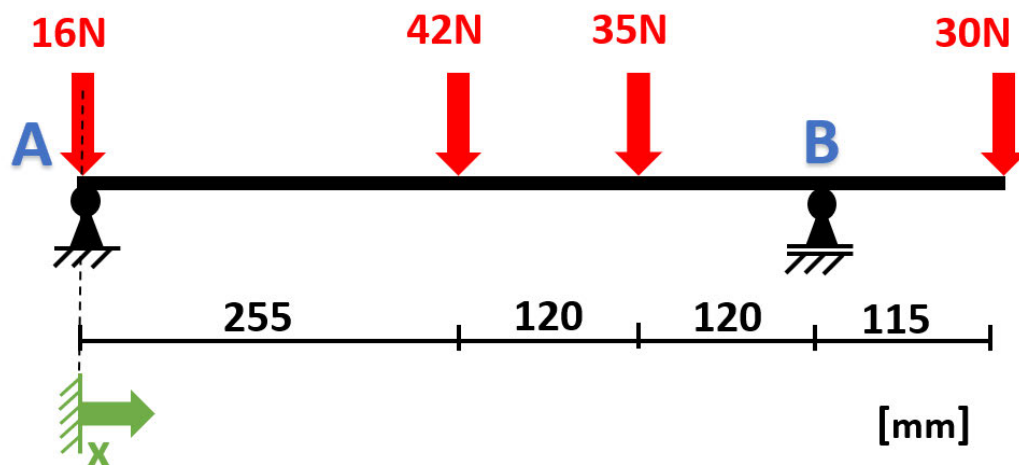


Abbildung 55 – Lastfall am Beispiel „Balken auf zwei Stützen“

Der Balken ist im Punkt A wie das reale Beispiel mit einem Festlager und im Punkt B mit einem Loslager gelagert. Um die Durchbiegung zu ermitteln, wird jeder Lastfall im Kollektiv mit den anderen Lastfällen betrachtet, da die aufgebrachten Lasten gleichzeitig und nicht einzeln nacheinander aufgebracht wirken. Die aufgebrachte Kraft von 16N kann im Punkt A vernachlässigt werden, da in diesem Punkt aufgrund des Festlagers keine Verschiebung auftritt. Der Balken besteht aus Polycarbonat und hat ein E-Modul von $2400 \frac{N}{mm^2}$ und ein Flächenträgheitsmoment $I_y = 200000 mm^4$, was ungefähr einer Balkenbreite von 20mm und einer Höhe von 55mm entspricht. Im ersten Schritt wird die Durchbiegung am Punkt, an dem die Kraft angreift, betrachtet und in den weiteren Schritten werden die Anteile dazu addiert, die an dem Punkt zur Durchbiegung

führen. Zur Ermittlung der Durchbiegung für die Lastfälle 42N und 35N wird der folgende Biegefall (Abb. 56) angenommen:

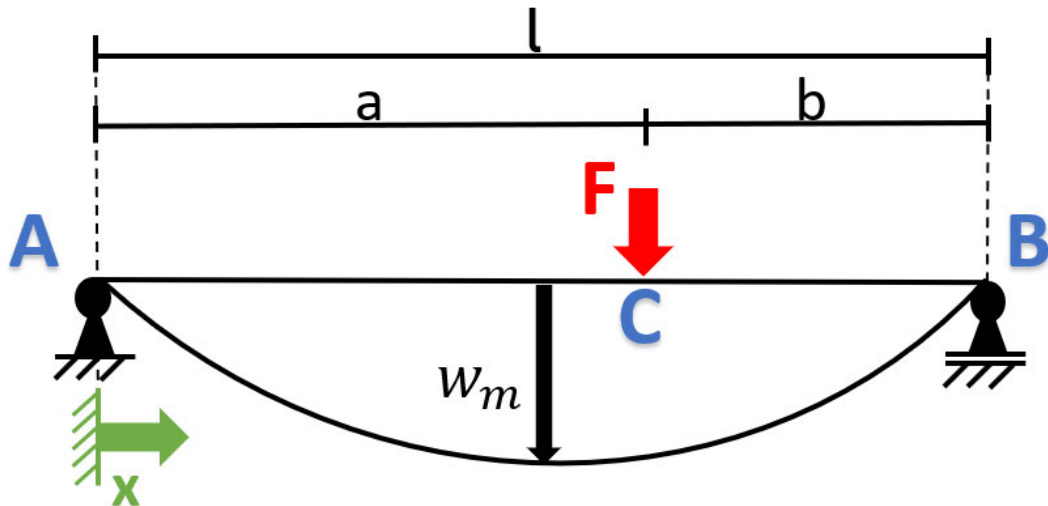


Abbildung 56 – Biegefall für „Balken auf zwei Stützen“ Lastfall 1 [Prof. Dr.-Ing. E. Nast WS 2021/22]

Zunächst wird die Durchbiegung im Kraftangriffspunkt von 42N mit der Gleichung (5.32) ermittelt.

Geg.: $l = 495\text{mm}$; $a = 255\text{mm}$; $b = 240\text{mm}$

$$w_m = \frac{Fb\sqrt{(l^2 - b^2)^3}}{9\sqrt{3}EI} \quad (5.32)$$

$$w_{42N,a} = \frac{42\text{N} * 240\text{mm} \sqrt{((495\text{mm})^2 - (240\text{mm})^2)^3}}{9\sqrt{3} * 2400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 200000\text{mm}^4 * 495\text{mm}}$$

$$w_{42N,a} = 0,221\text{mm}$$

Im nächsten Schritt wird der Einfluss der Kraft 42N am Punkt betrachtet, an dem die Last von 35N angreift. Hierzu wird die Biegelinie (5.33) am Punkt $x=375\text{mm}$ betrachtet.

$$w = \frac{Fl^3 \left(\frac{a}{l}\right)}{6EI} \left(\frac{x}{l}\right) \left[1 - \left(\frac{a}{l}\right)^2 - \left(\frac{x}{l}\right)^2\right] \quad (5.33)$$

$$w_{35N,a}(x) = \frac{42N * (495\text{mm})^3 \left(\frac{255\text{mm}}{495\text{mm}}\right) \left(\frac{375\text{mm}}{495\text{mm}}\right) \left[1 - \left(\frac{255\text{mm}}{495\text{mm}}\right)^2 - \left(\frac{375\text{mm}}{495\text{mm}}\right)^2\right]}{6 * 2400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 200000 \text{mm}^4}$$

$$w_{35N,a}(x = 375\text{mm}) = 0,111\text{mm}$$

Im nächsten Schritt wird der Biegewinkel (5.34) im Punkt B ermittelt und über die Winkelbeziehungen die Durchbiegung am Punkt von 30N festgestellt.

$$\varphi_B = \frac{Fab}{6EI} (l + a) \quad (5.34)$$

$$\varphi_B = \frac{42N * 255\text{mm} * 240\text{mm}}{6 * 2400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 200000 \text{mm}^4 * 495\text{mm}} (495\text{mm} + 255\text{mm})$$

$$\varphi_B = 1,352 * 10^{-3} \quad \Rightarrow \quad \varphi_B = \frac{360}{2\pi} * 1,352 * 10^{-3} = 0,077^\circ$$

$$w_{30N,a} = \sin(\varphi_B) * 115\text{mm} = \sin(0,077^\circ) * 115\text{mm} = 0,155\text{mm}$$

In der nächsten Betrachtung wird die Durchbiegung im Kraftangriffspunkt von 35N ebenfalls mit der Gleichung (5.32) ermittelt.

Geg.: $l = 495\text{mm}$; $a = 375\text{mm}$; $b = 120\text{mm}$;

$$w_m = \frac{Fb\sqrt{(l^2 - b^2)^3}}{9\sqrt{3}EI} \quad (5.32)$$

$$w_{35N} = \frac{35\text{N} * 120\text{mm} \sqrt{((495\text{mm})^2 - (120\text{mm})^2)^3}}{9\sqrt{3} * 2400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 200000\text{mm}^4 * 495\text{mm}}$$

$$w_{35N,b} = 0,126\text{mm}$$

Im nächsten Schritt wird der Einfluss der Kraft 35N am Punkt betrachtet, an dem die Last von 42N angreift. Hierzu wird die Biegelinie (5.35) am Punkt $x=255\text{mm}$ betrachtet.

$$w = \frac{Fl^3 \left(\frac{b}{l}\right)}{6EI} \left(\frac{x}{l}\right) \left[1 - \left(\frac{b}{l}\right)^2 - \left(\frac{x}{l}\right)^2\right] \quad (5.35)$$

$$w_{42N,b}(x) = \frac{35\text{N} * (495\text{mm})^3 \left(\frac{120\text{mm}}{495\text{mm}}\right) \left(\frac{255\text{mm}}{495\text{mm}}\right) \left[1 - \left(\frac{120\text{mm}}{495\text{mm}}\right)^2 - \left(\frac{255\text{mm}}{495\text{mm}}\right)^2\right]}{6 * 2400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 200000 \text{mm}^4}$$

$$w_{42N,b}(x = 255\text{mm}) = 0,124\text{mm}$$

Im nächsten Schritt wird der Biegewinkel (5.34) im Punkt B ermittelt und über die Winkelbeziehungen die Durchbiegung am Punkt von 30N festgestellt.

$$\varphi_B = \frac{F a b}{6EI l} (l + a) \quad (5.34)$$

$$\varphi_B = \frac{35N * 375mm * 120mm}{6 * 2400 \frac{N}{mm^2} * 200000 mm^4 * 495mm} (495mm + 375mm)$$

$$\varphi_B = 9,612 * 10^{-4} \quad \Rightarrow \quad \varphi_B = \frac{360}{2\pi} * 9,612 * 10^{-4} = 0,055^\circ$$

$$w_{30N,b} = \sin(\varphi_B) * 115mm = \sin(0,055^\circ) * 115mm = 0,110mm$$

Für die Betrachtung der Durchbiegung im Punkt, an dem die Kraft 30N angreift, dient der folgende Biegefall (Abb. 57):

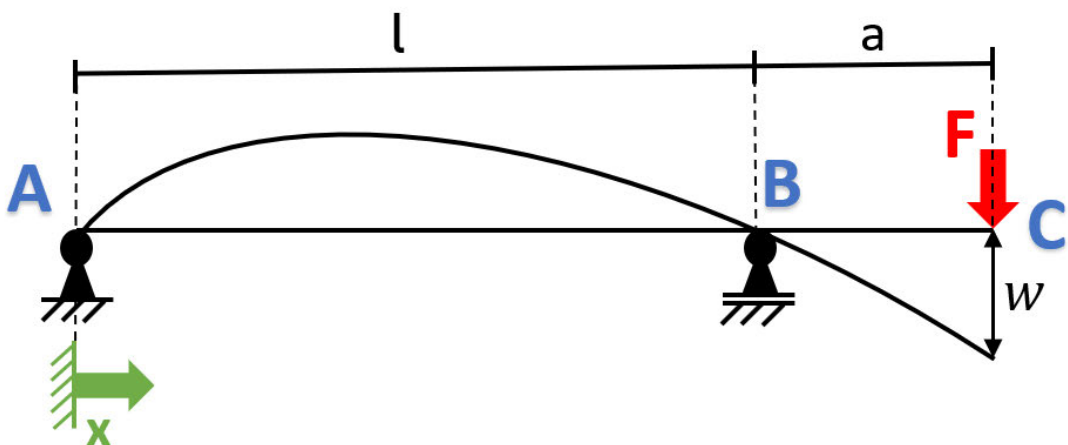


Abbildung 57 – Biegefall für „Balken auf zwei Stützen“ Lastfall 2 [Beitz et al. 2001]

Im ersten Schritt wird die Durchbiegung (5.36) im Punkt C ermittelt, an dem die Kraft 30N angreift.

$$\text{Geg.: } l = 495mm \quad ; \quad a = 115mm$$

$$w_C = \frac{Fa^2(l+a)}{3EI} \quad (5.36)$$

$$w_{30N,c} = \frac{30N * (115mm)^2 (495mm + 115mm)}{3 * 2400 \frac{N}{mm^2} * 200000 mm^4}$$

$$w_{30N,c} = 0,168mm$$

Im nächsten Schritt wird der Einfluss der Kraft 30N an den beiden Punkten von der Kraft 42N bei $x=255mm$ und 35N bei $x=375mm$ betrachtet. Hierzu wird die Biegelinie (5.37) am jeweiligen Punkt betrachtet.

$$w = -\frac{Fal^2}{6EI} \left[\frac{x}{l} - \left(\frac{x}{l} \right)^3 \right] \quad (5.37)$$

$$w_{42N,c}(x = 255mm) = -\frac{30N * 115mm * (495mm)^2}{6 * 2400 \frac{N}{mm^2} * 200000 mm^4} \left[\frac{255mm}{495mm} - \left(\frac{255mm}{495mm} \right)^3 \right]$$

$$w_{42N,c}(x = 255mm) = -0,111mm$$

$$w_{35N,c}(x = 375mm) = -\frac{30N * 115mm * (495mm)^2}{6 * 2400 \frac{N}{mm^2} * 200000 mm^4} \left[\frac{375mm}{495mm} - \left(\frac{375mm}{495mm} \right)^3 \right]$$

$$w_{35N,c}(x = 375mm) = -0,095mm$$

Nach Ermittlung der Anteiligen Durchbiegungen kann durch Addition die Gesamtdurchbiegung am jeweiligen Punkt ermittelt werden:

Für Kraftangriffspunkt 42N:

$$w_{42N} = w_{42N,a} + w_{42N,b}(x = 255mm) + w_{42N,c}(x = 255mm)$$

$$w_{42N} = 0,221mm + 0,124mm + (-0,111mm)$$

$$w_{42N} = 0,234mm$$

Für Kraftangriffspunkt 35N:

$$w_{35N} = w_{35N,a}(x = 375mm) + w_{35N,b} + w_{35N,c}(x = 375mm)$$

$$w_{35N} = 0,111mm + 0,126mm + (-0,095mm)$$

$$w_{35N} = 0,142mm$$

Für Kraftangriffspunkt 30N:

$$w_{30N} = w_{30N,a} + w_{30N,b} + w_{30N,c}$$

$$w_{30N} = 0,155mm + 0,110mm + 0,168mm$$

$$w_{30N} = 0,433mm$$

5.6 Vergleich realer und theoretischer Messwerte

Im Folgenden Abschnitt werden die praktisch ermittelten Messergebnisse aus dem Kapitel 5.4 mit den theoretisch ermittelten Messergebnissen aus dem Kapitel 5.5 miteinander verglichen (Abb. 58). Für die praktisch ermittelten Messergebnisse werden die Messwerte aus dem Szenario 3 herangezogen. Der Vergleich der Messergebnisse findet an den drei Kräfteinleitungspunkten L2, L3 und L4 der Fahrzeugkarosserie-Modelle statt. L2 entspricht dem Kraftangriffspunkt aus dem theoretischen Teil von 42N. L3 entspricht dem Kraftangriffspunkt von 35N und L4 dem Kraftangriffspunkt von 30N.

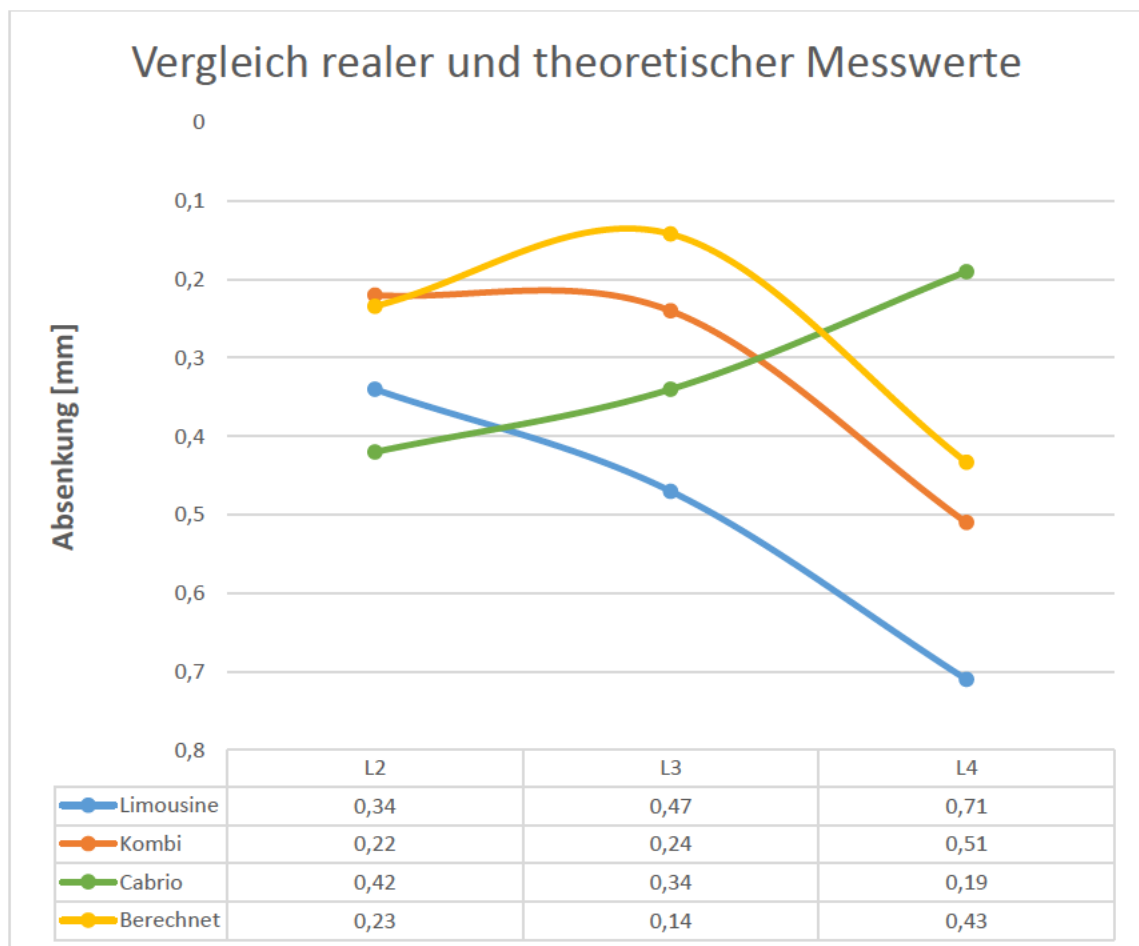


Abbildung 58 – Vergleich realer und theoretischer Messwerte

Den Messergebnissen ist zu entnehmen, dass der berechnete Messwert im Messpunkt L2 fast den Wert des praktisch ermittelten Messwertes der Kombis erreicht. Im Messpunkt L3 liegt der theoretisch ermittelte Messwert im Vergleich

zu den praktischen Messwerten jedoch bei einer niedrigeren Absenkung. Im Messpunkt L4 trifft der theoretisch ermittelte Messwert die Schnittmenge aus den Messwerten der realen Fahrzeugkarosserie-Modelle und gibt damit einen realistischen Wert wieder. Gut zu erkennen ist auch die Charakteristik der Kurve, die ähnlich zu der der Limousine und des Kombis verläuft. Das theoretische Modell ist als Balken mit homogenem Querschnitt angegeben und weist daher ein abweichendes Verhalten gerade im mittleren Sektor gegenüber den realen Fahrzeugkarosserie-Modellen auf. In der realen Konstruktion gibt es aufgrund der unterschiedlichen Geometrien, Quer- und Längsträgern und der Dachstruktur einen anderen Kräfteverlauf. Die Dachstruktur der Limousine und des Kombis tragen, wie zu erwarten, zu einer gleichmäßigeren Absenkung und steiferen Gesamtstruktur im Vergleich zum Cabrio bei.

6 Fazit & Ausblick

Im Rahmen dieser Masterarbeit wurde ein Versuchsprüfstand geplant, gefertigt und aufgebaut, an dem Verformungen infolge von Biegung an Fahrzeugkarosserie-Modellen ermittelt werden können. Die Planung erfolgte zunächst als Konzept und wurde in CAD vorbereitet und auf Sinnhaftigkeit geprüft und dann bei dem Zulieferer zur Fertigung in Auftrag gegeben.

Im weiteren Verlauf wurde der Versuchsprüfstand im Mechanik-Labor der Hochschule für Angewandte Wissenschaften aufgebaut und hinsichtlich seines Einsatzspektrums getestet. Die Anfertigung einer detaillierten Versuchsanleitung macht es Testpersonen möglich, den Versuchsprüfstand eigenständig zu kalibrieren und praktische Versuche durchzuführen. Auf Basis der ermittelten Messergebnisse können dann im weiteren Verlauf Aussagen über die Steifigkeitseigenschaften der unterschiedlichen Fahrzeugkarosserie-Modelle gegeben werden. Aus der Erprobung war zu ermitteln, dass die Aufteilung (links/rechts) der aufgebrachten Last bei der eingesetzten Messeinrichtung einen zu geringen Ausschlag auf die gegenüberliegende Seite der aufgebrachten Last erzeugt. Daher wurde festgelegt, dass die aufgebrachten Lasten gleichermaßen verteilt werden. Das bedeutet, dass beispielsweise eine Gepäcklast von 10N auf jeweils 5N für die Gepäcklast links und rechts aufgeteilt wurde.

Die Fahrzeugkarosserie-Modelle haben sich in den praktischen Tests ähnlich wie ihr reales Pendant verhalten. Der Kombi wies dabei die größte Steifigkeit in den Versuchsreihen auf, was auf die Dachstruktur zurückzuführen ist, welche für eine stabilere Gesamtstruktur und optimierten Kraftfluss sorgt. Das Cabrio erzielte das weichste Strukturverhalten mit der größten Durchbiegung. Das Modell der Limousine wies ein ähnliches Steifigkeitsverhalten wie der Kombi auf.

Durch die Einführung in die SSS-Methode konnte ein guter Einblick in die Theorie der Auslegung von Strukturbaugruppen gegeben werden und veranschaulicht werden, wie komplexe Oberflächen vereinfacht dargestellt werden können. Die Zielsetzung, die Fahrzeugkarosserie-Modelle als theoretisches Modell darzustellen, wurde teilweise erreicht. Alle zur Verfügung gestellten

Fahrzeugkarosserie-Modelle in alle Teilsegmente zu zerlegen, um die Theorie der SSS-Methode anwenden zu können, hätte die Kapazität dieser Masterarbeit überschritten. Zur genauen Bestimmung sind von jedem einzelnen Bauteil das genaue Strukturgewicht und die x-y-z-Koordinaten erforderlich. Im Rahmen dieser Masterarbeit ist aber ein Ansatz gelungen, der die Lastpfade der bestehenden Struktur und damit verbundenen Spannungsverläufe zeigt. Des Weiteren konnte am Beispiel der Bodenplatte gezeigt werden, wie die Absenkung an einem Punkt bestimmt werden kann. Hinsichtlich weiterführender Forschungsprojekte könnte die Zerlegung einer oder mehrerer Fahrzeugkarosserie-Modelle Relevanz finden und ergänzend an den Themeninhalt dieser Masterarbeit anknüpfen.

Um reale und theoretische Messergebnisse miteinander vergleichen zu können, wurden für diese Masterarbeit die Karosseriemodelle einheitlich als ein homogener Balken auf zwei Stützen dargestellt. Der Balken wird wie die realen Modelle an den gleichen Lasteinleitungspunkten belastet. Das Flächenträgheitsmoment des Balkens wurde durch eine Annäherung auf Basis der Messergebnisse der realen Versuchsreihen ermittelt. Die theoretisch ermittelten Messergebnisse finden sich im Durchschnitt der praktisch ermittelten Messwerte wieder und bilden damit eine gute Annäherung der realen Versuchsreihen ab. Durch die Idealisierung und Vereinfachung der Modelle sind dennoch Abweichungen von Praxis und Theorie zu erwarten gewesen.

Durch die variablen Anbindungsmöglichkeiten des Versuchsprüfstands ist es für zukünftige Forschungsprojekte möglich, auch andere Karosseriekonzepte anbinden zu können. Voraussetzung ist, dass der Bereich der zulässigen Spurweiten und Achsabstände eingehalten wird. Im Hinblick auf zukünftige Forschungsprojekte kann des Weiteren die Überlegung getroffen werden, austauschbare Module zu fertigen, die zur Verbesserung des Steifigkeitsverhaltens beitragen könnten. Durch die einheitliche Basisstruktur der unterschiedlichen Fahrzeugkarosserie-Modelle müssten diese nur einmal gefertigt werden und könnten mit wenig Aufwand untereinander getauscht werden, um so einen guten Vergleich der Messwerte zu liefern.

7 Literaturverzeichnis

Audi MediaCenter (2022): Karosserie. Online verfügbar unter <https://www.audi-mediacycenter.com/de/der-audi-q8-das-neue-top-modell-der-q-familie-10412/karosserie-10419>, zuletzt aktualisiert am 12.01.2022, zuletzt geprüft am 12.01.2022.

Audi Q5 | Audi MediaCenter (2022). Online verfügbar unter <https://www.audi-mediacycenter.com/de/fotos/detail/audi-q5-38912>, zuletzt aktualisiert am 12.01.2022, zuletzt geprüft am 12.01.2022.

Audi Technology Portal (2022): Audi Technology Portal - Torsionssteifigkeit. Online verfügbar unter <https://www.audi-technology-portal.de/de/karosserie/steifigkeit-crashsicherheit/torsionssteifigkeit>, zuletzt aktualisiert am 12.01.2022, zuletzt geprüft am 12.01.2022.

Beitz, Wolfgang; Dubbel, Heinrich; Grote, Karl-Heinrich (Hg.) (2001): Taschenbuch für den Maschinenbau. Mit Tabellen. 20., Neubearb. und erw. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer.

Braess, Hans-Hermann; Seiffert, Ulrich (2012): Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Mit 122 Tabellen. 6., aktualisierte und erweiterte Auflage 2011. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag (ATZ/MTZ-Fachbuch). Online verfügbar unter <http://gbv.ebib.com/patron/FullRecord.aspx?p=1083179>.

Brown, Jason C.; Robertson, A. John; Serpento, Stan T. (2002): Motor vehicle structures. Concepts and fundamentals. Oxford, Boston: Butterworth-Heinemann.

Droste, Alexander; Röttger, Jan (2006): Geschäumte Strukturverstärkungen im modernen Karosseriebau. In: ATZ 108.

Elsner, Peter; Domininghaus, Hans; Eyerer, Peter; Hirth, Thomas (Hg.) (2008): Kunststoffe. Eigenschaften und Anwendungen ; mit 240 Tabellen. 7., neu bearb. und erw. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer (VDI-Buch). Online verfügbar unter http://digitale-objekte.hbz-nrw.de/webclient/DeliveryManager?pid=2345052&custom_att_2=simple_viewer

Lüdtke, Bruno; Pfestorf, Markus (Hg.) (2005): Von den Anforderungen an die Rohkarosserie zu den Anforderungen an den Werkstoff. Prozesskette Presswerk - Rohbau- Lack. München: Carl Hanser Verlag.

Mercedes-Benz Innovation: Fahrzeugentwicklung (2022). Online verfügbar unter <https://www.mercedes-benz.com/de/innovation/fahrzeugentwicklung/>, zuletzt aktualisiert am 14.01.2022, zuletzt geprüft am 16.01.2022.

Öchsner, Andreas (2016): Theorie der Balkenbiegung. Einführung und Modellierung der statischen Verformung und Beanspruchung. Wiesbaden: Springer Vieweg (essentials).

Pischinger, Stefan; Seiffert, Ulrich (Hg.) (2021): Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. 9., erweiterte und ergänzte Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg (Springer eBook Collection).

Prof. Dr.-Ing. E. Nast (WS 2021/22): Technische Mechanik 2 (Festigkeitslehre) Formelsammlung. Formelsammlung. Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, Hamburg.

8 Anhang




Im folgenden Anhang finden sich die Bauteilaufstellung des Versuchsprüfstands, eine Kostenkalkulation für das eingesetzte Material und eine technische Zeichnung der Grundkonstruktion sowie ein blanko eines Versuchsplans.

8.1 Bauteilaufstellung des Versuchsprüfstands

Auf Grundlage der durch Rose + Krieger GmbH bereitgestellten CAD-Dateien und des Entwurfs des Versuchsprüfstands können die im Folgenden aufgeführten Bauteile (Tab. 7) bestellt und angefertigt werden. Die Positionen 1–16 sind ausschließlich gelieferte Bauteile des Herstellers Rose + Krieger GmbH. Die Positionen 17–21 umfassen Bauteile, die aus dem weiteren Zubehörhandel stammen, sowie messtechnische Einrichtungen, Gewichtshänger, Gewichte und weiteres Zubehör, welches dem Mechanik-Labor der Hochschule für Angewandte Wissenschaften entnommen ist.

Bauteilstückliste:

Tabelle 7 – Bauteilstückliste

| Preview | Position | Bezeichnung | Spezifikation | Anzahl |
|---|----------|----------------------------------|---------------|--------|
|  | 1 | BLOCAN Profil F hell eloxiert | 40x40x270mm | 4 |
|  | 2 | BLOCAN Profil F hell eloxiert | 40x40x800mm | 2 |
|  | 3 | BLOCAN Profil F hell eloxiert | 40x40x130mm | 4 |

| | | | | |
|---|----|--|--------------------|----|
|  | 4 | BLOCAN Profil F hell eloxiert | 40x40x720mm | 2 |
|  | 5 | BLOCAN Profil F hell eloxiert | 40x40x600mm | 2 |
|  | 6 | BLOCAN Profil F hell eloxiert | 40x40x120mm | 4 |
|  | 7 | BLOCAN Profil F hell eloxiert | 40x40x100mm | 4 |
|  | 8 | Flanschleiste F-40 + G-40 | M6x25mm M6x20mm | 30 |
|  | 9 | Knotenwinkel 40 Druckguss 2 Streben | 40x40mm | 32 |
|  | 10 | Befestigungssatz für Knotenwinkel 40 mit Nutenstein K | M6x12mm | 60 |
|  | 11 | Kunststoffabdeck ung für Knotenwinkel | 40x40mm | 24 |

| | | | | |
|---|----|--|-------------------------------------|----|
|  | 12 | Abdeckkappe S-40 | 40x40mm | 8 |
|  | 13 | M8 Profil Anschlussplatte | 40x40mm | 8 |
|  | 14 | Befestigungssatz Anschlussplatte | M6x20mm | 8 |
|  | 15 | Gelenkstützfuß | M8 D=47mm L=52mm | 4 |
|  | 16 | Laschenklemmstück LF-KU, Light Design | 12x18mm | 9 |
|  | 17 | Anbindungssatz | M8x125mm | 4 |
|  | 18 | Messeinrichtung (Messbereich 0...20mm) | L: 165mm | 4 |
|  | 19 | Gewichtshänger | L: 200mm Ø: 50mm | 7 |
|  | 20 | Gewichte 1-5N | Ø: 50mm | 26 |
|  | 21 | Karosserie- modelle | L: 750 mm B: 304 mm H: 213 mm | 3 |

8.2 Kostenkalkulation des Versuchsprüfstands

Für den entwickelten Versuchsprüfstand wurden die Bauteile der Position 1 – 16 (siehe Kapitel 8.1 – Bauteilstückliste) bei dem Zulieferer Rose + Krieger GmbH in Auftrag gegeben, gefertigt und geliefert. Die Positionen 17 – 21 stammen aus dem Mechanik-Labor oder dem Zubehörhandel. Für den Anbindungssatz für die Fahrzeugkarosserie-Modelle wurden die vier verzinkten M8 8x16mm Gabelköpfe + Sicherungsbolzen nach DIN 71752 im freien Zubehör gekauft. Weiteres Material, das zur Anbindung der Laschenklemmstücke an die Fahrzeugkarosserie-Modelle genutzt wurde, wie Schrauben, Muttern und Blechstücke, wurde ebenfalls im freien Zubehör erworben. In der folgenden Tabelle 8 ist eine Auflistung nach Rubriken gezeigt und der Gesamtpreis des Versuchsprüfstands inkl. Zubehör aufgelistet.

Tabelle 8 – Kostenkalkulation

| Bezeichnung | Preis € |
|--|----------------|
| BLOCAN Profile F hell eloxiert | 63,01€ |
| Knotenwinkel Druckguss | 123,20€ |
| Nutensteine | 48,30€ |
| Anbindungsprofile (Anschlussplatten/Gelenkstützfüße) | 49,60€ |
| Anbindungssatz (Profile/Knotenwinkel) | 217,00€ |
| Abdeckungen (Profile/Knotenwinkel) | 38,40€ |
| Laschenklemmstücke inkl. Anbindungsmaterial | 21,09€ |
| M8-Gabelkopf + Sicherungsbolzen | 10,43€ |
| Fracht- und Verpackung | 87,11€ |
| Gesamtkosten | 658,14€ |

8.3 Technische Zeichnung – Grundkonstruktion

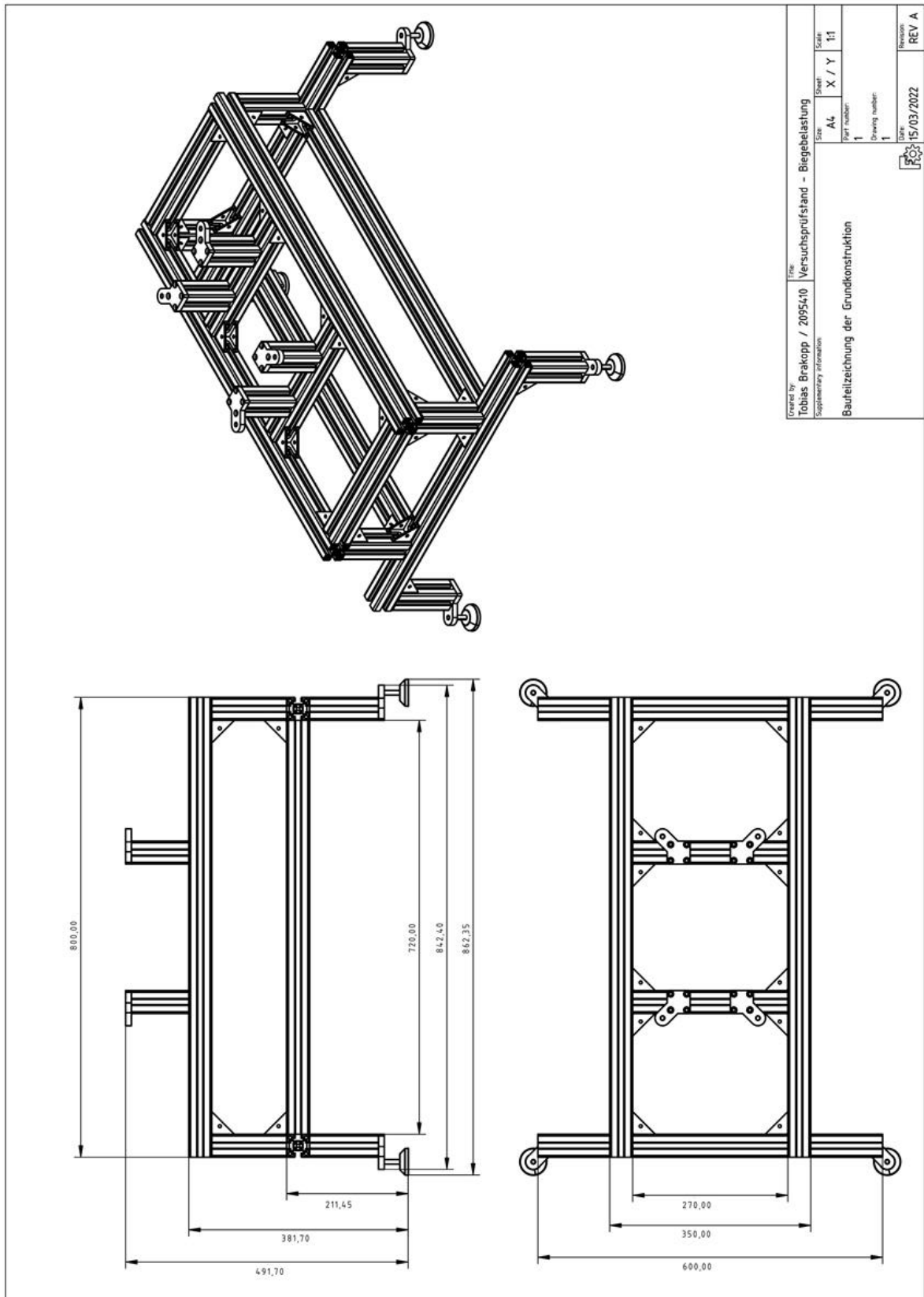


Abbildung 59 – Technische Zeichnung - Versuchsprüfstand

8.4 Versuchsplan zur Ermittlung der Messdaten

| Messpunkt | Absenkung | | | Absenkung | | | Absenkung | | |
|-----------|-----------|-------|--------|-----------|-------|--------|-----------|-------|--------|
| | Limousine | Kombi | Cabrio | Limousine | Kombi | Cabrio | Limousine | Kombi | Cabrio |
| L0 | | | | | | | | | |
| L1 | | | | | | | | | |
| L2 | | | | | | | | | |
| L3 | | | | | | | | | |
| L4 | | | | | | | | | |
| R0 | | | | | | | | | |
| R1 | | | | | | | | | |
| R2 | | | | | | | | | |
| R3 | | | | | | | | | |
| R4 | | | | | | | | | |

| Szenario | Last | | | | | | |
|----------|-----------|--------|-----------|------------|-------------|--------------|---------------|
| | Motorlast | Fahrer | Beifahrer | Fond links | Fond rechts | Gepäck links | Gepäck rechts |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |

Abbildung 60 – Versuchsplan zur Ermittlung der Messdaten



Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Brakopp

Vorname: Tobias

dass ich die vorliegende Masterarbeit bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

Entwurf, Fertigung und Aufbau sowie Erprobung eines Versuchsstands für Fahrzeugkarosserie-Modelle

ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -


Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der Masterarbeit ist erfolgt durch:

Hamburg

Ort

07.04.2022

Datum


Unterschrift im Original