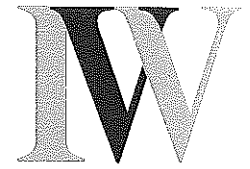


INSTITUT FÜR
VERBUNDWERKSTOFFE GMBH



Schriftenreihe

Band 14

Markus Steffens

**Zur Substitution
metallischer Fahrzeug-Strukturbauteile durch
innovative Faser-Kunststoff-Verbund-Bauweisen**

Prof. Dr.-Ing. Manfred Neitzel (Hrsg.)

IVW - Schriftenreihe Band 14

Institut für Verbundwerkstoffe GmbH - Kaiserslautern

Markus Steffens

**Zur Substitution metallischer Fahrzeug-
Strukturbauteile durch innovative
Faser-Kunststoff-Verbund-Bauweisen**

Institut für
Verbundwerkstoffe GmbH

Die Deutsche Bibliothek – CIP-Einheitsaufnahme

Steffens, Markus:

Zur Substitution metallischer Fahrzeug-Strukturbauteile durch innovative Faser-Kunststoff-Verbund-Bauweisen / Markus Steffens.

Institut für Verbundwerkstoffe GmbH, Kaiserslautern. – 1. Aufl. –

Kaiserslautern: IVW, 2001

(IVW-Schriftenreihe; Bd. 14)

Zugl.: Kaiserslautern, Univ., Diss., 2000

ISBN 3-934930-10-7

Herausgeber: Institut für Verbundwerkstoffe GmbH
Erwin-Schrödinger-Straße
Universität Kaiserslautern, Gebäude 58
D-67663 Kaiserslautern

Verlag: Institut für Verbundwerkstoffe GmbH

Druck: Universität Kaiserslautern
ZBT – Abteilung Foto-Repro-Druck

D-386

© Institut für Verbundwerkstoffe GmbH, Kaiserslautern 2001.

Alle Rechte vorbehalten, auch das des auszugsweisen Nachdrucks, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Photographie, Mikroskopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und das der Übersetzung.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.

ISSN 1615-021X
ISBN 3-934930-10-7

**Zur Substitution
metallischer Fahrzeug-Strukturbauteile
durch
innovative Faser-Kunststoff-Verbund-Bauweisen**

Vom Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik
der Universität Kaiserslautern
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Markus Steffens

aus Andernach

Tag der mündlichen Prüfung: 18. Oktober 2000

Prüfungsvorsitzender: Professor Dr. rer. nat. C. Werner Dankwort
1. Berichterstatter: Professor Dr.-Ing. Martin Maier
2. Berichterstatter: Professor Dr.-Ing. Bert Breuer
3. Berichterstatter: Dr.-Ing. Norbert Himmel

D 386

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Zeitraum von September 1994 bis August 1999 während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter in der Abteilung „Berechnung und Konstruktion“ an der INSTITUT FÜR VERBUNDWERKSTOFFE GMBH (IVW) in Kaiserslautern.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Martin Maier für die grundsätzliche Ermöglichung dieser Arbeit, die stets wohlwollende Unterstützung und die Übernahme des Hauptreferates. Auch gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Bert Breuer für die Übernahme des Koreferates und seine wertvollen Anregungen sowie Herrn Prof. Dr. rer. nat. C. Werner Dankwort für seine freundliche Unterstützung bei der Übernahme des Prüfungsvorsitzes. Herrn Prof. Dr.-Ing. Manfred Neitzel danke ich herzlichst für die stets freundliche und wohlwollende Unterstützung.

Herrn Dr.-Ing. Norbert Himmel danke ich sehr für die vertrauensvolle Zusammenarbeit in den vergangenen Jahren, seine wertvollen Anregungen und die sorgfältige Durchsicht der Arbeit bei der Übernahme des Koreferats. Allen Mitarbeitern des Instituts, insbesondere der Abteilung „Berechnung und Konstruktion“, danke ich ganz herzlich für das stets angenehme Miteinander. Hier erwähne ich im besonderen Herrn Dipl.-Ing. Ulrich Huber, Herrn Dipl.-Ing. Marcel Kuhn, Frau Dipl.-Ing. (FH) Valentine Kessler und Herrn Dipl.-Ing. (FH) Thomas Pfaff. Den studentischen Mitarbeitern Herrn Oliver Marx und Herrn Dipl.-Ing. (FH) Christian Bacher danke ich sehr für ihre zuverlässige Mitarbeit in den vergangenen Jahren.

Den Firmen WERNER BENNEWART WERKZEUGBAU, Donsieders, der DAIMLER-CHRYSLER AG, Stuttgart, der KEIPER GMBH, Kaiserslautern, der LMS DURABILITY SYSTEMS GMBH, Kaiserslautern, der SCHLIESSMEYER KUNSTSTOFFARTIKEL GMBH, Zweibrücken, der Firma A. SCHULMAN GMBH, Kerpen, der TECMATH AG, Kaiserslautern und der TKM TRENNEN VON KUNSTSTOFF UND METALL GMBH, Landau, danke ich für die vertrauensvolle Zusammenarbeit und das Engagement in gemeinsam durchgeführten Forschungs- und Entwicklungsprojekten. Teile dieser Arbeit entstammen Ergebnissen eines vom Ministerium für Wirtschaft, Verkehr, Landwirtschaft und Weinbau des Landes Rheinland-Pfalz geförderten Forschungsprojektes (Az. 8038-38 52 53/P 162), für dessen finanzielle Unterstützung ich hier ebenfalls meinen Dank ausspreche.

Nicht zuletzt danke ich an dieser Stelle von ganzem Herzen meiner lieben Frau Inge für ihre stets tatkräftige und ausdauernde Unterstützung und das geduldige Ertragen der sich aus meiner Arbeit ergebenden Belastungen sowie meinen lieben Eltern, die mich auf meinem Lebensweg immer sehr großzügig und mit Maß und Weitblick unterstützt haben.

Kaiserslautern im März 2001

Markus Steffens

Kurzfassung

Um eine weitere Zunahme der Umweltbelastung infolge des stetig anwachsenden Leergewichtes heutiger Kraftfahrzeuge zu vermeiden, wird dem vermehrten Einsatz von Faser-Kunststoff-Verbundwerkstoffen (FKV) auch für hochbelastete Sekundärstrukturen zukünftig eine zentrale Rolle beim intelligenten Fahrzeug-Leichtbau zukommen. Die hierzu erforderliche Substitution metallischer Bauweisen durch FKV-Lösungen bietet das Potential, aufgrund des herausragenden gewichtsspezifischen Eigenschaftsprofils der Werkstoffgruppe und der Möglichkeit einer weitreichenden Teile- und Funktionsintegration eine deutliche Gebrauchswertsteigerung und auch Kostenreduktion zu erzielen.

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Analyse des heutigen Entwicklungsstandes von Fahrzeug-Sitzstrukturen und Fahrwerkelementen in FKV-Bauweise zeigt, daß bei vorderen Pkw-Sitzen die Grenzen des mit FKV derzeit Umsetzbaren erreicht sind. Bei Pkw-Fahrwerken konnte festgehalten werden, daß bislang keine längsorientierte, nicht angetriebene Hinterachse in FKV-Bauweise ohne zusätzliches Querelement bekannt ist, obwohl diese Achsbauart zunehmend eingesetzt wird. Zielsetzung der Arbeit war es daher, innovative Ansätze für die integrierte Gestaltung vorderer Sitzstruktur-Komponenten zu entwickeln, die Leichtbau und hohe Funktionalität mit Großserienfertigung verbinden und weiter Vorschläge zur Gestaltung längsorientierter, nicht angetriebener Pkw-Hinterachsen in FKV-Bauweise zu erarbeiten.

Die Arbeit geht zunächst detailliert auf die Besonderheiten der FKV-Bauweisenentwicklung im Vergleich zum klassischen Konstruktionsablauf bei metallischen Strukturen ein. Darauf aufbauend wird die werkstoff- und fertigungsgerechte Spritzgieß-Konstruktion einer oberen Lehnen-Quertraverse aus diskontinuierlich langglasfaserverstärktem Thermoplasten (DLFRP oder LFT) vorgestellt, die zwei Kopfstützen-Führungselemente und die eigentliche metallische Quertraverse integriert. Zudem ermöglicht die Funktionserweiterung der axialen Drehbarkeit des gesamten Bauteils ein verbessertes Anstellen der Kopfstütze an den Insassen-Hinterkopf. Quasi-statische und auch dynamische Kopfaufprall-Prüfungen an Prototypen zeigten eine gute Übereinstimmung mit den numerischen Simulationsergebnissen und bestätigten das geforderte „gutnütige“ Versagensverhalten des Bauteils durch den Einsatz von Langfasern.

Im weiteren stellt die Arbeit erstmals ein schlüssiges werkstoff- und fertigungsgerechtes Konzept für eine längsorientierte, nicht angetriebene Hinterachse in FKV-Bauweise auf der Basis eines funktionsintegrierten CFK-Doppel-Blattfeder-Elementes mit in Reihe geschalteter FKV-Drehrohrfeder-Anordnung vor. Die im Vergleich zu herkömmlichen Metallbauweisen um etwa 40 % leichtere Konstruktion verzichtet auf ein mitfederndes Querelement zur Aufnahme der Seitenkräfte und ermöglicht ein elastokinematisch basiertes In-Vorspur-Gehen des kurvenäußeren Hinterrades. Die grundsätzliche Funktionstüchtigkeit der Konstruktion konnte in ausführlichen strukturmechanischen Simulationsrechnungen nachgewiesen werden.

Abstract

In order to avoid a further grow of pollution as a result of the increasing empty weight of today's automobiles the use of fiber reinforced plastics (FRP) for highly loaded secondary structures will play a more important role within future intelligent automobile lightweight construction. This will require the substitution of common metal constructions by adequate FRP solutions showing their potentials in both, the outstanding weight specific mechanical properties and the possible integration of parts and functions. This can finally lead to higher utility values and to cost reductions.

A detailed analysis of today's FRP automobile applications with car seat structures and suspension elements within this thesis showed that with front seat structures the limits concerning the mechanics to cost ratio are reached. With automobile suspensions it could be stated that there are only longitudinally orientated, non-driven FRP rear suspensions known that show an additional cross element, although this suspension type is more frequently used today. Thus, it was the first objective of this thesis to develop an innovative approach for the integrated design of front seat structure components that combine light weight and high functionality with the requirements of a mass production process. The second objective was to work out a new FRP concept for a longitudinally orientated, non-driven automobile rear suspension without any additional cross element for taking up side loads.

After an introduction to the main specialities of FRP design in comparison to the classical construction scheme with metal structures this thesis presents a material and manufacturing appropriate construction of an upper front seat crosshead out of discontinuous long glass fiber reinforced thermoplastic (DLFRP or LFT). The FRP injection molding design integrates two head rest guiding elements and the actual steel crosshead with one single component. The FRP construction can axially rotate as a whole and thus enables to position the neck rest much closer to the head of the occupant. Quasi-static and dynamic tests of head impact situations showed good correspondence with numerical simulation results and confirmed the expected good fail-safe-behavior due to the use of long glass fibers.

Further more, this work for the first time presents a conclusive FRP solution for a material and manufacturing adequate longitudinally orientated non-driven automobile rear suspension, consisting of a CFRP double leaf spring element and a series mounting of an FRP tubular torsion spring arrangement. The FRP construction as a whole shows a 40 % lower weight compared to a common metal design, does not need any space consuming cross element for taking up side loads and also enables an elasto-kinematically based toe-in angle of the outer curve positioned wheel. The proper operation of the construction was proved by detailed structural numerical analyses.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	VII
1 Einleitung	1
1.1 Einführung in die Thematik	1
1.2 Stand des Einsatzes hochbeanspruchter FKV-Bauteile im Fahrzeugbau	7
1.2.1 FKV-Einsatz im Vorderwagenbereich	8
1.2.2 Einsatz von tragenden FKV-Bauteilen im Fahrzeug-Innenraum	11
1.2.3 Einsatz von FKV im Fahrwerk und Antriebsstrang	15
1.3 Aufgabenstellung und Zielsetzung	31
2 Substitution metallischer Komponenten durch FKV-Bauteile	34
2.1 Kriterien für die Bauteilauswahl	34
2.2 Besonderheiten der FKV-Bauweisenentwicklung	36
2.2.1 Anisotropie	36
2.2.2 Leichtbau	37
2.2.3 Werkstoff- und fertigungsgerechte FKV-Konstruktion	41
2.2.4 Konstruktionsablauf bei der FKV-Bauweisenentwicklung	45
2.3 Krafteinleitungen in FKV-Bauteile	49
2.3.1 Arten und Mechanismen der Krafteinleitung in FKV-Strukturen	50
2.3.2 Werkstoff- und fertigungsgerechte Krafteinleitungen in FKV-Bauteile	51
2.3.3 Welle-Nabe-Verbindungen für torsionsbelastete FKV-Hohlwellen	54
2.3.4 Krafteinleitungen in FKV-Blattfeder-Elemente	58
3 Substitution von Fahrzeugsitz-Strukturkomponenten	65
3.1 Aufbau und Anforderungsprofil moderner Fahrzeugsitze	65
3.1.1 Heckaufprall	69
3.1.2 Seitenaufprall	73
3.1.3 Frontalaufprall	73
3.2 Vorauswahl metallischer Sitzstruktur-Komponenten für die Substitution durch eine FKV-Bauweise	74
3.3 Werkstoff- und fertigungsgerechte Gestaltung von DLFRP-Bauteilen	77
3.3.1 Einordnung, Halbzeugherstellung und Eigenschaften diskontinuierlich langfaserverstärkter Thermoplaste	77

3.3.2 Voruntersuchungen an einem Versuchsbauteil	85
3.3.3 Recycling von DLFRP-Bauteilen	90
3.4 Obere Lehen-Quertraverse in DLFRP-Spritzgießbauweise	93
3.4.1 Entwurf der oberen Lehen-Quertraverse aus DLFRP	93
3.4.2 Strukturmechanische Auslegung der oberen Lehen-Quertraverse aus DLFRP	98
3.4.3 Spritzgießsimulation der oberen Lehen-Quertraverse aus DLFRP	104
3.4.4 Prototypenfertigung der oberen Lehen-Quertraverse aus DLFRP	107
3.4.5 Bauteilprüfung	112
3.5 Diskussion der Ergebnisse und Ausblick	118
4 Substitution metallischer Fahrwerk-Komponenten	122
4.1 Aufbau, Kinematik und Elastokinematik längsorientierter Pkw-Hinterachsen	122
4.1.1 Längslenker- und Verbundlenker-Hinterachse	124
4.1.2 Aufgabe und Wirkungsweise des Stabilisators	126
4.1.3 Seitenkraft-Übersteuern	128
4.1.4 Anforderungen an eine längsorientierte Hinterachse in FKV-Bauweise	130
4.2 Vorüberlegungen zur Gestaltung und Fertigung einer längsorientierten FKV-Federlenker-Hinterachse	131
4.2.1 FKV-Längsblattfeder mit elastokinematischer Spuränderung und Längselastizität	131
4.2.2 Radführender Stoßdämpfer	133
4.2.3 Anordnung des Stabilisator-Elementes	133
4.2.4 Auslegung von FKV-Blattfedern	137
4.2.5 Fertigung unidirektional verstärkter FKV-Blattfedern mittels Schichtlege-Preßtechnik	150
4.2.6 Fertigung von FKV-Drehrohrfedern im Drehbank-Wickelfverfahren	154
4.3 FKV-Hinterachse mit Einblatt-Federlenker in Differentialbauweise	156
4.3.1 Anordnung der Komponenten	156
4.3.2 Federlenker mit Krafteinleitungen	158
4.3.3 Drehrohrfeder-Stabilisator	159
4.3.4 Seitenabstützung	161
4.3.5 Radführende Rechteck-Blattfeder	162
4.3.6 Gestaltung der sonstigen Krafteinleitungen	162
4.3.7 Bewertung des Einblattfeder-Hinterachskonzeptes in FKV-Bauweise	163
4.4 FKV-Hinterachse mit Doppel-Federlenker in Integralbauweise	164
4.4.1 Anbindung des Doppel-Federlenkers an das Kopplungselement	165

4.4.2 Radseitige Kopplung der freien Blattfederenden	166
4.4.3 Integration von Längselastizität	167
4.4.4 Integriertes Doppel-Blattfeder-Element mit radseitig biegeelastischem Verbindungssteg	168
4.4.5 Doppel-Federlenker mit zugeschalteter Drehrohrfeder-Anordnung	169
4.4.6 Überprüfung der Federanordnung	174
4.4.7 Gestaltung und Vorauslegung des FKV-Doppel-Blattfeder-Elementes	176
4.4.8 Finite-Elemente-Analyse der gesamten FKV-Hinterachsanordnung	181
4.5 Diskussion der Ergebnisse und Ausblick	195
5 Zusammenfassung und abschließende Bewertung	199
Anhang	204
A Substitution von Fahrzeugsitz-Strukturkomponenten	204
B Substitution metallischer Fahrwerk-Komponenten	207
B.1 Lastenheft für eine nicht angetriebene, längsorientierte Hinterachse in FKV-Bauweise	207
B.2 Einblattfeder-Hinterachse in FKV-Bauweise	213
B.3 Doppel-Federlenker-Hinterachse in FKV-Bauweise	215
Literaturverzeichnis	219

Nomenklatur

Abkürzungen

Kurzform	Bedeutung
ABS	Anti-Blockier-System
AF	Aramidfaser
AFK	Aramidfaserverstärkter Kunststoff
Al	Aluminium
ASC	Anti-Schlupf-Kontrolle
BFRP	Boron Fiber Reinforced Plastics
BMI	Bismaleinimid
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
CAM	Computer Aided Manufacturing
CF	Kohlenstofffaser
CFK	Kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff
CLT	Classical Lamination Theory
DLFRP	Discontinuous Long Fiber Reinforced Plastics
ECE	Economic Commission for Europe
ELBS	Elektrifizierter Leichtbausitz
EP	Epoxidharz
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
ESZ	Ebener Spannungszustand
FB	Faserbruch
FE	Finite-Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
FKV	Faser-Kunststoff-Verbund
FR-CER	Fiber Reinforced Ceramics
FVV	Faserverbundwerkstoffe
GF	Glasfaser
GFK	Glasfaserverstärkter Kunststoff
GIS	Gurtintegralsitz
GMT	Glasfasermattenverstärkte Thermoplaste
HA	Hinterachse

Abkürzungen

Kurzform	Bedeutung
HM	High Modulus
HST	High Strain
HT	High Tenacity
HWS	Halswirbelsäule
IM	Intermediate Modulus
KGF	Kurzglasfaser
KO	Konstruktionslage
LDF	Long Discontinuous Fibers
LFT	Langfaserverstärkte Thermoplaste
LGF	Langglasfaser
Mg	Magnesium
NC	Numerically Controlled
NECAR	No Emmission Car
NF	New Fibers
PA	Polyamid
PF	Phenolharz
POM	Polyoxymethylen-Copolymer
PP	Polypropylen
PTFE	Polytetrafluorethylen
PUR	Polyurethan
QI	Quasi-Isotrop
RACHS	Radachsenbezugspunkt
RAP	Radaufstandspunkt
RMP	Radmittelpunkt
RTM	Resin Transfer Molding
SAP	Stoßdämpferanbindungspunkt
SFRP	Short Fiber Reinforced Plastics
SMC	Sheet Molding Compound
St	Stahl
STEP	Standard for the Exchange of Product Model Data
UD	Unidirektional
ZEV	Zero Emission Vehicle

Lateinische Formelzeichen mit Standardindizierung

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
a_F	[m/s ²]	Fahrzeugbeschleunigung
A_S	[m ²]	Schattenfläche
b, B	[mm]	Breite
B	[mm]	Blattfederbreite in der Einspannung
B'	[mm]	Blattfederbreite im Rechteckbereich
C	[N/mm]	Federsteifigkeit
C_A	[N/mm]	Federsteifigkeit der Radaufhängung
c_G	[1]	gangabhängiger Massenfaktor
C_g	[N/mm]	Gesamtfedersteifigkeit bei gleichseitigem Federn
C_{LK}	[N/mm]	Längskraftsteifigkeit
C_R	[N/mm]	Federsteifigkeit des Rades
C_S	[N/mm]	radbezogene Federsteifigkeit des Stabilisators
C_{SK}	[°/Nm]	Seitenkraftsteifigkeit
C_{ST}	[°/Nm]	Sturzsteifigkeit
c_w	[1]	Luftwiderstandsbeiwert
C_w	[N/mm]	Gesamtfedersteifigkeit bei wechselseitigem Federn
d, D	[mm]	Durchmesser
d_F	[mm]	Faserdurchmesser
e	[mm]	Hebelarm
E	[MPa]	Elastizitätsmodul
F	[N]	Kraft
f	[1]	Durchbiegungs-Formfaktor
F_B	[N]	Bremskraft
F_{Beschl}	[N]	Beschleunigungswiderstandskraft
F_L	[N]	Längs- (Brems-) kraft
F_{Luft}	[N]	Umströmungswiderstandskraft
F_R	[N]	Radkraft
$F_{R,S}$	[N]	Anteilige Radkraft am Stabilisator
F_{Reib}	[N]	Reibungswiderstandskraft
F_S	[N]	Seiten- (Quer-) kraft
F_{Steig}	[N]	Steigungswiderstandskraft
F_W	[N]	Fahrzeugwiderstandskraft

Lateinische Formelzeichen mit Standardindizierung

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
g	[m/s ²]	Erdbeschleunigung
G	[N/mm ²]	Schubmodul
h	[mm]	Höhe
H	[mm]	Blattfederhöhe in der Einspannung
H'	[mm]	Blattfederhöhe im Rechteckbereich
h_S	[mm]	Schrägfederung
J	[mm ⁴]	Flächenträgheitsmoment gegen Biegung
J_T	[mm ⁴]	Flächenträgheitsmoment gegen Torsion
k_f	[1]	geschwindigkeitsabhängiger Faktor der Reifenverhärtung
l, L	[mm]	Länge
l_{BF}	[mm]	Blattfederlänge
l_e	[mm]	freie Federlänge
l_F	[mm]	Faserlänge
l_h	[mm]	wirksamer Hebelarm der Stabilisator-Ansteuerung
l_K	[mm]	Klemmlänge
l_S	[mm]	Länge Stabilisator
l_{SA}	[mm]	Länge Seitenabstützung
l_t	[mm]	freie Torsionslänge
m	[kg]	Masse
M_b	[Nm]	Biegemoment
m_F	[kg]	Gesamtfahrzeugmasse
m_{rot}	[kg]	rotierende Masse
M_T	[Nm]	Drehmoment
$M_{T,S}$	[Nm]	Drehmoment am Stabilisator
m_u	[kg]	ungefederte Massen
P	[W]	Leistung
P_F	[W]	Antriebsleistung Fahrzeug
r, R	[mm]	Radius
r_{BF}	[mm]	Blattfeder-Krümmungsradius
$R_e, R_{p,0,2}$	[MPa]	Streckgrenze
r_{RZ}	[mm]	Länge Radzapfen
r_S	[mm]	Radius Drehrohrstabilisator

Lateinische Formelzeichen mit Standardindizierung

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
R_S	[mm]	Übergangsradius Federschenkel/Verbindungssteg
r_{SA}	[mm]	wirksamer Hebelarm der Seitenabstützung
r_{stat}	[mm]	Reifenhalbmesser
s	[mm]	Abstand
s_L	[mm]	Längsnachgiebigkeit
T	[°C]	Temperatur
t, T	[s]	Zeit
t_{ges}	[mm]	Gesamt-Wanddicke
t_i	[mm]	Einzellagen-Dicke
v_F	[m/s]	Fahrzeuggeschwindigkeit
W	[J]	Energie
W_A	[1]	Werkstoff-Anstrengung
W_F	[J]	Energiebedarf Fahrzeug
w_{LH}	[mm]	Verschiebung der Enden des Lehnholmes
w_R	[mm]	Federweg des Rades
z	[mm]	Abstand

Griechische Formelzeichen mit Standardindizierung

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
α_H	[°]	Hauptnormalspannungswinkel
α_{SA}	[°]	Anstellwinkel Seitenabstützung
α_{St}	[°]	Steigungswinkel
δ	[°]	Spurwinkel
ϵ	[1]	Dehnung
ϵ_F	[1]	Bruchdehnung Faser
ϵ_{ij}	[1]	Komponente des Verzerrungstensors
ϵ_M	[1]	Bruchdehnung Matrix
γ	[°]	Sturzwinkel
η_A	[1]	Wirkungsgrad
η_m	[1]	Kantenfasungs-Korrekturfaktor

Griechische Formelzeichen mit Standardindizierung

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
φ	[°]	Verdrehwinkel
φ_F	[1]	Fasergehalt
φ_S	[°]	Verdrehwinkel Stabilisator
κ	[°]	Schrägfederungswinkel
κ_C	[1]	Federsteifigkeitsverhältnis
κ_{ES}	[1]	Einspannungskoeffizient Torsionsrohr
λ	[1]	Vorfaktor Schubspannung
μ_R	[1]	Rollwiderstandsbeiwert
ν, ν_{ij}	[1]	Querkontraktionszahl
θ	[°]	Faserorientierungswinkel
ρ	[g/cm ³]	Dichte
ρ_L	[g/cm ³]	Luftdichte
σ	[MPa]	Normalspannung
σ_v	[MPa]	Vergleichsspannung
τ, τ_{ij}	[MPa]	Schubspannung
$\omega_{e,R}$	[1/s]	Radeigenfrequenz

Tiefgestellte Indizes

Index	Bedeutung
1, 2, 3	Koordinatenrichtung (lokal)
I, II	Koordinatenrichtung Hauptspannungen
a	außen
b	Biegung
B	Bremsen
BF	Blattfeder
crit	kritisch
d	dynamisch
D	Druckkennwert
dauer	dauerbeansprucht
DRF	Drehrohrfeder

Tiefgestellte Indizes

Index	Bedeutung
E	Blattfederende
erf	erforderlich
F	Kennwert bezogen auf Faser
g	gleichseitiges Federn
i, j, k, l	Laufvariablen
KO	KO-Lage
l, L	längs
m	gemittelt
M	Kennwert bezogen auf Matrix
max	Maximalwert
min	Minimalwert
q	quer
R	Rad
RBF	radführende Blattfeder
S	Stabilisator
SA	Seitenabstützung
SD	Stoßdämpfer
t	Torsion
vol	Volumengehalt
w	wechselseitiges Federn
x, y, z	Koordinatenrichtung (finites Element, global)
Z	Zugkennwert
zul	zulässig
zyk	zyklisch belastet

Hochgestellte Indizes

Index	Bedeutung
B	Bruchkennwert

1 Einleitung

1.1 Einführung in die Thematik

Die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs ohne die Einschränkung heutiger Sicherheits- und Komfortstandards gehört zu den zentralen Zielvorgaben der modernen Fahrzeug-Entwicklung. Das stetig wachsende Bedürfnis nach Unabhängigkeit und Mobilität des einzelnen hat zu einem weltweit drastischen Anstieg des motorisierten Individualverkehrs geführt. Heute werden über 80 % des Personenverkehrs in den Industrieländern mit dem Automobil abgewickelt [Sei89]. Bei den im Automobilbau zum Einsatz kommenden Antriebskonzepten handelt es sich überwiegend um Verbrennungskraftmaschinen, die ihre Energie aus der thermischen Umwandlung fossiler Brennstoffe, allen voran Erdöl und Erdgas, gewinnen. Trotz der neuerlichen Entdeckung und Erschließung weiterer fossiler Brennstoff-Vorräte muß stets berücksichtigt werden, daß diese nur begrenzt zur Verfügung stehen. Zudem entstehen bei der thermischen Umwandlung in mechanische Energie Verbrennungsgase, die das Klima der Erde unumstritten negativ beeinflussen. Die eingangs genannte Zielsetzung der Senkung des Treibstoffverbrauchs ist daher in zweierlei Hinsicht erstrebenswert: Zum einen wird damit ein wichtiger Beitrag zur *globalen Ressourcen-Schonung* für fossile Brennstoffe geleistet, zum anderen kann so die zunehmende Umweltbelastung durch den Individualverkehr, insbesondere die mit dem Kohlendioxid- (CO_2 -) Ausstoß einhergehende Erwärmung der Erdatmosphäre, zumindest eingedämmt werden. Dies muß als übergreifende Aufgabe aller an der Fahrzeug-Entwicklung Beteiligten verstanden werden.

Zur Erfüllung der Zielvorgabe „Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs“ stehen *drei unterschiedliche Lösungsansätze* zur Verfügung:

Modifikation des Antriebsaggregates: Hierunter fallen zum einen die *Entwicklung verbrauchsarmer Verbrennungskraftmaschinen* und zum anderen die *Schaffung großserientechnisch einsetzbarer, alternativer Antriebskonzepte*, die ohne fossile Brennstoffe auskommen und damit quasi emissionsfrei sind - bekannt sind hier die englischen Bezeichnungen „ZEV“ für „Zero Emission Vehicle“ oder „NECAR“ für „No Emission Car“. Die in der Entwicklung am weitesten fortgeschrittenen quasi-emissionsfreien Antriebskonzepte basieren auf der Brennstoffzellen- und der Solar-Technologie, die beide elektrische Antriebsenergie zur Verfügung stellen.

Modifikation des Treibstoffes: Bei diesem Lösungsansatz kommen unter Beibehaltung der Verbrennungskraftmaschine als Antriebsaggregat alternative Kraftstoffe, allen voran mit Hilfe von Sonnenenergie aus Wasser erzeugter Wasserstoff oder nachwachsende Brennstoffe, wie Rapsöl oder aus Zuckerrohr gewonnenes Methanol zum Einsatz. Die CO_2 -Bilanz bleibt durch

die Verbrennung nachwachsender Rohstoffe neutral, da das bei der Verbrennung freigesetzte CO_2 der Atmosphäre für das pflanzliche Wachstum zuvor entzogen wurde.

Reduzierung des Fahrwiderstandes: Von großer Bedeutung für die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs sind fahrzeugtechnische Maßnahmen, die zu einer Verringerung des Fahrwiderstandes F_W führen. Dieser setzt sich aus den Komponenten Reibungs-, Umströmungs-, Beschleunigungs- und Steigungswiderstandskraft zusammen. Gleichung 1.1 gibt den Zusammenhang zwischen den einzelnen Fahrwiderstandskräften und der benötigten Antriebsleistung P_F wieder, wenn das Fahrzeug eine Geschwindigkeit von v_F und das Antriebsaggregat einen Wirkungsgrad von η_A aufweist [Bre94], [Wal98]:

$$P_F = F_W \cdot v_F \cdot \frac{1}{\eta_A}$$

$$\text{mit } F_W = F_{\text{Reib}} + F_{\text{Luft}} + F_{\text{Beschl}} + F_{\text{Steig}}$$

$$F_W = m_F \cdot g \cdot \mu_R \cdot \cos \alpha_{\text{St}} + \frac{\rho_L}{2} \cdot v_F^2 \cdot (c_w \cdot A_S) + (m_F + c_G \cdot m_{\text{rot}}) \cdot a_F + m_F \cdot g \cdot \sin \alpha_{\text{St}} \quad (1.1)$$

- mit m_F : Gesamt-Fahrzeugmasse
 g : Erdbeschleunigung
 μ_R : Rollwiderstandsbeiwert
 α_{St} : Steigungswinkel
 ρ_L : Luftdichte
 v_F : Fahrzeuggeschwindigkeit
 c_w : Luftwiderstandsbeiwert
 A_S : Schattenfläche des Fahrzeuges in Fahrtrichtung
 c_G : gangabhängiger Massenfaktor
 m_{rot} : rotierende Massen
 a_F : Fahrzeugbeschleunigung

Der für den Kraftstoffverbrauch maßgebliche Energiebedarf W_F errechnet sich nach Gleichung 1.2 aus der zeitlichen Integration der benötigten Antriebsleistung P_F über dem Fahrzyklus mit der Gesamtzeitdauer T zu:

$$W_F = \int_0^T P_F \cdot dt. \quad (1.2)$$

Die obige mathematische Betrachtung zeigt, daß abgesehen von der Umströmungswiderstandskraft F_{Luft} alle weiteren Fahrwiderstandsgrößen von der Gesamt-Fahrzeugmasse m_F abhängen. Je nach zugrunde liegendem Fahrzyklus sind etwa 55-75 % der für die Inbewegungsetzung und Aufrechterhaltung der Bewegung eines Kraftfahrzeuges aufzubringenden Energie auf die Fahrzeugmasse zurückzuführen. Als Faustregel gilt, daß pro eingesparten 100 kg Fahrzeuggewicht etwa 0,3-0,7 Liter Kraftstoff pro 100 Kilometer eingespart werden können [Ada95].

Der dargelegte immense Einfluß des Fahrzeuggewichtes auf den Kraftstoff-Verbrauch verdeutlicht die Notwendigkeit, alle Möglichkeiten des automobilen Leichtbaus auszuschöpfen. Bekräftigt wird dies nochmals durch die kontinuierliche Zunahme des Fahrzeug-Leergewichtes in den vergangenen drei Jahrzehnten um etwa 40 %. Dabei blieb das Rohkarosserie-Gewicht annähernd konstant, obwohl das von der Karosserie umbaute Volumen, die Fahrzeuggröße also, ebenfalls stetig zugenommen hat [Ada95].

Die deutliche Erhöhung des Fahrzeug-Leergewichtes bei nahezu gleichbleibendem Rohkarosserie-Gewicht ist auf die Anstrengungen der vergangenen Jahrzehnte zurückzuführen, die Sicherheit, den Komfort, die Fahrleistungen und den Gebrauchswert von Fahrzeugen stetig zu verbessern.

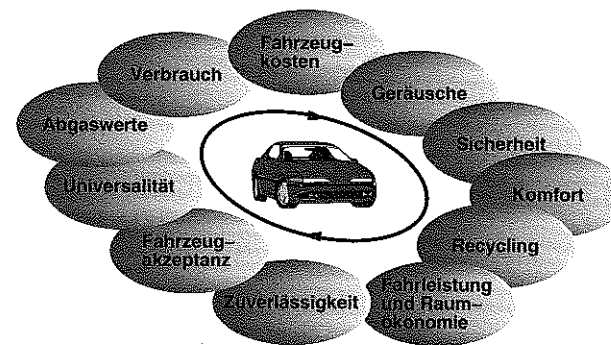


Bild 1.1: Bei der Automobil-Entwicklung zu berücksichtigende Anforderungen als Basis der Gewichtsspirale (in Anlehnung an [Brü97] und [Hut98]).

Die aus den gesteigerten Anforderungen an Automobile (Bild 1.1) hervorgegangenen primären Gewichtserhöhungen in Form von Zusatzaggregaten und -einrichtungen, wie beispielsweise Airbags, Klimaanlage, elektrische Servomotoren, ABS, ASC und ESP, mußten nachfolgend durch wiederum gewichtsstigernde Sekundär-Maßnahmen, wie Erhöhung der Motorleistung, Erhöhung der Karosserie-Steifigkeit und -Festigkeit sowie gewichtssensitive Anpassungen des

Fahrwerkes kompensiert werden [Brü97], [Hut98]. Dieser als *Gewichtsspirale* bezeichnete Zielkonflikt steht im krassen Gegensatz zur erläuterten Notwendigkeit, den Kraftstoffverbrauch, die Emissionen und auch den Ressourcen-Verbrauch - sowohl bei der Fahrzeugherstellung als auch während der Nutzungsphase - weiter drastisch zu senken. Demzufolge geht die eingangs erörterte zentrale Zielsetzung „Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs“ in bezug auf den automobilen Leichtbau in die Forderung „Umkehrung der Gewichtsspirale“ über [NN92a].

Unter dem in der Luft- und Raumfahrttechnik geprägten Begriff Leichtbau ist nach WIEDEMANN [Wie86] eine „Konstruktionstechnik“ zu verstehen, bei der initiiert durch „funktionale oder ökonomische“ Randbedingungen „Stab- oder Flächentragwerke“ mit „reduziertem“ oder im Extremfall „minimalem Gewicht“ (Ultraleichtbau) entstehen, „ohne die Tragfähigkeit, die Steifigkeit oder andere Funktionen der Konstruktion zu schmälern“. Dies macht deutlich, daß aus Leichtbaumaßnahmen im Fahrzeugbau grundsätzlich keine Einschränkungen der passiven Fahrzeugsicherheit hervorgehen. Vielmehr führt automobiler Leichtbau aufgrund der Reduzierung der Fahrzeugmasse im Falle eines Crashes zu einer Verringerung der eingebrachten Energie. Dies kommt prinzipiell einer Herabsetzung des Gefährdungspotentials für die Fahrzeuginsassen gleich.

Besonders effektiv ist eine Gewichtseinsparung bei den sogenannten *ungefederten (reifengefederten) Fahrzeugmassen*, da dies nach Gleichung 1.3 auch eine Erhöhung der komfortrelevanten Radeigenfrequenz $\omega_{e,R}$ zur Folge hat [Rei88a]:

$$\omega_{e,R} = \sqrt{\frac{2 \cdot (k_f \cdot C_R + C_A)}{m_u}} \quad (1.3)$$

- mit k_f : geschwindigkeitsabhängiger Faktor der Reifenverhärtung
 C_R : Federrate des Rades
 C_A : Federrate der Radaufhängung einer Fahrzeugseite
 m_u : ungefederte (reifengefederte) Masse einer Achse.

Insbesondere die Schwingungsanregung von Magen und Herz im Bereich deren Eigenfrequenz zwischen 4 - 8 Hz führt in der Regel zu einem Unwohlsein, langfristig sogar zu deren Schädigung. Typische Radeigenfrequenzen heutiger Pkw sind im Bereich von 7 - 10 Hz angesiedelt, so daß die Reduktion der ungefederten Massen und die damit verbundene Erhöhung der Radeigenfrequenz zu einer deutlichen Komfortverbesserung führen kann [Sta97]. Zudem wird die zeitliche Schwankung der sogenannten dynamischen Radlasten verringert, gleichbedeutend mit einer Verbesserung der aktiven Fahrsicherheit.

Die ungefederten Massen setzen sich bei Einzelradaufhängungen aus den Gewichten der Räder und Radträger zusammen, wobei zu letzteren die Schwenklager bzw. Achsschenkel oder aber bei Starrachsen der gesamte Achskörper einschließlich des Ausgleichsgetriebes gehören. Weiter zählt zu den ungefederten Massen jeweils die Hälfte des Gewichtes jener Komponenten, die das Fahrwerk mit dem Aufbau verbinden. Diese sind im einzelnen [Rei88a]:

- Lenker
- Panhardstab
- Gelenkwelle
- Spurstangen
- Antriebswellen
- Blatt- und Schraubenfedern
- Stoßdämpfer und
- Stabilisator-Pendelstützen

Einen Lösungsansatz zur Kompensation der in der Vergangenheit entstandenen Gewichtszunahme von Kraftfahrzeugen trotz steigender Sicherheits- und Komfortanforderungen stellt neben der Verwendung von Leichtmetallen wie Aluminium und Magnesium der zunehmende Einsatz von Faserverbundwerkstoffen (FVW) dar [Mic99], deren Anwendung im Mittelpunkt dieser Arbeit steht. Insbesondere *Faser-Kunststoff-Verbunde (FKV)* - dies sind FVW mit polymerer Matrix - bieten neben einer herausragenden gewichtsspezifischen Festigkeit und Steifigkeit auch erhebliche Vorteile bezüglich Lebensdauer, Dauerfestigkeit, Korrosionsbeständigkeit, Schwingungs- und Dämpfungsverhalten und gewichtsspezifischem Energieabsorptionsvermögen [Mai90]. Durch konstruktive Maßnahmen besteht zudem die Möglichkeit, mit Hilfe der FKV-Technologie mehrere Funktionen und Teile in einem einzigen Bauteil oder zumindest einer reduzierten Anzahl von Teilen zu integrieren. Dies kann neben einer Gewichtsreduktion auch zu Kosteneinsparungen bedingt durch logistische und fertigungstechnische Vereinfachungen führen. Somit beinhaltet der verstärkte Einsatz von FKV in Form primärer und sekundärer Strukturbauteile ein erhebliches Potential für den zukünftigen automobilen Leichtbau.

Bild 1.2 zeigt die gewichtsspezifischen mechanischen Eigenschaften verschiedener FVW im Vergleich zu klassischen metallischen Konstruktionswerkstoffen wie Stahl, Aluminium, Magnesium und Titan. Die für die endlosfaserverstärkten Hochleistungs-FVW aufgetragenen spezifischen Eigenschaften entstammen dabei Laminatkonfigurationen, die zu jeweils 50 % aus unidirektionalen (0 °-) Lagen und ± 45 °-Lagen aufgebaut sind. Dies trägt der Tatsache Rechnung, daß als Folge oftmals multiaxialer Bauteilbelastungen die überwiegende Zahl der Hochleistungs-FVW-Lamine ebenso multiaxial aufgebaut sein müssen und somit den theoretisch möglichen Gewichtsvorteil bei weitem nicht ausschöpfen [Fle93]. Bild 1.2 verdeutlicht,

daß die gewichtsspezifischen mechanischen Eigenschaften der FVW denen der klassischen Konstruktionswerkstoffe weit überlegen sind.

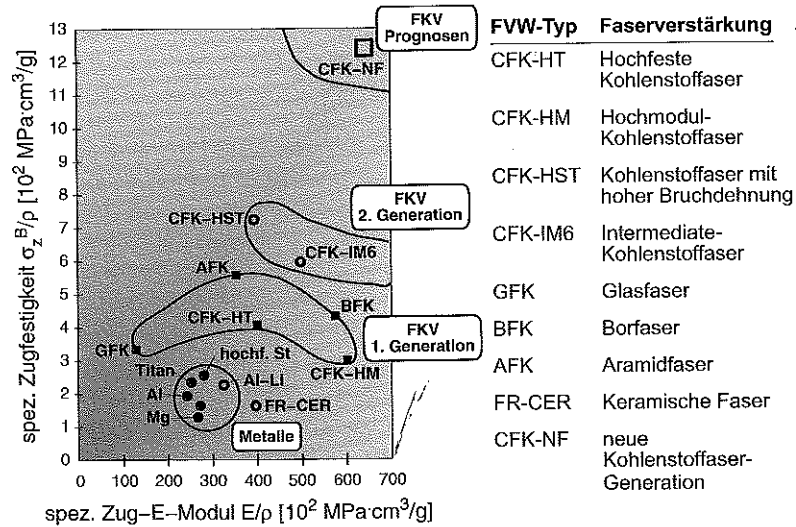


Bild 1.2: Spezifische mechanische Eigenschaften von Faserverbundwerkstoffen (FVW) mit einem 0°:±45°-Lagenaufbau im Verhältnis 1:1 im Vergleich zu metallischen Konstruktionswerkstoffen (in Anlehnung an [Fle93]).

Auch wenn davon auszugehen ist, daß mittel- und langfristig die zuvor skizzierten Alternativen zur Kraftstoff-Einsparung, die auf der Basis neuartiger Antriebskonzepte ohne fossile Brennstoffe auskommen, umgesetzt werden können, so verliert dadurch die Notwendigkeit automobilen Leichtbaus keinesfalls an Bedeutung. Vielmehr weisen alternative Antriebskonzepte bauartbedingt ein erhebliches leistungsbezogenes Mehrgewicht, beispielsweise durch Batterien oder Brennstoffzellen, auf. Für ein Brennstoffzellenbetriebenes Fahrzeug der unteren Mittelklasse beispielsweise muß derzeit ein Mehrgewicht von etwa 300 kg veranschlagt werden, obwohl das Konzept kein Getriebe mehr benötigt [Kro99]. Sollen Alternativkonzepte keine Sicherheits- und Komforteinbußen beinhalten, so wird es demnach auch zukünftig eine primäre Aufgabe bleiben, Fahrzeuge möglichst leicht zu bauen.

Zur Verdeutlichung des heutigen Einsatzes von FKV im Fahrzeugbau und noch zu bewältigender Aufgabenstellungen werden im folgenden Kapitel 1.2 ausgewählte Beispiele von hochbeanspruchten FKV-Bauteilen im Fahrzeugbau beschrieben.

1.2 Stand des Einsatzes hochbeanspruchter FKV-Bauteile im Fahrzeugbau

FKV werden heute in allen Bereichen der Fahrzeugkonstruktion eingesetzt, im Karosseriebau, bei Motor- und Getriebekomponenten, im Innenraum und im Fahrwerksbereich. Bei den meisten technischen Kunststoffanwendungen handelt es sich um Duromere oder Thermoplaste mit Kurz- oder ungerichteter Langfaserverstärkung, die im Spritzgieß- oder Fließpreßverfahren gefertigt werden. Bild 1.3 zeigt hierzu die gewichtsbezogene prozentuale Zusammensetzung des Fahrzeuggewichtes eines heutigen Pkw der oberen Mittelklasse, insbesondere in Hinblick auf die eingesetzten Werkstoffe.

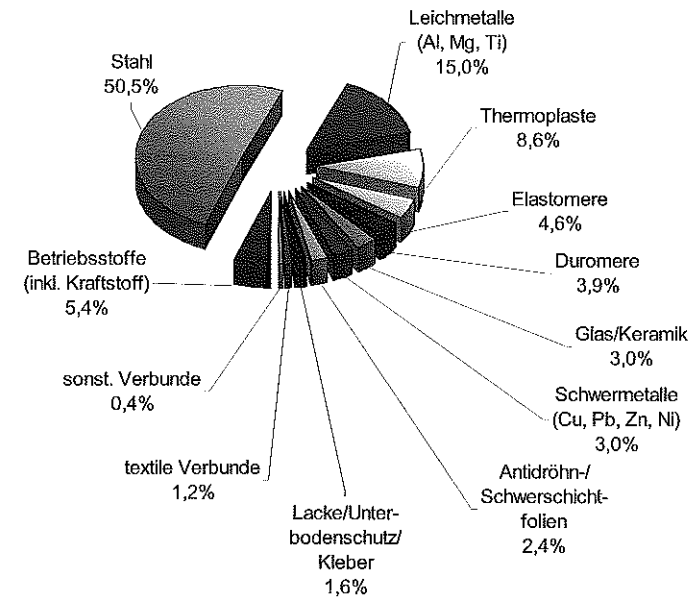


Bild 1.3: Prozentuale Zusammensetzung des Fahrzeuggewichtes eines modernen Pkw der oberen Mittelklasse mit einem fahrfertigen Leergewicht von 1420 kg (in Anlehnung an [Hut98], [Wal96]).

Der etwa 17 % betragende Anteil an Kunststoffbauteilen, wovon wiederum etwa 18 % faserverstärkt sind, wird dabei im wesentlichen durch nichttragende Bauteile, wie beispielsweise Verkleidungskomponenten im Sichtbereich des Fahrzeug-Innenraumes, Ölwanne, Zylinderkopfabdeckungen und Ansaugsysteme im Motorraum oder Gehäuse, Schalter und Steckverbindungen für die Fahrzeugelektrik repräsentiert. Hier bieten Kunststoffe und deren typische

Verarbeitungsverfahren neben geringer Dichte den Vorteil, mehrere Teile und Funktionen in einem einzigen Bauteil zu integrieren und somit Gewichts- und Kostenvorteile zu erzielen.

Aufgrund der im Vergleich zu Metallen geringen Festigkeit und Steifigkeit sowie einer oftmals auch unzureichenden Warmformbeständigkeit sind unverstärkte sowie kurz- und ungerichtet langfaserverstärkte Kunststoffe für primäre und sekundäre Strukturbauteile im Fahrzeugbau oftmals ungeeignet. Kontinuierlich langfaserverstärkte Kunststoffe mit definierter Faserorientierung hingegen - sog. Hochleistungsverbundwerkstoffe - können diese mechanischen Defizite unterstützt durch eine auf die Besonderheiten des Werkstoffes abgestimmte Konstruktion ausgleichen (Bild 1.2). Die dabei jedoch für den FKV-Konstrukteur im Vordergrund stehende Problemstellung ist es, die für höhere mechanische Anforderungen notwendige definierte Faseranordnung im Bauteil mit Hilfe für den Fahrzeug-Großserienbau geeigneter und zugleich wirtschaftlicher Fertigungsverfahren umzusetzen. Hierauf wird in Kapitel 2.4 nochmals näher eingegangen.

Im folgenden sollen einige ausgewählte tragende FKV-Strukturbauteile vorgestellt werden, die bereits im Serienfahrzeugbau umgesetzt sind und solche, die sich in der Vorentwicklung befinden oder vorerst noch dem Bereich der Forschung angehören.

1.2.1 FKV-Einsatz im Vorderwagenbereich

Der Vorderwagenbereich bietet eine Reihe von Einsatzmöglichkeiten für moderne FKV. Zu nennen sind hier insbesondere das Stoßfängersystem und neuerdings auch die Kotflügel, die vorwiegend im Spritzgießverfahren gefertigt werden. Beiden Entwicklungen ist gemeinsam, daß der Einsatz elastomermodifizierter, oftmals direkt in Wagenfarbe eingefärbter FKV die Schadenshöhe im unteren Geschwindigkeitsbereich kleiner 5 km/h drastisch reduziert. Hierzu wurde das Verformungs- und Energieaufnahmevermögen dieser besonders stoßgefährdeten Bauteile so ausgelegt, daß es im Falle der Kotflügel zu einer rein elastischen und damit reversiblen Verformung kommt und bleibende Beschädigungen weitgehend vermieden werden. Moderne Stoßfängersysteme werden zudem so ausgelegt, daß in unteren Geschwindigkeitsbereichen zwischen 5 und 15 km/h eigens zur Energieabsorption integrierte Elemente versagen und dahinterliegende Fahrzeugstrukturbauteile, deren Instandsetzung sehr hohe Kosten verursachen würde, unversehrt bleiben [Hac97].

Von überragender Bedeutung für die Anwendung faserverstärkter Kunststoffe in tragenden Strukturbauteilen im Bereich des Vorderwagens sind sogenannte Strukturmontageträger (engl. „Frontend“), die Aggregate und Anbauteile wie Kühler, Lüftungsventilatoren, Scheinwerfer und Motorhaubenschloß in einem der Fahrzeug-Endmontage vorgeschalteten Montageprozeß aufnehmen. In der Regel wird das fertig vormontierte Modul von einem Zulieferer „Just-in-

Sequence“ an das Endmontage-Band geliefert, wo es an den beiden Längsträgern und am Kotflügel des Vorderwagens mit nur noch wenigen Verbindungselementen befestigt wird [Nei97].

Frontend-Module werden zunehmend aus thermoplastischen FKV, wie glasfasermattenverstärkten Thermoplasten (GMT) oder diskontinuierlich langfaserverstärkten Thermoplast-Pellets (kurz „DLFRP“ oder „LFT“ für „Discontinuous Long Fiber Reinforced Plastics“ bzw. „Long Fiber Reinforced Thermoplastics“) im Fließpreß- bzw. Plastifizierpreßverfahren hergestellt [Brü98]. Für beide Halbzeuge wird im Anwendungsfall Frontend vergleichsweise kostengünstiges Polypropylen (PP) mit ca. 30 - 40 Gew.-% Wirtglasfaser-Anteil eingesetzt. Bei werkstoff- und fertigungsgerechter Gestaltungsweise gelingt es durch den Einsatz thermoplastischer FKV, neben einer Verbesserung des Schwingungs- und Dämpfungsverhaltens, Gewicht und Kosten im Vergleich zur früher üblichen Bauweise aus duromeren Preßmassen, wie SMC („Sheet Molding Compound“) oder einer metallischen Blech-Schweißkonstruktion einzusparen. Da der Aggregateträger in Fahrtrichtung gesehen vor der Vorderachse angeordnet ist, wirkt sich eine Masse-Reduzierung grundsätzlich günstig auf die Achslastverteilung und damit positiv auf die Fahrzeugsicherheit aus.

In jüngster Zeit werden Frontend-Module auch in Kunststoff-Metall-Hybrid-Bauweise ausgeführt. Derartige Konstruktionen sind im Kern aus einer metallischen, für sich gesehen instabilen Blech-Schweißkonstruktion aufgebaut, die mit einem faserverstärkten Thermoplasten - bekannt ist die Anwendung von zähmodifiziertem Polyamid (PA) 6 GF30 mit 30 Gew.-% Kurzglasfasern - umspritzt und so stabilisiert wird (Bild 1.4) [Hac97], [Go196].

Die Kunststoff-Metall-Hybrid-Technologie nutzt den Umstand, daß die Blechstruktur bereits bei sehr viel geringerer Wanddicke den gestellten Festigkeitsanforderungen genügt, diese reduzierte Wanddicke jedoch zum Beulen und damit zum Stabilitätsversagen der Struktur führen würde. Durch die Hybrid-Bauweise hingegen kann die verringerte Blechwanddicke dennoch eingesetzt werden, so daß ein erheblicher Gewichtsverlust erzielt wird. Der Kunststoff übernimmt in diesem Werkstoffverbund die Stützfunktion, um das Beulen der Blechstruktur zu verhindern. Die zur Stabilisierung aufzubringenden Kräfte sind im Vergleich zu dem Kraftniveau, das sich nach dem Verlassen der Gleichgewichtslage der Blechstruktur einstellen würde, sehr gering und können ohne weiteres vom Kunststoff übernommen werden.

In Bild 1.4 ist auch ersichtlich, daß die Verbindung von Metallblech und Kunststoff durch geeignete Ausstanzungen des Stahlbleches sichergestellt wird. Hierzu wird das vorgeformte und mit Ausstanzungen versehene Blechteil zunächst in das Spritzgießwerkzeug eingelegt, so daß die Kunststoffschmelze die Ausstanzungen des Bleches während des Spritzgießprozesses geeignet durchströmen kann. Nach dem Abkühlen der Kunststoffschmelze bildet sich eine form- und kraftschlüssige Nietverbindung zwischen Metall und Kunststoff aus.

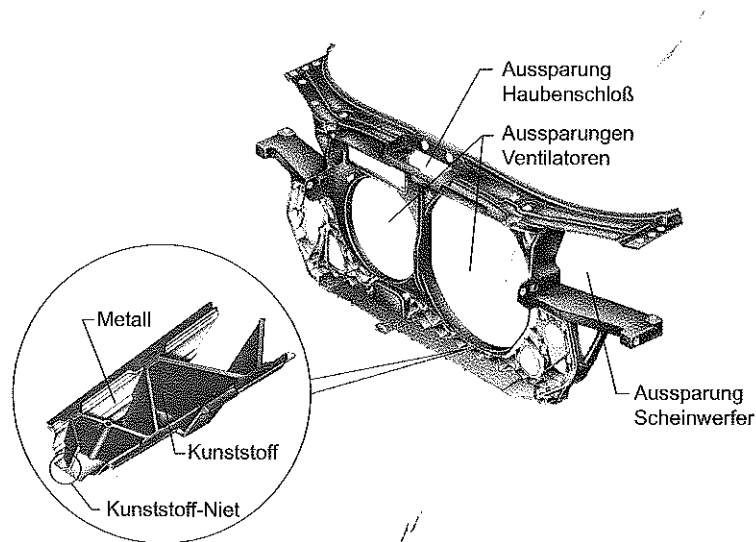


Bild 1.4: Frontend-Modul des AUDI A6 in Kunststoff-Metall-Hybridbauweise [Hac97], [Gol96].

Kunststoff-Metall-Hybrid-Bauteile bieten den Vorteil, daß der Integrationsgrad von Teilen und Funktionen im Vergleich zu den im Preßverfahren gefertigten GMT- oder LFT-Konstruktionen nochmals erheblich gesteigert werden kann. Grund hierfür sind die Freiheiten in der geometrischen Gestaltung von Spritzgießbauteilen, beispielsweise in bezug auf die Realisierung von Hinterschnitten, die jene des Preßverfahrens bei weitem übertreffen [Gol97]. Befestigungselemente, wie Klipse, Haken und Klammern können in die Spritzguß-Struktur integriert werden, so daß Arbeitsgänge für deren Montage entfallen. Weiter bemerkenswert ist, daß Durchbrüche in der Struktur mittels der Spritzgießtechnik sofort dargestellt werden können. Hingegen müssen diese bei der Fließpreß-Fertigung zunächst unberücksichtigt bleiben und in einem anschließenden Prozeßschritt ausgestanzt werden. Der Massenanteil dieser Ausstanzungen ist im Falle eines Frontends mit ca. 30-40 Gew.-% des Gesamtstrukturgewichtes beträchtlich [Mat98].

Nachteilig bei der Hybridtechnik hingegen ist der zusätzliche Kostenaufwand für den Zwischenschritt zur Herstellung der Blecheinlege-teile und für das Abdichten des Werkzeuges. Diese Mehraufwendungen im Vergleich zu reinen FKV-Lösungen müssen durch einen höheren Funktions- und Teileintegrationsgrad mittels Spritzgießtechnik kompensiert werden.

1.2.2 Einsatz von tragenden FKV-Bauteilen im Fahrzeug-Innenraum

Die Betrachtung des Einsatzes von Kunststoff-Komponenten im Fahrzeug-Innenraum heutiger Pkw läßt erkennen, daß hier neben bereits fest etablierten, meist spritzgegossenen Verkleidungskomponenten auch zunehmend tragende, multifunktionale FKV-Bauteile eingesetzt werden. Neben der Pedalerie, wo oftmals bereits Gas- und Kupplungspedal mit zugehörigem Modulträger in kurzglasfaserverstärkter Spritzgießbauweise ausgeführt sind, bilden die gesamte vordere und hintere Sitzanlage sowie die Instrumententafel einschließlich des Instrumententafel-Trägers [Moh95] derzeit einen Schwerpunkt der Bemühungen, FKV vorteilhaft einzusetzen.

Bei der Analyse tragender FKV-Komponenten in heutigen Serien-Sitzstrukturen müssen die vordere und die Fond-Sitzanlage aufgrund unterschiedlicher Randbedingungen hinsichtlich Anordnung und mechanischen Anforderungen differenziert betrachtet werden. Dabei ist zwischen metallisch unterstützten und selbsttragenden FKV-Sitzstruktur-Komponenten zu unterscheiden.

Fahrer- und Beifahrer-Sitzstrukturen in FKV-Bauweise

Für die vorderen Fahrzeugsitze ist der Serieneinsatz von fließgepreßten GMT-Rückenlehnen- und Sitzschalen bekannt, die auf einen tragenden, metallischen Lehnen- bzw. Sitzrahmen aufgesetzt werden und lediglich als Polsterträger dienen. Dabei sind in die Rückenlehenschalen meist die Seitenführungen und in die Sitzschalen die Anti-Submarining-Rampe - sie verhindert im Falle eines Frontalaufpralles das Wegtauchen des Insassen unter dem Beckengurt - integriert [Jac91]. Dies führt vorteilhaft zu einer umformtechnisch weniger aufwendigen und damit kostengünstigeren Gestaltung der Stahl-Lehnenholme bzw. des metallischen Sitzunterbaues. Ferner tragen die ausgezeichneten Schwingungs- und Dämpfungseigenschaften faserverstärkter Thermoplaste zu einem deutlich verbesserten Sitzkomfort bei.

Auch auf seiten der selbsttragenden Sitz-Strukturelemente für Fahrer- und Beifahrersitze kommen in jüngster Zeit FKV-Strukturen zum Serieneinsatz. So haben die Sitzhersteller KEIPER und JOHNSON CONTROLS gemeinsam mit dem Werkstoffhersteller BAYER eine kurzglasfaserverstärkte Sitzschale aus zähmodifiziertem Polyamid mit 30 Gew.-% Kurzglasfaserverstärkung (PA6.6 GF30) in Spritzgießbauweise entwickelt (Bild 1.5) [NN99].

Grundlage der Entwicklung ist ein neuartiges, inzwischen etabliertes Sitzkonzept, bei dem die Sitzfederung durch die parallelogrammartige Aufhängung der selbsttragenden Sitzschale in Form eines separat gefederten Schwingrahmens erfolgt [DPA95], [Gro96]. Dadurch kann die Dicke der Sitzpolsterauflage, die bei einer konventionellen Sitzbauweise den Großteil der Sitzfederung übernimmt, drastisch reduziert werden. Bei der Ausführung der Sitzschale in Kunst-

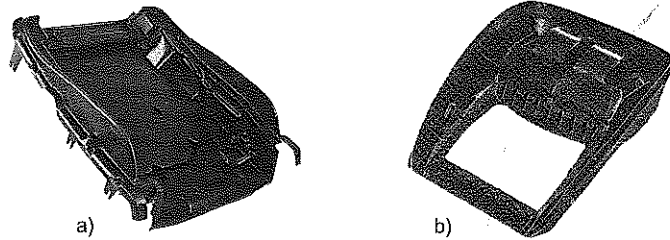


Bild 1.5: (a) Lehnen-Polsterträger für den BMW 850i aus GMT (PP GF30) mit integrierter Seitenführung und (b) hochintegrierte, selbsttragende Sitzschale mit Anti-Submarining-Rampe der Mercedes-Benz A-Klasse in Spritzgussbauweise aus zähmodifiziertem PA6.6 GF30 ([INN99]).

stoffbauweise konnten die bruchmechanischen Anforderungen nur mittels einer zähelastischen Modifizierung des Polyamids erfüllt werden. Durch die gewählte Spritzgießkonstruktion kann im Vergleich zu einer metallischen Bauweise der weitere Vorteil genutzt werden, daß Blenden, die den Bereich der Polsterbefestigung am Rand der Sitzschale verdecken, in die Kunststoffschale integriert werden können. Die heutige Spritzgießtechnologie ermöglicht damit die Verknüpfung bisheriger Funktionen von Kunststoff-Komponenten wie Optik, Haptik, Oberfläche und Kratzfestigkeit mit den strukturellen Anforderungen hin zu einem multifunktionalen Strukturbauteil.

Ein von BMW im Rahmen eines Verbundprojektes entwickelter Gurt-Integralsitz (GIS) aus glasgewebeerstärkten Thermoplasten (siehe Bild 1.6) befindet sich im Gegensatz zu den oben aufgezeigten, hochbelasteten FKV-Sitz-Strukturelementen erst im Forschungsstadium [Meh95].

Die Sitz-Rahmenstruktur besteht aus dünnwandigen Hohlprofilen rechteckigen Querschnittes, die jeweils aus zwei im Thermoformverfahren gefertigten Halbschalen aus glasgewebeerstärktem Polyamid 12 (GF PA12) zusammengesetzt wurden. Insbesondere die Knotenbereiche der Rahmenstruktur, die im Falle dünnwandiger Schalen erheblichen Spannungsüberhöhungen infolge Wölb torsion und Querschnittsdeformation unterworfen sind, wurden mit geeigneten Verrippungen verstärkt. Im weiteren erfolgte eine betont kraftflußgerechte Faserorientierung in den Holmen und Quertraversen des Lehnenrahmens, um das Leichtbaupotential des Werkstoffes möglichst gut auszuschöpfen.

Ein weiterer, besonders vielversprechender Ansatz für die zukünftige Gestaltung einer vorde- ren Fahrzeugsitz-Struktur konnte erneut mit dem Einsatz der Kunststoff-Metall-Hybrid-Bauweise erzielt werden [Rin89], [Gol97]. Die in Bild 1.7 abgebildete Komplett-Sitzstruktur von

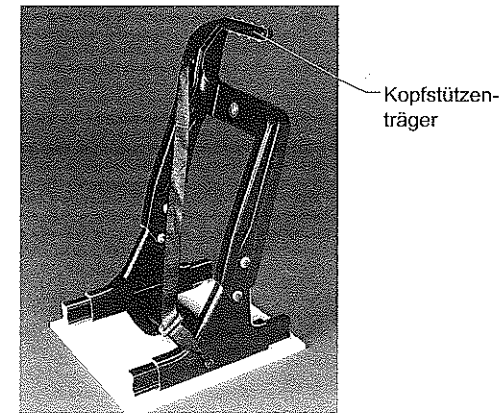


Bild 1.6: Gurt-Integral-Sitz- (GIS-) Tragstruktur von BMW aus glasgewebeerstärktem Polyamid 12 (PA12 GF) (Quelle: BMW).

BAYER besteht im Kern aus metallischen, offenen Blechprofilen, die durch spritzgegossene Kreuzverrippungen aus kurzglasfaserverstärktem Polyamid ausgesteift sind.

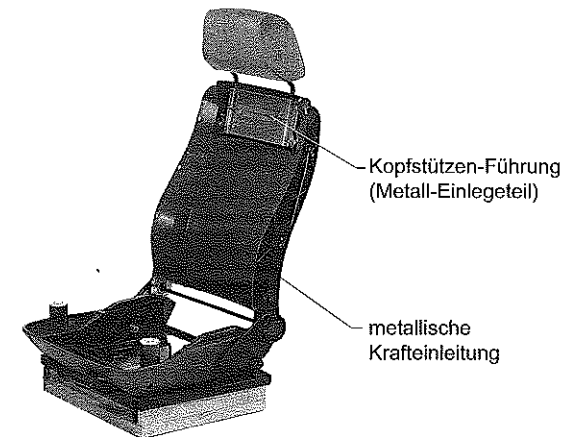


Bild 1.7: Von BAYER entwickelter Fahrzeugsitz in Kunststoff-Metall-Hybrid-Bauweise [Gol96].

Wie bereits erläutert, erlaubt die Kunststoff-Metall-Hybrid-Bauweise in besonderem Maße die Integration von Teilen und Funktionen. Für die Anwendung Sitzstruktur sind dies die Kopf-

stützen-Führung und deren Arretierung im Bereich der oberen Quertraverse der Rückenlehne, die Integration seitlicher Verkleidungen im Bereich des Übergangs zum Polster bis hin zur Integration von Befestigungselementen für die Servomotoren der elektrischen Sitzeinstellung.

Im Gegensatz zur Anwendung „Frontend“ hat die Kunststoff-Metall-Hybrid-Bauweise bisher jedoch keinen Einzug in die Serienfertigung von Sitzstrukturen gefunden. Das Potential dieser Bauweise besteht vor allem darin, das im Falle eines Heckaufpralls von der Rückenlehnen-Struktur geforderte gutmütige Versagensverhalten zu erzielen, so daß eine definierte Energieabsorption ohne die Ausbildung offener Bruchflächen oder ein katastrophales Versagen erfolgt. Die Hauptproblemzone bildet zur Zeit noch der Anbindungsbereich Rückenlehnholm/Lehneneinsteller, an dem im Falle eines Heckaufpralls Biegemomente von bis zu 2250 Nm [Gro96] aufgenommen werden müssen.

Abgesehen von Komplett-Sitzen in FKV-Bauweise für den Motorsport [Kle96] und für Nutzfahrzeuge (Nfz), an die völlig andere Anforderungen bezüglich Steifigkeit, Festigkeit, Seitenführung, Produktionsmenge, Komfort und Design gestellt werden als im Großserien-Fahrzeugbau, ist als selbsttragender Serien-Komplettstuhlsitz aus FKV im Pkw-Bau ausschließlich eine Entwicklung von GENERAL MOTORS für die CHEVROLET CORVETTE bekannt. Dazu wurde für das Modelljahr 1984 eine im Lendenwirbelbereich geteilte Komplett-Sitzschale aus GMT mit 40 Gew.-% Wirtglasfasern für den Fahrer- und Beifahrersitz entwickelt [Wal98]. Fehlende weitere Beispiele für den Serieneinsatz von Vollkunststoffsitzen bei Pkw's belegen jedoch, daß sich diese bis heute nicht durchsetzen konnten. Gründe hierfür sind ein bislang noch abruptes und im folgenden katastrophales Versagensverhalten der Struktur und die Problematik der werkstoffgerechten Krafteinleitung im Bereich der Sitzbefestigung an der Fahrzeug-Bodengruppe und der Anbindung des metallischen Rückenlehn-Einstellers an der Lehnstruktur.

Fond-Sitzstrukturen in FKV-Bauweise

Bei Fond-Sitzanlagen gehören in den Anbindungsbereichen metallisch verstärkte, im übrigen jedoch selbsttragende Rückenlehenschalen aus GMT bereits seit einigen Jahren zum Stand der Technik [NN94c]. Dies schließt inzwischen auch sehr hoch belastete, geteilt umklappbare Rückenlehn-Strukturen mit ein, bei denen der obere Gurtanker des mittleren Fond-Sitzplatzes an der GMT-Rückenlehne selbst verankert ist. Ein Beispiel hierfür zeigt die mit metallischen Einlegeteilen partiell verstärkte GMT-Rückenschale des AUDI TT, wie sie in Bild 1.8 abgebildet ist.

Im Gegensatz zu Fahrer- und Beifahrersitzen können die Rückenlehnen von Fond-Sitzanlagen zumindest in einem Punkt der Lehn-Oberkante an der Fahrzeugstruktur abgestützt werden, so daß ein Großteil der Kräfte durch ungesichertes Ladegut (Frontalaufprall) bzw. den Insassen

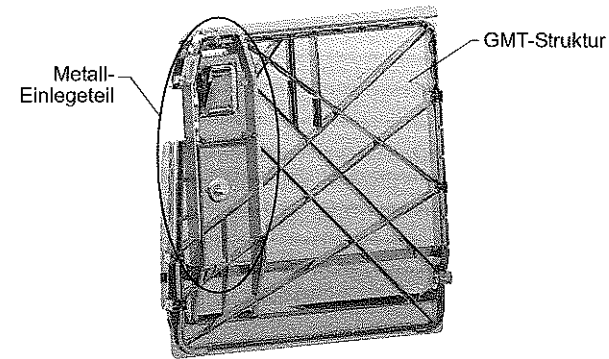


Bild 1.8: Selbsttragende GMT-Rückenlehne für den AUDI TT mit Metall-Einlege teil im Krafteinleitungsbereich (Quelle: MITRAS).

selbst (Heckaufprall) direkt in die Karosserie geleitet werden kann. Dies muß neben reduzierten Komfortanforderungen an Fond-Sitzanlagen als Hauptgrund für den im Vergleich zu vorderen Sitzstrukturen bereits sehr fortgeschrittenen Einsatz von tragenden FKV-Bauteilen angeführt werden.

1.2.3 Einsatz von FKV im Fahrwerk und Antriebsstrang

Durch das sehr günstige Verhältnis von spezifisch hoher Festigkeit und geringem Elastizitätsmodul sind insbesondere endlos glasfaserverstärkte FKV für federnde Bauteile sehr geeignet. Handelt es sich zudem um eine Komponente mit einer Hauptbeanspruchungsrichtung, wie dies bei klassischen Blattfedern (Biegefedern) der Fall ist, so wird hierdurch eine nahezu ideal werkstoffgerechte FKV-Bauweise mit hoher Leichtbaugüte möglich.

Bereits Anfang der 60er Jahre wurde bei GENERAL MOTORS mit der Erprobung von FKV-Blattfedern begonnen, die anstelle der damals im Pkw-Fahrzeugbau üblichen, sehr gewichtigen Stahl-Blattfederpakete in Flottenversuchen erprobt wurden [Fro84]. Die mögliche Substitution von Stahl-Blattfederpaketen durch oftmals nur eine einzige Blattfeder aus endlos glasfaserverstärktem Epoxidharz gilt bis heute als klassischer Einsatz hochbelasteter FKV-Strukturen im Fahrzeugbau. Dies ist wie folgt begründet:

- Es ist eine eindeutige Beanspruchungs-Vorzugsrichtung in Blattfeder-Längsrichtung gegeben, so daß eine optimale FKV-Werkstoffausnutzung, d. h. bestmögliche Leichtbaugüte erzielt werden kann.
- Blattfedern sind elastische Biegeträger (beispielsweise unter Drei-Punkt-Biegebelastung) und können daher geometrisch vergleichsweise einfach ausgeführt werden.

Dies führt zu einem hohen Automatisierungspotential für die Fertigung und damit zu vergleichsweise geringen Herstellungskosten.

- FKV-Blattfedern bieten insbesondere bei der Nfz-Anwendung seitens des Bauraumes die Möglichkeit der Direkt-Substitution, bei der nur geringe oder keine Änderungen für die Adaption der Krafteinleitungen am Fahrzeug-Chassis vorgenommen werden müssen.

FKV-Einsatz in Nutzfahrzeug-Fahrwerken

Bei Nutzfahrzeugen kommen auch heute vorwiegend Starrachsen mit in Fahrzeuglängsrichtung angeordneten Stahl-Blattfederpaketen zum Einsatz. Hier ist oftmals der Ersatz eines Stahl-Blattfederpaketes durch eine einzige FKV-Blattfeder mit einer parallelgeschalteten einzelnen Stahlblattfeder möglich. Die Stahl-Blattfeder dient dabei lediglich dem Erzielen einer progressiven Federkennlinie. KRUPP BRÜNINGHAUS beispielsweise hat für diesen klassischen Anwendungsfall im Nfz-Sektor eine Baureihe verschiedener Federmodule mit unterschiedlicher Federcharakteristik entwickelt [NN87]. Für leichte Nfz kann auf eine zusätzliche Stahl-Blattfeder ganz verzichtet werden, indem die Progressivität der Feder mittels einer parallelgeschalteten Elastomerefeder bewerkstelligt wird. Dies ermöglicht Gewichtseinsparungen im Vergleich zur vorherigen Stahllösung von bis zu 70 %. Bild 1.9 zeigt eine solche Kunststoff-Blattfeder mit parabolischem Querschnittsverlauf (Parabel-Blattfeder), die mittels der Prepreg-Preßtechnik aus unidirektional in Federlängsrichtung glasfaserverstärkten Epoxidharz-Prepregs hergestellt wird.



Bild 1.9: GFK-Parabelblattfeder für ein leichtes Nutzfahrzeug aus unidirektional glasfaserverstärktem Epoxidharz (GF-EP) (Quelle: BASF).

FKV-Einsatz in querorientierten Pkw-Fahrwerken

Als tragende FKV-Strukturen in der Serienanwendung von Pkw-Fahrwerken sind bei der CHEVROLET CORVETTE von GENERAL MOTORS seit 1981 Hyperbel-Querblattfedern an der Hinterachse (Bild 1.10), seit Modelljahr 1984 auch an der Vorderachse im Einsatz, die im Wickelverfahren hergestellt werden. Im Falle der Hinterachse substituiert dabei eine ein-

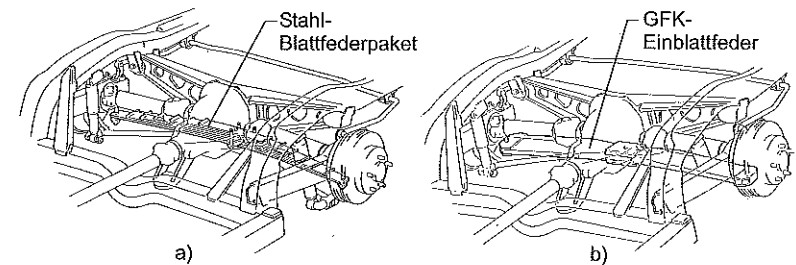


Bild 1.10: (a) Hinterachsfederung der CHEVROLET CORVETTE mit konventionell 10-blättrigem Stahl-Federpaket und (b) GFK-Hyperbel-Einblattfeder (Quelle: BASF).

zige mit Endlosglasfasern unidirektional verstärkte Querblattfeder aus Epoxidharz mit einer Gesamtlänge von 1170 mm und einem maximalen Federweg von 280 mm ein Federpaket aus zehn einzelnen Stahl-Blattfedern [Fro84]. Dies führt zu einer Gewichtseinsparung von insgesamt 20 kg allein an der Hinterachse. Die FKV-Querblattfedern der CORVETTE vom Typ LITEFLEX[®] übernehmen ausschließlich die Aufbaufederung und besitzen keine Radführungsaufgaben. Längs- und Querkräfte werden konventionell über geeignete metallische Streben am Chassis abgestützt [Kob94]. Durch eine Zweipunkt-Aufhängung der FKV-Querblattfedern kann insbesondere an der Vorderachse der Stabilisator leichter ausgeführt oder gar überflüssig werden [EPA96]. Zudem trägt die reduzierte Bauhöhe der FKV-Querblattfeder-Konstruktion zur Umsetzung eines flacheren Karosserie-Designs des Vorderwagens mit dadurch reduziertem Luftwiderstand bei. An der Hinterachse führt die mögliche flache Bauweise mit FKV-Querblattfedern vorteilhaft zu einem größeren verbleibenden Bauraum für Kofferraum, Tank, Reserveradmulde und Abgasanlage.

Auch wurde der Ersatz von in modernen Pkw-Fahrwerken üblichen Stahl-Schraubenfedern durch FKV-Federelemente erprobt [EPA79], [EPA90], [EPA91a], [EPA92], [EPA93], [EPA94b]. GKN beispielsweise schlug in einem 1987 angemeldeten Patent [IPA87] vor, eine Zug-/Druck-Fahrzeugfeder als mäanderähnlich geformtes FKV-Band auszuführen. Neben sehr hohen Fertigungskosten zur Produktion der vorgeschlagenen „Zick-Zack“-Geometrie der Feder ergaben sich auch große Spannungsüberhöhungen in den engen Krümmungsradien, so

daß hier keine robuste Lösung für die Substitution von klassischen Stahl-Schraubenfedern gefunden war. Daher wurde auch beim Ersatz von Schraubenfedern versucht, bewährte FKV-Blattfederelemente einzusetzen.

Der Einsatz von FKV-Blattfedern anstelle von Schraubenfedern kann - eine geeignete Bauweise der ursprünglichen Achse vorausgesetzt - zu dem weiteren bauraumseitigen Vorteil führen, daß die in der Regel domartig in den Laderaum hineinragenden Federbeinabstützungen entfallen können [Lei97]. Besonders geeignet für die Substitution von Stahl-Schraubenfedern durch FKV-Blattfedern sind Hinterachs-Konstruktionen mit in Fahrzeug-Querrichtung angeordneten Lenkern, da hier konzeptbedingt oftmals mit geringem Aufwand Raum für eine FKV-Blattfeder geschaffen werden kann [Kre89]. Bekannt ist beispielsweise der Serieneinsatz einer Parabel-Querblattfeder aus unidirektional mit Glasfasern verstärktem Epoxidharz (GFK) an der Hinterachse des VOLVO 960 (Bild 1.11), die in der Mehrlenker-Achskonstruktion mit nur geringen Modifikationen integriert wurde [Sta97]. Die Querblattfeder übernimmt auch in diesem Fall alleinig die Federfunktion und keine radführenden Aufgaben.



GFK-
Querblattfeder

Bild 1.11: Mehrlenker-Hinterachse MULTILINK MK II des VOLVO 960 mit GFK-Parabel-Querblattfeder (Quelle: VOLVO).

Lediglich Gegenstand der Forschung war die von AUDI zusammen mit der BASF im Rahmen eines BMBF-Projektes Ende der 80er Jahre entwickelte, nicht angetriebene FKV-Hinterachse [Hal88]. Dabei handelt es sich um ein Achskonzept in Anlehnung an eine Doppel-Querlenker-Bauweise bzw. eine Achse mit untenliegendem Querlenker und radführendem McPherson-Federbein. Projektziel war es, nicht nur einzelne Fahrwerkskomponenten vorteilhaft im Sinne einer Gewichts- und Kostenreduzierung durch eine FKV-Konstruktion zu ersetzen, sondern die technischen und wirtschaftlichen Potentiale einer werkstoff- und fertigungsgerechten Integral-Lösung für eine komplette FKV-Hinterachse zu studieren (Bild 1.12).

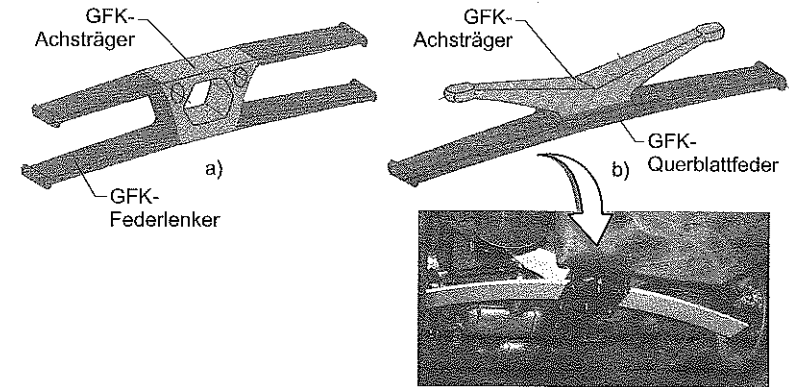


Bild 1.12: Integriertes FKV-Hinterachskonzept mit zentralem GFK-Achsträger von AUDI: (a) Doppel-Querlenker-Anordnung mit zwei GFK-Parabel-Blattfeder-Elementen und (b) umgesetzte McPherson-Radaufhängung mit unterem Querlenker als GFK-Parabel-Blattfeder [Hal93].

In der zuletzt weiterverfolgten und als Prototyp erprobten Variante (Bild 1.12 b) wurde ein zentraler, im Prepreg-Verfahren gefertigter FKV-Achsträger mit einer den unteren Querlenker und die Schraubenfeder substituierenden Parabel-Querblattfeder aus GFK integriert. Die auf das Rad wirkenden Längskräfte wurden zur Entlastung der FKV-Blattfeder mittels zusätzlicher, auf Zug und Druck belasteter Längsstreben in herkömmlicher Metallbauweise aufgenommen. Die erzielte Gewichteinsparung gegenüber der herkömmlichen Stahlvariante betrug 34 %. Auf mechanischer Seite als problematisch erwies sich bei den Lebensdauer-Untersuchungen von Prototypen unter realen Einsatzbedingungen der sehr enge Radius am Übergang der Querblattfeder zum Achsträger sowie die Fertigung des komplex geformten Achsträgers selbst, der mittels eines expandierenden Schaumkerns im sogenannten „Thermal Expansion Molding“ (TEM) in einem geschlossenen Werkzeug gefertigt wurde. Für beide Problemstellungen konnte keine befriedigende Lösung gefunden werden [Hal93].

Weitere Radaufhängungskonzepte auf Basis querorientierter FKV-Federlenker, die ebenfalls das Forschungsstadium noch nicht verlassen haben, sind von TOYOTA [EPA94a], NHK [UPA91], OPEL [DPA85] und BOOHER [UPA87] und aus [Mor86] bekannt. Der in Bild 1.13 a dargestellte Konstruktionsvorschlag für einen FKV-Dreieckslenker von TOYOTA [EPA94a] beispielsweise integriert eine seitens des Komforts vorteilhafte Längsnachgiebigkeit. Dazu sind die Lenkerschenkel bei konstant bleibender Querschnittsfläche partiell als Blattfeder ausgebildet, so daß diese in Fahrzeuglängsrichtung eine hohe elastische Verformbarkeit, quer dazu jedoch eine hohe Steifigkeit aufweisen. Bild 1.13 b zeigt einen Vorschlag von OPEL [DPA85] für einen die Federfunktion integrierenden Doppel-Querlenker, der aus

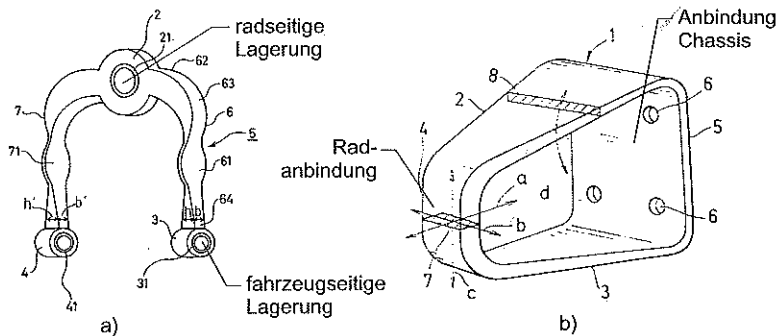


Bild 1.13: (a) Querorientierter FKV-Blattfeder-Lenker mit integrierter Längselastizität von TOYOTA [EPA94a] und (b) gewickelter Integral-Doppel-Querlenker von OPEL [DPA85].

zwei parallel geschalteten Blattfederelementen besteht, die fertigungstechnisch vorteilhaft als geschlossenes Ringelement im Wickelverfahren hergestellt werden können.

Zur Überwindung der Fertigungsprobleme bei sehr komplex geformten FKV-Integralstrukturen bieten sich grundsätzlich thermoplastische FKV an, deren Matrix durch Zuführen von Wärme erweicht, so daß eine Umformung vorgefertigter Halbzeuge möglich wird. Beispielsweise können flächige, geweberstärkte Thermoplasthalbzeuge, sogenannte „Organobleche“ so ähnlich dem aus der Metallverarbeitung bekannten Tiefziehprozeß zu einem halbschalartigen Bauteil umgeformt werden. Die thermogeformten Halbschalen können anschließend über die Klebe- oder Schweißtechnik zu komplexen Integralbauteilen zusammengefügt werden. Vorteilhaft beim Thermoformen im Vergleich zum Tiefziehen von Metallen ist, daß FKV-Halbzeuge in nur einer einzigen Ziehstufe umgeformt werden können.

Um das Einsatzpotential von thermoplastischen FKV bei Pkw-Fahrwerken zu untersuchen, wurde in einer von AUDI durchgeführten Studie der obere Dreiecks-Querlenker der Doppel-Querlenker-Hinterachse des AUDI A4 QUATTRO durch eine kohlenstoffasergeweberstärkte Polyamid-6.6-Bauweise ersetzt.

Der in Bild 1.14 dargestellte Dreiecks-Querlenker besteht aus zwei kontinuierlich kohlenstoffasergeweberstärkten Thermoplast-Halbschalen. Diese werden im Vibrationsschweißverfahren zusammengefügt, so daß sie vom Bereich des radseitigen Lagerauges ausgehend einen einseitig geöffneten Kasten bilden und sich in zwei U-förmige Schenkel für je ein fahrzeugseitiges Lagerauge verzweigen. Im Rahmen der Lenker-Konstruktion und -auslegung erfolgten Drapier- und Strukturanalysen zu verschiedenen Entwürfen, um den nach der Umformung resultierenden Faserverlauf dem Kraftfluß im fertigen Bauteil anzupassen und darauf

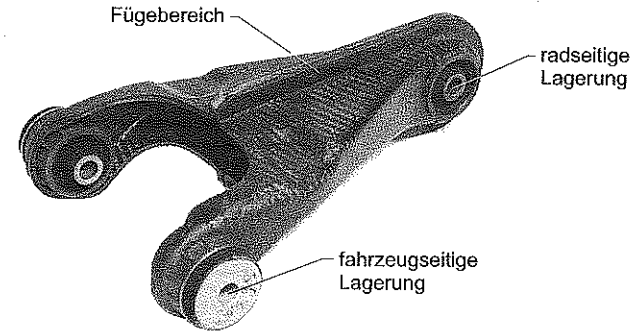


Bild 1.14: Oberer Hinterachs-Querlenker in kohlenstoffasergeweberstärkter Thermoplastbauweise aus zwei im Vibrationsschweißverfahren gefügten Halbschalen und angespritzten Lagerbuchsen [Dyc98].

basierend die zu erwartenden Verformungs- und Beanspruchungsverhältnisse zu ermitteln. Eine Besonderheit stellt die Gestaltungsweise der Lageraugen dar, bei der in Analogie zur Kunststoff-Metall-Hybridtechnik (s.o.) die komplex geformten Lagerbuchsen an den FKV-Lenker angespritzt wurden. Die Lagerbuchsen wurden mit dem Ziel eines möglichst vollständigen innerbetrieblichen Recyclings aus Spritzgießgranulat mit 40 Gew.-% Kohlenstoffasern gefertigt, das aus aufbereitetem Randbeschnitt des Lenkers gewonnen wurde. Aufgrund der identischen Matrixwerkstoffe konnte so eine gute Anbindung der Lagerbuchsen an den eigentlichen Lenker erzielt werden [Dyc98]. Insgesamt resultierte aus der Substitution eine Gewichtsreduzierung in Höhe von 50 % gegenüber dem Stahllenker. Ergebnis der Funktionsprüfung von Prototyp-Bauteilen war, daß der FKV-Lenker eine etwas höhere Steifigkeit als das Stahlbauteil aufweist. Bei der dynamischen Prüfung wurde zyklisches Kriechen beobachtet, das jedoch zu keiner Funktionseinschränkung führte. Damit wurde die grundsätzliche Eignung thermoplastischer FKV im Fahrwerk auf technischer Seite bestätigt, jedoch ist die Lösung aufgrund des Einsatzes des teuren kohlenstoffaserverstärkten Thermoplasthalbzeuges bislang unwirtschaftlich.

FKV-Einsatz in längsorientierten Pkw-Radaufhängungen

Längsorientierte Pkw-Hinterachsen bieten den raumökonomischen Vorteil, daß der Fahrzeug-Unterboden in nur geringem Maße von durchfedernden Lenkern oder deren Aufhängungen im Bereich der Fahrzeugmitte beschränkt wird. Daraus resultiert eine deutlich größere Gestaltungsfreiheit für Kofferraum, Reserveradmulde, Tank- und Abgasanlage. Weiter vorteilhaft bei längsorientierten Achsen ist, daß zusätzlich zu schaffende, steife Anbindungspunkte für Lenker in der vergleichsweise biegeweichen Fahrzeugmitte entfallen können.

Für längsorientierte Achskonzepte wie Längs- oder Verbundlenkerachsen ist die Substitution von Stahl-Schraubenfedern durch FKV-Blattfedern vergleichsweise schwierig. Die Größe und Lage des für die Blattfeder notwendigen Bauraumes ist meist nicht mit dem der zu substituierenden Schraubenfedern in Einklang zu bringen, so daß tiefgreifende Änderungen des Karosseriekonzeptes erforderlich werden [Blö86]. Daher wurden im Bereich Pkw in der Vergangenheit der Einsatz von FKV für längsorientierte, nicht angetriebene Hinterachs-Systeme, wie Längs- oder Verbundlenkerachsen kaum untersucht, obwohl die Verbundlenkerachse insbesondere für kleine Pkw und Mittelklassefahrzeuge aufgrund deren Wirtschaftlichkeit und dem geringen Bauraumbedarf zunehmend eingesetzt wird [Ber96].

Hauptproblematik beim Einsatz von FKV für längsorientierte Achskonstruktionen mit integrierter Aufbaufederung ist bis heute die Gestaltung eines Lenkers, der in vertikaler Richtung zur Übernahme der Federfunktion biegeweich ausgeführt ist und in Fahrzeug-Querrichtung eine hohe Spursteiifigkeit aufweist. Zur Substitution einer längsorientierten Hinterachse durch ein integriertes FKV-Konzept sind lediglich zwei bis zur Serien- bzw. Prototypenreihe entwickelte Ansätze bekannt:

1981 stellte VW eine für das Forschungsfahrzeug AUTO 2000 konzipierte, nicht angetriebene Hinterachse aus der duroplastischen Preßmasse SMC („Sheet Moulding Compound“) vor [Tho82], [Voy83]. Die Achse sollte großserientechnisch herstellbar sein und die im damaligen VW GOLF eingesetzte Stahl-Verbundlenkerachse substituieren, deren kinematische und elastokinematische Eigenschaften daher im Lastenheft übernommen wurden. Die Aufbaufederung sollte unverändert durch eine konventionelle Schraubenfederung bewerkstelligt werden. Seitens der Herstellungskosten wurden je eingespartem Kilogramm Achsgewicht maximal 2,00 DM Mehrkosten akzeptiert.

Die schließlich ausgeführte SMC-Konstruktion besteht aus zwei Halbschalen, die großflächig zu einem Profil mit biegesteifem I-Querschnitt verklebt werden (Bild 1.15). Die Anbindungselemente für das Rad und jene zur Lagerung der Achse am Fahrzeug-Chassis wurden aufgrund der dort vorherrschenden multiaxialen Belastung in Metallbauweise ausgeführt und beim Zusammenfügen der SMC-Halbschalen mit der Kunststoff-Konstruktion verklebt. Aus Steifigkeitsgründen wurde eine kreuzförmige Gestaltungsweise gewählt, die beim Durchfedern jedoch einen erheblichen Bauraum im Bereich des Fahrzeug-Unterbodens beansprucht, der deutlich über dem der Stahl-Verbundlenkerachse liegt. Als Verstärkungsfasern kommen vornehmlich SMC-typische Wirrglasfasern von etwa 3 mm Länge sowie in höher beanspruchten Bereichen gerichtete Endlosfasern zum Einsatz. Das Gesamtgewicht der SMC-Konstruktion beträgt 8 kg einschließlich der metallischen Verbindungselemente, jedoch ohne Federbein. Dies bedeutet eine Gewichtseinsparung von 9 kg im Vergleich zur Stahl-Verbundlenkerachse.

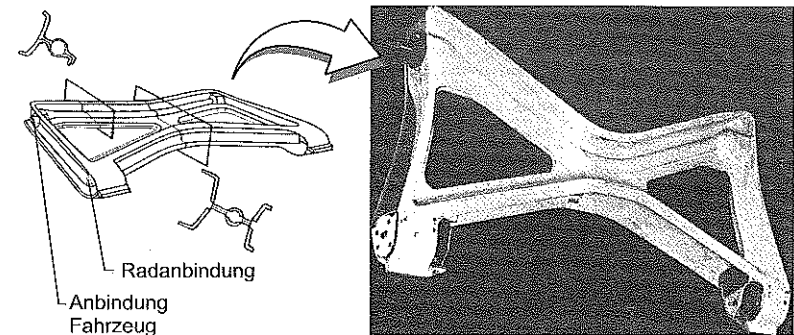


Bild 1.15: Verbundlenker-Hinterachse von VW in zweischaliger SMC-Bauweise [Voy83].

Die Erprobung der SMC-Achse im realen Fahrbetrieb brachte die Erkenntnis, daß das Bauteil nach Versteifungsmaßnahmen im kreuzförmigen Mittelbereich die gestellten kinematischen und elastokinematischen Anforderunegn grundsätzlich erfüllte, die Lebensdauer der Konstruktion unter Extrembedingungen jedoch nur etwa 10 % der angestrebten Laufzeit betrug. Insbesondere mußte festgestellt werden, daß im Vorfeld keine zuverlässige Auslegung der Klebeverbindung erfolgen konnte. Der Kostenrahmen von 2,00 DM pro eingespartem Kilogramm Gewicht wurde nur leicht überschritten.

Ein besonders innovativer Ansatz für eine längsorientierte, nicht angetriebene FKV-Hinterachse mit integrierter Aufbaufederung wurde 1987 vom National Engineering Laboratory (NEL) aus Schottland, Großbritannien, vorgestellt (Bild 1.16).

Die Hinterachskonstruktion lehnt sich an eine Längslenker-Bauweise an und besteht aus zwei im Wickelverfahren hergestellten Federlenkern in Form jeweils zweier parallelgeschalteter GFK-Blattfedern, die mit wenigstens einem Elastomer-Element auf Abstand gehalten werden. Radseitig sind beide Federlenker über ein im Harzinjektionsverfahren RTM („Resin Transfer Moulding“) gefertigtes Achs-Querelement miteinander verbunden [Dim90]. Dieses erhöht zum einen die Quersteifigkeit der Konstruktion, zum anderen dient es der Integration der Stabilisatorfunktion.

Von der Erprobung der NEL-Hinterachse im Demonstrations-Fahrzeug MG MAESTRO ist bekannt, daß die grundlegenden kinematischen und elastokinematischen Anforderungen erfüllt wurden. Zur Lebensdauer der Hinterachskonstruktion werden keine weiteren Angaben gemacht, jedoch muß von verschiedenen Problemfeldern, insbesondere im Bereich der Anbindung Blattfeder/Achs-Querelement ausgegangen werden. Zudem schließt die Wahl des RTM-

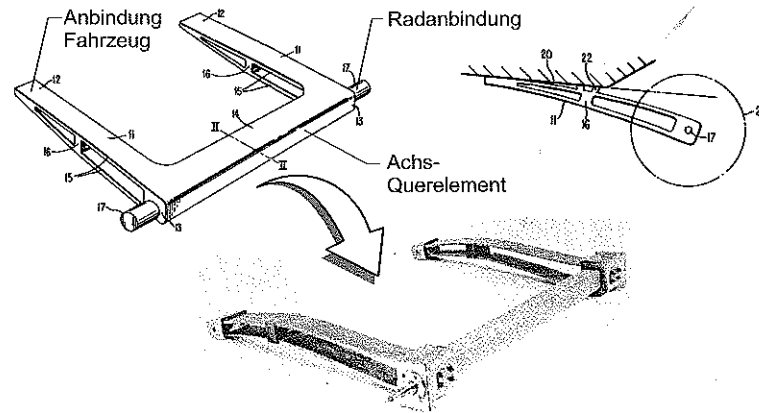


Bild 1.16: Längsblattfeder-Hinterachse des National Engineering Laboratory (NEL), Schottland, GB [EPA87], [Dim90].

Verfahrens für die Fertigung des Achsen-Querelementes eine Großserien-Produktion aus. Als bedeutender konzeptioneller Nachteil der NEL-Hinterachse muß angesehen werden, daß das Achsen-Querelement mit den Rädern durchfedert und damit sehr viel Bauraum im Fahrzeug-Unterboden beansprucht.

Bild 1.17 a zeigt einen erweiterten Ansatz von BMW, die bei Nfz-Achsen übliche Längsblattfederung auf eine Pkw-Hinterachse zu übertragen [DPA98a]. Dabei ist die FKV-Längsblattfeder an den Enden über Lageraugen gelenkig gelagert, zudem stellt eine konventionelle Pendelstütze an einem Federende den Längenausgleich beim Durchfedern sicher.

Besonderheit des Konzeptes ist die Vor-Verdrillung des Mittenbereichs der FKV-Blattfeder im unbelasteten (Fertigungs-) Zustand (siehe Bild 1.17 b). Die Rückverformung der Verdrillung in Abhängigkeit von der vertikalen Radlast bewirkt eine definierte Spur- bzw. Sturzänderung. Dabei wird angestrebt, die Anisotropie des FKV gezielt zur Erfüllung dieser elastokinematischen Vorgaben heranzuziehen.

Die Abstützung von Querkräften allein durch die FKV-Längsblattfeder erscheint jedoch nur bedingt realisierbar. Bei der Verformung der FKV-Blattfeder unter Last ist von der Entstehung sehr hoher Schubspannungen auszugehen, die leicht zu einer Überbeanspruchung des Verbundes führen können. Zudem ist es für kompakte Pkw-Konzepte grundsätzlich nachteilig, die Anbindung der Blattfeder an zwei weit voneinander entfernten Federaugen vornehmen zu müssen. Dies erfordert eine steife Chassis-Anbindung der Achse im Heckbereich des Fahrzeuges, die konzeptbedingt in der Regel nicht gegeben ist.

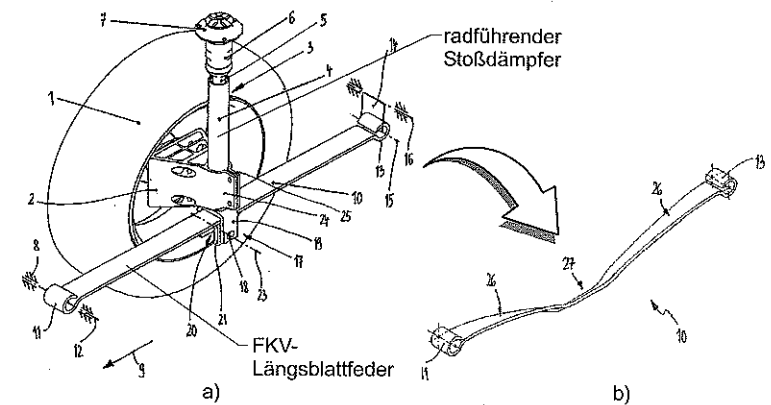


Bild 1.17: (a) Konzept für eine Hinterradaufhängung von BMW mit radführendem Stoßdämpfer und (b) im unbelasteten Zustand vorgeformter FKV-Längsblattfeder [DPA98a].

Zur Vermeidung eines bauraumseitig nachteiligen zweiten Lagerpunktes der Längsblattfeder hat RENAULT [FPA83] (Bild 1.18) eine nur einseitig aufgehängte längsorientierte Blattfeder mit radführendem Stoßdämpfer vorgeschlagen.

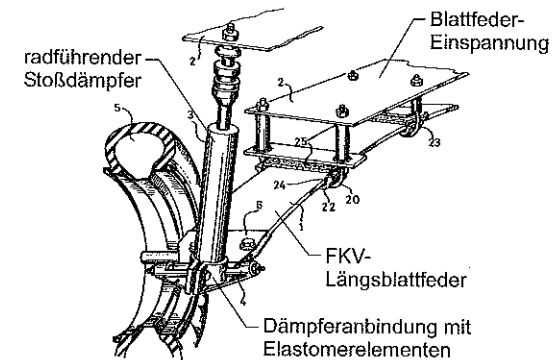


Bild 1.18: Als FKV-Kragträger ausgeführte Längsblattfeder-Radaufhängung von RENAULT [FPA83].

Die elastokinematischen Eigenschaften der Achse sollen dabei durch geeignete Elastomer-Elemente im Bereich der gelenkigen Anbindung des Dämpfers an die Blattfeder erzielt werden. Ebenso wie bei der zuvor beschriebenen Längsblattfeder-Lösung von BMW (Bild 1.17) muß

bei einer realen Ausführung des Konzeptes bezweifelt werden, daß die Querkräfte allein von der FKV-Blattfeder aufgenommen werden können.

Anlenkgestänge und Streben in FKV-Bauweise

Bei Anlenkgestängen und Streben in Fahrwerken handelt es sich um stabförmige Bauteile, die entweder Kräfte von einer Fahrwerkskomponente auf eine andere übertragen, also eine Koppelfunktion übernehmen, oder um solche Komponenten, die eine Radkraftkomponente direkt aufnehmen und in das Chassis weiterleiten. Diese in der Regel ausschließlich auf Zug/Druck belasteten Fahrwerksbauteile weisen eine definierte Hauptbeanspruchungsrichtung auf und lassen daher eine Substitution durch FKV besonders lohnend erscheinen [Scü92], [See98].

Als Beispiel für ein Koppellement in Pkw-Fahrwerken kann der Ersatz von metallischen Stabilisator-Anlenkgestängen (Pendelstützen) durch eine kurzglasfaserverstärkte Kunststoff-Spritzgießbauweise angeführt werden, deren Einbausituation beispielhaft in Bild 1.19 a zu sehen ist.

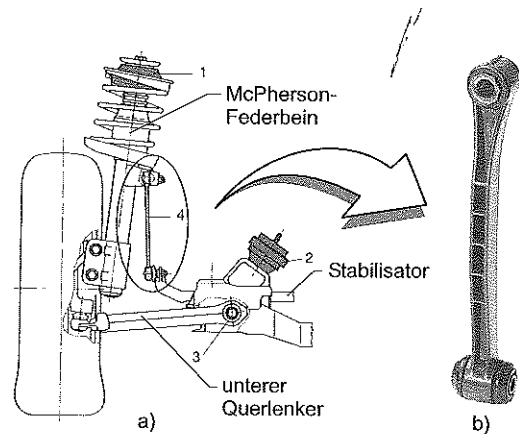


Bild 1.19: (a) Einbausituation [Fec97] und (b) Ausführung eines spritzgegossenen Stabilisator-Anlenkgestänges (Pendelstütze) aus kurzglasfaserverstärktem Polyoxymethylen-Copolymer (POM GF25) an einer Pkw-Vorderachse [NN92b].

Die in Bild 1.19 b dargestellte Kunststoff-Pendelstütze aus spritzgegossenem Polyoxymethylen-Copolymer mit 25 Gew-% Kurzglasfaserverstärkung (POM GF25) integriert bei gleicher Steifigkeit und Festigkeit drei Stahlbauteile in einer Komponente, führt zu einer Gewichtseinsparung von 42 % und verursacht um 33 % verringerte Kosten [NN94b]. Zudem ist der Kunststoff im Gegensatz zu Stahl ohne Korrosionsschutz beständig gegen Salzlösungen, Kraftstoffe,

Schmierfette und Öle. Zur Kompensation des zu Stahl um ca. den Faktor 40 niedrigeren Elastizitätsmoduls und der etwa um den Faktor 4 niedrigeren Festigkeit wurde ein I-Profil-Querschnitt gewählt, der die hohen Zug-/Druckkräfte von bis zu ± 7000 N im Bereich von -40 °C bis $+80$ °C dauerhaft aufnimmt.

Bei querorientierten Achskonzepten werden zur Aufnahme der Längskräfte oftmals metallische Längsstreben eingesetzt. Will man diese zur Einsparung von Gewicht, Kosten und Korrosionsschutzmaßnahmen in Kunststoff-Bauweise ausführen, so ist dies aufgrund der hohen Zug-/Druckkräfte nur mit kontinuierlich faserverstärkten Kunststoffen möglich. Die Vorzüge der Spritzgießtechnologie, insbesondere zur Gestaltung der komplex geformten Krafteinleitungen am Ende der stabförmigen Bauteile, können somit nicht mehr zum Einsatz kommen. Zur Lösung dieses Problems hat DELPHI ein Aluminium-Gußverfahren entwickelt, das es ermöglicht, die Krafteinleitungen direkt an ein kontinuierlich faserverstärktes Kunststoffbauteil anzugießen [NN97b], [Gen97].

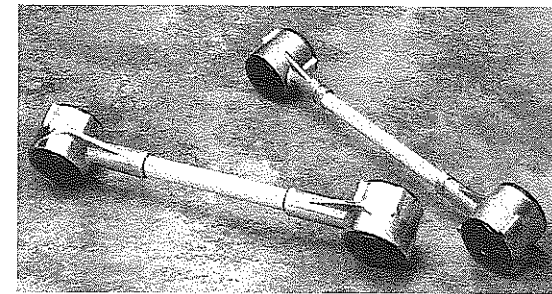


Bild 1.20: Längsstrebe für Pkw-Fahrwerke von DELPHI aus pultrudiertem UD-Faserverbundstab mit angegossenen Aluminium-Krafteinleitungen [NN97b].

Die in Bild 1.20 dargestellte Längsstrebe für ein Pkw-Fahrwerk besteht im Mittelteil aus einem pultrudierten, glasfaserverstärkten Kunststoffstab mit unidirektionaler Faserorientierung in Bauteil-Längsrichtung. Das Verfahren ist kostengünstiger als eine reine Stahl- oder Aluminium-Lösung und führt zu einer Gewichtseinsparung von 70 % gegenüber Stahl und 30 % im Vergleich zu Aluminium.

Torsionsbelastete Fahrwerks- und Antriebskomponenten in FKV-Bauweise

Rein torsionsbelastete Metallbauteile bieten in mehrfacher Hinsicht ein besonders hohes Potential, vorteilhaft durch FKV-Lösungen substituiert zu werden. Zum einen können die Fasern gezielt in der bei reiner Torsion unter ± 45 ° auftretenden Hauptnormalspannungsrichtung orientiert werden. Die Fasern sind dann primär zug- und druckbelastet, was in einer best-

möglichen Leichtbaugüte des FKV-Bauteils resultiert. Da torsionsbelastete Bauteile oftmals einen kreisrunden Querschnitt aufweisen, kann zum anderen die vergleichsweise kostengünstige Faserwickeltechnik, beispielsweise mit Ringfadenaue, zum Einsatz kommen, die einen hohen Materialdurchsatz ermöglicht [Göt91], [Puc90], [Rau88].

Bei allen torsionsbelasteten Komponenten im Fahrwerk und im Antriebsstrang sind Bemühungen bekannt, die dort zum Einsatz kommenden metallischen Bauteile durch FKV-Konstruktionen zu ersetzen. Hierzu zählen auf der Fahrwerksseite Drehstabfeder-Stabilisatoren unter wechselnder und Drehstab-Tragfedern unter schwellonder Torsionsbelastung. Bezüglich des Antriebsstranges sind dies wechselnd belastete Antriebswellen, wie Kardanwellen für heckgetriebene Fahrzeuge und Motorräder sowie Seitenwellen für frontgetriebene Fahrzeuge (Bild 1.21) [Hof89], [Scr88].

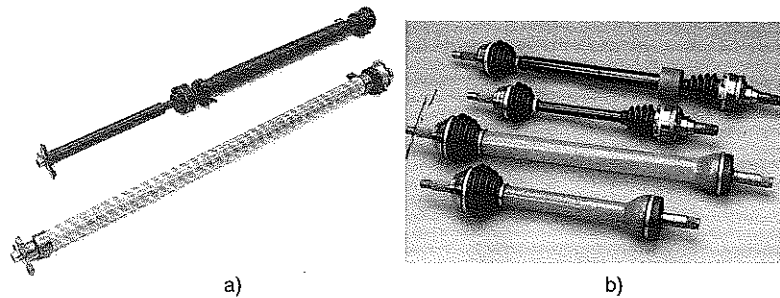


Bild 1.21: (a) Zweiteilige Stahl- (oben) und einteilige GFK-Kardanwelle (unten) für einen Pkw und (b) Stahl- (oben) und GFK-Seiten-Antriebswellen (unten) für einen frontgetriebenen Pkw [NN92a].

Bei schnell rotierenden Bauteilen wie den Antriebswellen können folgende technische Vorteile von FKV-Lösungen angeführt werden [Hof89], [Hal93]:

- **Gewichtseinsparung:** Durch die gegebene Variationsmöglichkeit der Faserorientierung und die damit einhergehende Einstellbarkeit von Schub- und Elastizitätsmodul kann beim Einsatz von kohlenstoffaserverstärkten Kunststoffen (CFK) mit 40 - 50 % geringerem Gewicht eine höhere Biegesteifigkeit der FKV-Welle im Vergleich zur Stahl-Ausführung bei gleichzeitig hohem Schubmodul realisiert werden. Zudem ermöglicht die geringe Dichte des FKV eine Verringerung des rotatorischen Massenträgheitsmomentes um 35 - 40 %. Diese beiden Effekte führen im Vergleich zu einer Metallwelle gleicher Länge zu einer Erhöhung sowohl der biege- als auch der drehkritischen Drehzahl. Im Umkehrschluß kann die FKV-Welle bei gleicher biege- und drehkritischer Drehzahl wie die Metallwelle deutlich länger ausgeführt werden, was

zum Wegfall des in der Regel erforderlichen Zwischenlagers bei einer metallischen Kardanwelle führt. Dies kommt einer weiteren Gewichtsreduzierung durch die FKV-Lösung gleich. Die Ausgleichsmassen zur Kompensation etwaiger Unwuchten sind ebenfalls kleiner.

- **Komfortverbesserung:** Eine Reduktion rotatorisch oder translatorisch bewegter Massen resultiert gleichzeitig in einer geringeren Geräusentwicklung, die dem Fahrkomfort zugute kommt. Dies ist darin begründet, daß im Falle der FKV-Antriebswellen Unwuchten im Vergleich zur Metallwelle zu kleineren Biegeschwingungen und damit zu einer geringeren Schallabstrahlung führen. Zudem ist die Werkstoffdämpfung von FKV höher als bei Metallen. Das Gewicht von Seiten-Antriebswellen wird zur Hälfte den ungefederten Massen zugerechnet. Damit kommt eine Gewichtsreduzierung der Seitenwellen einer Verringerung der ungefederten Massen mit den in Kapitel 1.1 bereits erläuterten Komfortvorteilen gleich.
- **Sicherheitszugewinn:** Das günstige Energieabsorptionsverhalten von FKV kann vorteilhaft in das passive Sicherheitskonzept des Fahrzeuges integriert werden. So kann eine FKV-Kardanwelle beispielsweise so ausgelegt werden, daß sie ihrer primären Funktion der Torsionsmomentübertragung im Normalbetrieb und auch im Falle von Bagatellunfällen bis zu 10 km/h nachkommt. Die bei Faserverbundwerkstoffen durch geeignete Werkstoffkonstruktion mögliche Entkopplung von axialem Elastizitäts- und Torsionsmodul ermöglicht jedoch, daß die im Falle eines Frontal-Crashes induzierte Axialkraft ab Erreichen einer Schwellbeanspruchung gezielt zum Versagen der Hohlwelle und damit zu einer Unterbrechung des Kraftflusses zur Hinterachse führt. Diese Maßnahme kann dazu beitragen, daß große Crash-Lasten ausschließlich in den Frontbereich des Fahrzeuges eingeleitet werden und damit aktive Sicherheitssysteme wie die Airbags optimal zum Einsatz kommen [Hal93].

Als serienmäßige Anwendungen von Antriebswellen sind im RENAULT ESPACE QUADRA seit 1988 [Hal93] eine Vollkunststoff-Kardanwelle, in der U.S.-amerikanischen Ausführung des AUDI 80/90 QUATTRO seit 1989 die getriebeseitige Kardanwelle und seit 1993 die Kardanwelle des VW GOLF SYNCRO [Hof94] bekannt. Zudem hat BMW eine Motorrad-Kardanwelle in FKV-Bauweise mit einer erheblichen Drehelastizität entwickelt, um Antriebsinflüsse bei Beschleunigungs- und Schaltmanövern zu dämpfen (Bild 1.22 c) [Puc90], [Sie88].

Auch Drehstabfeder-Stabilisatoren stellen hochgradig torsionsbelastete Fahrzeugbauteile dar, die entweder als massiver Stahl-Rundstab oder in jüngster Zeit auch als Stahlrohr ausgeführt werden. Stabilisatoren werden in der Regel an Vorder- und Hinterachse eingesetzt und unterbinden eine übermäßige Wankneigung des Aufbaus bei Lastwechseln, insbesondere bei Kurvenfahrt. Der Stabilisator koppelt beide Räder derart miteinander, daß deren bei Kurvenfahrt gegenseitiges Einfedern zu einer Verdrehung des Stabilisators und damit zu einer Erhöhung

der Achsfederrate führt. Alternativ zur Metallbauweise zeigt Bild 1.22 a einen mit der Ringfadenaugen-Wickeltechnik gefertigten FKV-Drehrohrstabilisator aus glasfaserverstärktem Epoxidharz (GFK) für die Hinterachse eines Nfz mit 9,3 t Gesamtgewicht. Das FKV-Bauteil hält einem maximalen Gesamtverdrehwinkel von $\pm 5^\circ$ dauerhaft (10^5 Lastwechsel) stand.

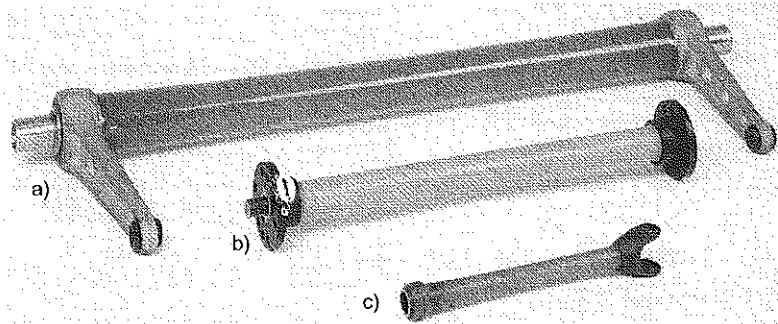


Bild 1.22: (a) GFK-Drehrohrfedern, ausgeführt als Nfz-Stabilisator, (b) Pkw-Drehrohr-Tragfeder und (c) drehelastische Motorrad-Antriebswelle [Puc90].

Zur Einleitung der Torsionslast wurden die Hebelarme aus Fertigungs- und Kostengründen als Stahl-Schmiedeteile ausgeführt. Die Hebel weisen stabilisatorseitig einen innen axial gerändelten Ringquerschnitt auf, der jeweils über das GFK-Rohrende gepreßt wird. In die Rohrenden hineinragende, außen glatte Lagerzapfen bilden den für die gewählte Längspressverbindung notwendigen Stützring [Puc90]. Die so in der GFK-Wandung induzierten Druckvorspannungen quer zur Faserrichtung wirken sich lebensdauererhöhend auf die Verbindung aus [Göt91]. Gegenüber dem Stahl-Stabilisator konnte eine Gewichtseinsparung von 50 % erzielt werden. Die in Bild 1.22 b abgebildete GFK-Drehrohr-Tragfeder für eine Pkw-Hinterradaufhängung gemäß Bild 1.23 substituiert eine klassische Stahl-Schraubenfeder und erträgt bei einer federwirksamen Länge von nur 440 mm und einem Drehmoment von bis zu 1700 Nm dauerhaft einen Verdrehwinkel von 30° .

Die Dauerfestigkeit des schwellend, d. h. in nur einer Torsionsrichtung belasteten Bauteils konnte trotz der auftretenden hohen Schubspannungen von bis zu 250 MPa durch die Trennung der $+45^\circ$ -Lagen von den -45° -Lagen mittels einer Reißstopperschicht aus aramidfaserverstärktem Epoxidharz (AFK) erzielt werden [Puc89], [Puc90], [Rau88].

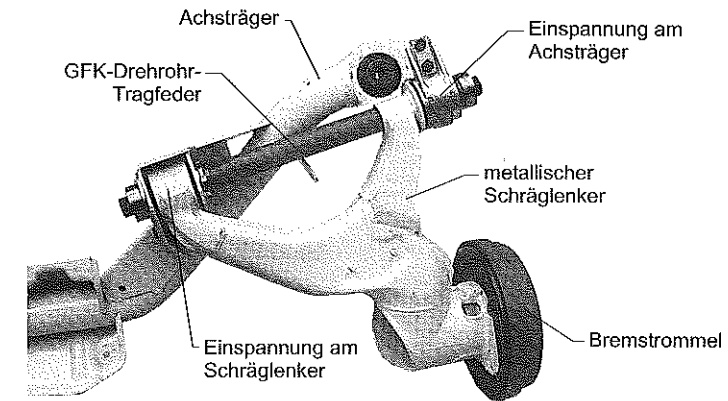


Bild 1.23: Pkw-Schräglenker-Hinterachse mit GFK-Drehrohr-Tragfeder [Gar93].

1.3 Aufgabenstellung und Zielsetzung

In Kapitel 1.1 wurde deutlich, daß der automobilen Leichtbau eine Schlüsselfunktion bei der weiteren Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs einnehmen wird. Daraus wurde abgeleitet, daß hierzu Leichtbaumaßnahmen in allen Bereichen der Fahrzeugkonstruktion auf werkstofflicher und konstruktiver Ebene erforderlich sind, die maßgeblich durch die Substitution metallischer Konstruktionen durch faserverstärkte Kunststoff-Bauteile erreicht werden können. Dies kann darauf zurückgeführt werden, daß FKV ein herausragendes gewichtsspezifisches Eigenschaftsprofil aufweisen und - bei werkstoff- und fertigungsgerechter Gestaltungsweise sowie verfügbarer Großserien-Fertigungstechnologie - maßgeschneiderte Lösungen für Fahrzeug-Strukturbauteile mit geringstem Gewicht und gleichzeitig hohem Funktionsintegrationsgrad ermöglichen.

Es konnte weiter herausgestellt werden, daß neben Leichtbaumaßnahmen an der Fahrzeugkarosserie und deren Tragrahmen (Primärstrukturen) auch die Gewichtsreduktion von Sekundärstrukturen, wie *Sitzanlagen* und *Achselementen* ein hohes Potential bietet, die übergeordnete Zielsetzung „Umkehr der Gewichtsspirale“ trotz erwartungsgemäß zunehmender Sicherheits- und Komfort-Anforderungen mit Hilfe des Einsatzes von FKV zu erreichen. Darauf aufbauend wurden in Kapitel 1.2 im Serieneinsatz befindliche oder den heutigen Stand der Forschung und Entwicklung repräsentierende Strukturbauteile mit einem Schwerpunkt auf *hochbelasteten Sitz- und Fahrwerk-Komponenten* in partieller oder vollständiger FKV-Bauweise vorgestellt.

Die beschriebenen FKV-Lösungen von vergleichsweise gering belasteten Tragstrukturen für Fond-Sitzanlagen lassen erkennen, daß hier in jüngster Zeit die größten Fortschritte erreicht

wurden. Bei vorderen Sitzstrukturen hingegen wurden aufgrund deren extrem hoher Belastung die derzeitigen Grenzen des mit FKV werkstofflich und/oder fertigungstechnisch Umsetzbaren deutlich. Hieraus ergibt sich die Notwendigkeit, innovative Bauweisenüberlegungen, insbesondere auf der Basis neuer, leistungsfähiger FKV-Halbzeuge anzustellen, die Leichtbau und hohe Funktionalität mit wirtschaftlicher Großserienfertigung verbinden. Die erste Zielsetzung kann daher wie folgt formuliert werden:

- *Erstes Ziel* der vorliegenden Arbeit ist es, innovative Ansätze zur Gestaltung *hochbelasteter vorderer Sitzrahmen-Strukturbauteile* zu entwickeln und anhand eines ausgewählten Beispiels zu untersuchen.

Auf seiten der vorgestellten *FKV-Fahrwerkselemente* wurde ersichtlich, daß speziell der Entwicklungsstand bei der Direkt-Substitution von Stahl-Längsblattfedern durch FKV-Parabel-Blattfedern auf dem Nfz- und vereinzelt auf dem Pkw-Sektor Serienreife erreicht hat.

Integrierte, nicht angetriebene Gesamt-Achskonzepte in FKV-Leichtbauweise, die nicht nur die Federfunktion, sondern darüber hinausgehend auch elastokinematische Aufgaben übernehmen, sind nur wenige bekannt. Hier dominieren vor allem querorientierte Hinterachsbauweisen, die jedoch erhebliche Defizite seitens des Bauraumes aufweisen. Für bauraumseitig günstige, längsorientierte Hinterachskonzepte, wie sie heute verstärkt in kleinen und mittleren Pkw als Verbund- oder Längslenkerachsen zum Einsatz kommen, konnten bislang nur Lösungen vorgestellt werden, die den Nachteil eines mitfedernden Achs-Querelementes zur Abstützung der Querkräfte mit sich bringen. Hieraus läßt sich die zweite Zielsetzung ableiten:

- *Zweites Ziel* der vorliegenden Arbeit ist es, innovative Lösungsvorschläge für die Gestaltung einer *längsorientierten, nicht angetriebenen Pkw-Hinterachse* in FKV-Bauweise aufzuzeigen.

Beide vorgenannten Zielsetzungen sollen erreicht werden, indem zum einen neueste FKV-Werkstoff- und Fertigungstechnologien mit eng daran geknüpften Bauweisenkonzepten berücksichtigt werden und zum anderen eine werkstoffadäquate Denkweise bei der Substitution metallischer Fahrzeug-Strukturbauteile wie folgt zur Anwendung kommt:

- Umdenken von der vollintegrierten FKV-Lösung hin zur integrierenden Bauweise, d. h. Funktionsintegration (Teilerduktion) nur dort, wo diese auch beherrschbar ist.
- Darauf aufbauend die gezielte Suche nach Synergien mit anderen Werkstoffgruppen im Sinne eines „Multi-Material-Design“ [Fl98].
- Mut zu innovativen Lösungskonzepten und grundsätzliches Abkommen von Ansätzen, die eine rein werkstoffliche Substitution von Metallen durch eine FKV-Lösung ohne werkstoffgerechte geometrische Veränderungen anstreben.

In den folgenden Kapiteln 2 und 3 werden zunächst relevante werkstoffliche, mechanische und konstruktive Grundlagen der FKV-Bauweisenentwicklung vorgestellt. Dabei sind insbesondere die in Kapitel 2 erarbeiteten Gestaltungshinweise auf die im Mittelpunkt dieser Arbeit stehenden Anwendungsfelder „Fahrzeugsitz-Strukturen“ und „Fahrwerk“ abgestellt.

2 Substitution metallischer Komponenten durch FKV-Bauteile

2.1 Kriterien für die BauteilAuswahl

Allgemein wird die Suche nach neuen FKV-Anwendungen von der anwendungsübergreifenden Fragestellung geleitet:

Welche Bauteile, die zur Zeit aus anderen Werkstoffen hergestellt werden, können zukünftig vorteilhaft aus FKV gefertigt werden?

Im Fahrzeugbau sind diese „*anderen Werkstoffe*“ in der Regel Metalle, allen voran Stahl und zunehmend Aluminium und Magnesium. Die erfolgreiche Beantwortung der Fragestellung in bezug auf geeignete Substitutionsbauteile muß dabei an der Formulierung „*vorteilhaft*“ festgemacht werden. Es kann nur dann Akzeptanz für die Substitution einer bestehenden, funktions-tüchtigen konstruktiven Lösung erwartet werden, wenn dem Anwender daraus Vorteile erwachsen. Diese möglichen Vorteile können nach [Haa85] durch die in der Planungsphase eines Konstruktionsprozesses festzulegenden *Entwicklungsziele*

- *Kostenreduktion* und
- *Gebrauchswertserhöhung*

kategorisiert werden. Aus dieser Überlegung folgt auch, daß die Substitution von konventionell gestalteten Funktionsträgern eines technischen Systems unter Verwendung eines anderen Werkstoffes in der Regel auf bestimmte Komponenten begrenzt ist, hier wird oftmals der Begriff „*Teilsubstitution*“ genannt. Um eine oder mehrere neu konzipierte Komponenten in ein Gesamtsystem zu integrieren, müssen demnach stets Schnittstellen geschaffen werden, die Kräfte und Momente aus der Peripherie in den neuen Funktionsträger ein- und ausleiten. Die werkstoff- und fertigungsgerechte Gestaltung dieser Krafteinleitungen stellt daher eine zentrale Aufgabe bei der FKV-Bauweisenentwicklung dar, auf die in Kapitel 2.3 detaillierter eingegangen wird.

Tabelle 2.1 zeigt die qualitative Bewertung der für eine sinnvolle Bauteilsubstitution zu berücksichtigenden Entwicklungsziele unter Einsatz von FKV. Dabei wird deutlich, daß insbesondere die *hohe Leichtbaugüte der FKV* sowie die mit einer FKV-Bauweise mögliche *Integration von Funktionen* und die damit einhergehende *Reduktion der Zahl von Einzelbauteilen* das Hauptpotential der FKV-Lösung darstellen. Leichtbau und Funktionsintegration/Teilerreduktion sind demnach jene Merkmale, auf die sich eine Schwachstellenanalyse an vorhandenen technischen Systemen mit dem Ziel einer sinnvollen Bauteilsubstitution durch eine FKV-Lösung konzentrieren muß.

Tabelle 2.1: Für die Auswahl geeigneter Substitutionsbauteile mögliche Entwicklungsziele und Bewertung deren Erreichbarkeit durch eine FKV-Lösung.

	Entwicklungsziel	FKV-Lösung
Kostenreduktion	rationellere Fertigung	☞ - <i>möglich</i> bei Preß- und Spritzgießverarbeitung - <i>problematisch</i> bei der Verarbeitung kontinuierlich verstärkter Kunststoffe
	Vereinfachung der Montage	☑ <i>möglich</i> durch Integral-/integrierende FKV-Bauweise
	Einsparen von Montagevorgängen	☑ <i>möglich</i> durch Integral-/integrierende FKV-Bauweise
	Vermeidung von Nachbearbeitungsvorgängen	☑ <i>möglich</i> insbesondere bei Preß- und Spritzgießverarbeitung
	preiswerterer Werkstoff	☞ <i>problematisch</i> , da FKV-Halbzeuge teuer
	Reduktion von Lager- und Transportkosten	☑ <i>möglich</i> durch Integral-/integrierende FKV-Bauweise
	Energieeinsparung	☞ - <i>problematisch</i> , da FKV-Bauteilfertigung meist energetisch aufwendiger - Energiebilanz insgesamt positiv für FKV
Gebrauchswertserhöhung	Gewichtsreduktion	☑ - <i>möglich</i> durch hohe FKV-Leichtbaugüte - <i>möglich</i> durch Integral-/integrierende FKV-Bauweise
	Design-Verbesserung	☑ <i>möglich</i> durch hohe Gestaltungsfreiheit von FKV-Konstruktionen
	Erhöhung der Sicherheit	☞ - <i>möglich</i> , da Leichtbau = Sicherheitsgewinn - <i>problematisch</i> aufgrund des Versagensverhaltens (FKV sind oft spröde)
	Verbesserung der Funktionserfüllung	☑ <i>möglich</i> durch Integral-/integrierende FKV-Bauweise (Funktionsintegration)
	Volumenreduktion	☞ <i>problematisch</i> aufgrund meist größerer Bauteilquerschnitte von FKV-Komponenten
	Erhöhung der Lebensdauer	☑ <i>möglich</i> durch sehr gute Ermüdungseigenschaften von FKV
	Vereinfachung von Wartung und Instandhaltung	☞ - <i>möglich</i> durch integrierte Bauteil-Überwachung („Health Monitoring“), aber aufwendig - <i>problematisch</i> aufgrund fehlenden plastischen Deformationsvermögens der FKV

Vergleicht man das zuvor erläuterte Leichtbau- und Integrationspotential von FKV-Lösungen mit der in Kapitel 1.1 für den Fahrzeugbau formulierten Zielsetzung, den Kraftstoffverbrauch trotz zukünftig weiter steigender Anforderungen an Rentabilität und Gebrauchswert durch innovative Leichtbaumaßnahmen zu reduzieren, so besteht hier weitgehende Deckungsgleichheit. Dabei muß versucht werden, die auch klar zum Ausdruck kommenden Defizite der FKV in bezug auf Großserienfertigung und Wirtschaftlichkeit durch eine intelligente Werkstoffauswahl und Bauweise zu kompensieren. Zudem müssen FKV-Lösungen für den Serieneinsatz neben Wirtschaftlichkeitsanforderungen auch branchenspezifische Anforderungen erfüllen. Für den Fahrzeugbau können diese nach [Brü97] wie folgt charakterisiert werden:

- Zuverlässigkeit,
- Akzeptanz,
- Verfügbarkeit,
- Produzierbarkeit und
- Umweltverträglichkeit.

2.2 Besonderheiten der FKV-Bauweisenentwicklung

2.2.1 Anisotropie

Das Einbetten von Fasern in eine isotrope, kohärente Matrix führt dazu, daß der so entstandene Faserverbundwerkstoff ein richtungsabhängiges mechanisches und physikalisches Verhalten zeigt. Dies ist ein von klassischen Konstruktionswerkstoffen wie den Metallen grundlegend abweichendes Werkstoffverhalten und wird allgemein als *Anisotropie* bezeichnet. Metalle sind in der Regel isotrop, das heißt deren Werkstoffeigenschaften sind in allen Raumrichtungen identisch. Bild 2.24. zeigt das aus der Anisotropie resultierende qualitative Spannungs-Dehnungs-Schaubild der Einzelschicht eines Hochleistungs-Faserverbundlaminates, bei der Endlosfasern ausschließlich in einer Richtung, also unidirektional (UD) in eine isotrope Matrix eingebettet werden. Treten wie im Falle der hier diskutierten Einzelschicht Extremwerte mechanischer Eigenschaften in senkrecht aufeinander stehenden Werkstoff-Symmetrieebenen (Werkstoff-Hauptrichtungen) - hier in Faserrichtung (Richtungsindex // oder 1) und quer zur Faserrichtung (Richtungsindex \perp oder 2) - auf, so stellt dies einen *Sonderfall der Anisotropie* dar, der als *Orthotropie* bezeichnet wird.

Bild 2.24 verdeutlicht, daß die mechanischen Eigenschaften des UD-Faserverbundes zwischen den Kennwerten der reinen Faser und denen der reinen Matrix zu liegen kommen. Bei einer Belastung des Laminates in Faserrichtung wird das mechanische Verhalten insbesondere durch die Fasereigenschaften geprägt. Das Versagen tritt in diesem Falle durch das Erreichen der Faserbruchdehnung ϵ_F^B ein. Quer zur Faserrichtung hingegen hängen die Faserverbundeigenschaften im wesentlichen von den Matrixeigenschaften und der Qualität der Faser-Matrix-

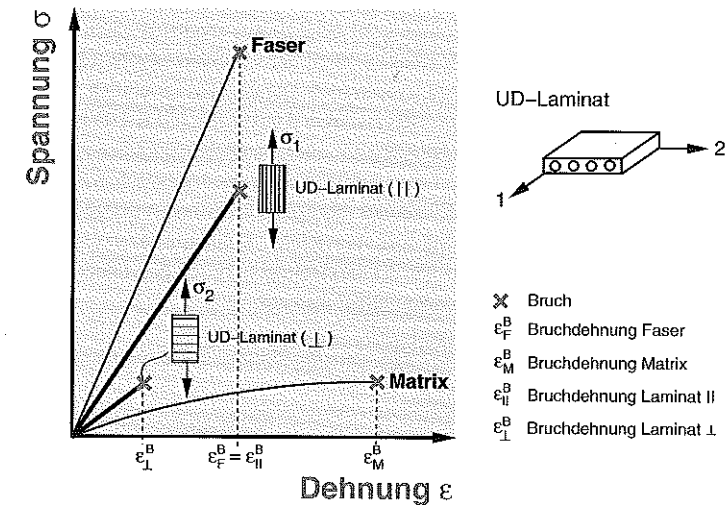


Bild 2.24: Spannungs-Dehnungs-Verhalten eines kontinuierlich unidirektional verstärkten (UD-) Faserverbund-Laminates parallel (//) und quer (\perp) zur Faserrichtung.

Anbindung ab [Fri98]. Folge ist, daß die Verbundfestigkeit quer zur Faserrichtung in der Regel meist unter der Matrixfestigkeit liegt, da die Fasern - vergleichbar dem bei Metallen bekannten Festigkeitsabfall durch Kerbwirkung - eine Schwächung der Matrix infolge einer örtlichen Spannungsüberhöhung hervorrufen. Zudem wird die Matrix im fasernahen Bereich durch Anhaften an der Faseroberfläche in der Querkontraktion behindert, was zu einer weiteren Erhöhung des Spannungsniveaus in der Matrix führt.

2.2.2 Leichtbau

Leichtbau kann grundsätzlich auf zweierlei Weise umgesetzt werden [Wie86], [Her80], [Pah86]: An erster Stelle steht der *werkstoffliche Leichtbau*, bei dem je nach Aufgabenstellung Materialien, die sich durch eine hohe gewichtsspezifische Festigkeit und/oder Steifigkeit auszeichnen, zum Einsatz kommen. Beim Vergleich der Leichtbaugüte verschiedener Werkstoffe ist es dabei nicht ausreichend, allein die gewichtsspezifische Festigkeit oder den gewichtsspezifischen Elastizitätsmodul, ermittelt in einem einachsigen Zugversuch, als Bewertungskriterium heranzuziehen. Es müssen vielmehr die mechanischen Werkstoffeigenschaften in Relation zur Dichte, zur Belastungssituation und zur gewählten Geometrie gesetzt werden, um den nötigen Gewichtsbedarf für vergleichbare Konstruktionen aus unterschiedlichen Werkstoffen ermitteln zu können.

Tabelle 2.2 gibt eine Übersicht zu den Leichtbaugütezahlen verschiedener Profilquerschnitte in Abhängigkeit von der Beanspruchungsart. Bild 2.1 zeigt daraus abgeleitet einen Vergleich des Gewichtsaufwandes, der für einen Rechteckquerschnitt bei verschiedenen Belastungssituationen im Vergleich zu Stahl (St37) betrieben werden muß. Daraus wird ersichtlich, daß unidirektional oder quasi-isotrop aufgebaute glasfaserverstärkte Kunststoffe (GFK-UD bzw. GFK-QI) ausschließlich Gewichtsvorteile bei festigkeitsbestimmten Bauweisaufgaben erzielen. GFK-UD besitzt zudem aufgrund des ausgesprochen großen Unterschiedes zwischen Steifigkeit und Festigkeit in Faserrichtung ein besonders hohes Energiespeichervermögen, was diesen Werkstoff als ausgesprochenen Federwerkstoff auszeichnet. Kohlenstoffaserverstärkte Kunststoffe (CFK HM UD, CFK HT UD und CFK HT QI) hingegen weisen gegenüber den Metallen Gewichtsvorteile in bezug auf alle Belastungssituationen auf.

Tabelle 2.2: Leichtbaugütezahlen für verschiedene Profilquerschnitte in Abhängigkeit der Beanspruchungsart.

Profil	Festigkeit			Steifigkeit			Elast. Energieaufnahme
	Zug	Biegung	Torsion	Zug	Biegung, Knicken	Torsion	
	$\frac{\rho}{\sigma_Z}$	$\frac{\rho}{\sqrt{\sigma_b^B}}$	$\frac{\rho}{\sqrt{\tau^B}}$	$\frac{\rho}{E_Z}$	$\frac{\rho}{\sqrt[3]{E_Z}}$	$\frac{\rho}{\sqrt{G}}$	$\frac{\rho \cdot E_Z}{(\sigma_Z^B)^2}$
	$\frac{\rho}{\sigma_Z}$	$\frac{\rho}{\sqrt[3]{(\sigma_b^B)^2}}$	$\frac{\rho}{\sqrt[3]{(\tau^B)^2}}$	$\frac{\rho}{E_Z}$	$\frac{\rho}{\sqrt{E_b}}$	$\frac{\rho}{\sqrt[3]{G^2}}$	$\frac{\rho \cdot E_Z}{(\sigma_Z^B)^2}$
	$\frac{\rho}{\sigma_Z}$	$\frac{\rho}{\sigma_b}$	$\frac{\rho}{\tau^B}$	$\frac{\rho}{E_Z}$	$\frac{\rho}{E_b}$	$\frac{\rho}{G}$	$\frac{\rho \cdot E_Z}{(\sigma_Z^B)^2}$
	$\frac{\rho}{\sigma_Z}$	$\frac{\rho}{\sqrt[3]{(\sigma_b^B)^2}}$	$\frac{\rho}{\sqrt[3]{(\tau^B)^2}}$	$\frac{\rho}{E_Z}$	$\frac{\rho}{\sqrt{E_b}}$	$\frac{\rho}{\sqrt[3]{G^2}}$	$\frac{\rho \cdot E_Z}{(\sigma_Z^B)^2}$
	$\frac{\rho}{\sigma_Z}$	$\frac{\rho}{\sigma_b}$	$\frac{\rho}{\tau^B}$	$\frac{\rho}{E_Z}$	$\frac{\rho}{E_b}$	$\frac{\rho}{G}$	$\frac{\rho \cdot E_Z}{(\sigma_Z^B)^2}$
	$\frac{\rho}{\sigma_Z}$	$\frac{\rho}{\sigma_b}$	$\frac{\rho}{\sqrt{\tau^B}}$	$\frac{\rho}{E_Z}$	$\frac{\rho}{E_b}$	$\frac{\rho}{\sqrt{G}}$	$\frac{\rho \cdot E_Z}{(\sigma_Z^B)^2}$
	$\frac{\rho}{\sigma_Z}$	$\frac{\rho}{\sigma_b}$	$\frac{\rho}{\sqrt{\tau^B}}$	$\frac{\rho}{E_Z}$	$\frac{\rho}{E_b}$	$\frac{\rho}{\sqrt{G}}$	$\frac{\rho \cdot E_Z}{(\sigma_Z^B)^2}$

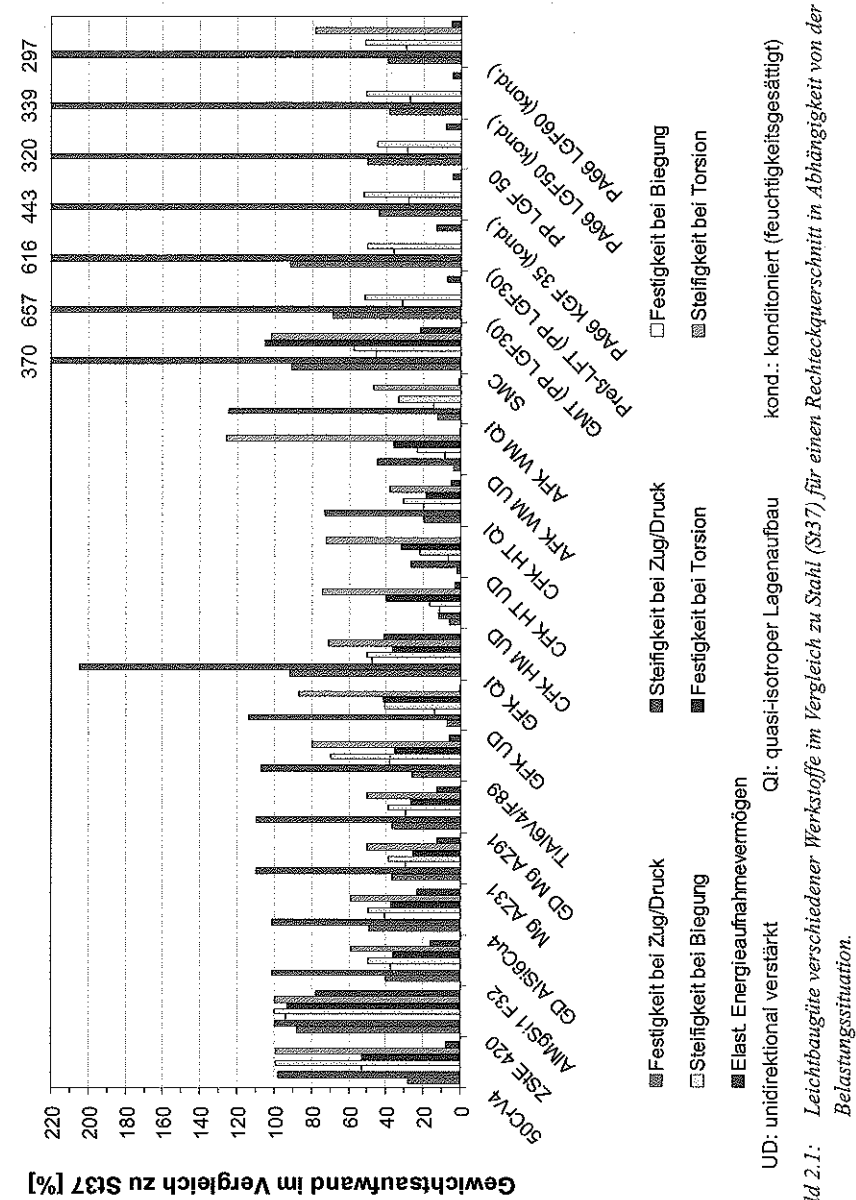


Bild 2.1: Leichtbaugüte verschiedener Werkstoffe im Vergleich zu Stahl (St37) für einen Rechteckquerschnitt in Abhängigkeit von der Belastungssituation.

Bemerkenswert ist, daß die diskontinuierlich langfaserverstärkten Thermoplaste PA66 LGF50 und PA66 LGF60 bei gleichem Gewicht bereits das Festigkeitsniveau von Aluminium erreichen, verbunden mit dem Vorteil einer großen Gestaltungsfreiheit und der Funktionsintegration durch eine mögliche Spritzgieß- oder Fließpreßverarbeitung.

Als zweites grundlegendes Leichtbauprinzip ist der *konstruktive Leichtbau* zu nennen, also die Bauweise selbst. Hierbei wird nach HERTEL [Her80] wie folgt unterschieden:

- *Differential-*,
- *Integral-*,
- *integrierende* und
- *Verbund- (Sandwich-) Bauweise*.

Integral-, integrierende und die Sandwich-Bauweise lassen sich dabei mit Hilfe der FKV-typischen Verarbeitungstechnologien besonders gut darstellen. Kommt man den Forderungen der *Werkstoff- und Fertigungsgerechtigkeit* einer Konstruktion nach, die aus den Gestaltungsprinzipien für den Entwurf eines technischen Systems herrühren, so ist zu erkennen, daß werkstofflicher und konstruktiver Leichtbau in der Regel nicht getrennt voneinander betrachtet werden können. Der Versuch, im Rahmen einer Leichtbaumaßnahme eine *reine Werkstoff-Substitution* vorzunehmen, ist daher in der Regel nicht sinnvoll, sieht man von sehr wenigen Ausnahmefällen ab. Daher sollte auch der oftmals in der Fachliteratur anzutreffende, irreführende Begriff „*Werkstoff-Substitution*“ grundsätzlich durch „*Bauteil-Substitution*“ ersetzt werden.

Die reine Werkstoff-Substitution ist nicht mit der Bezeichnung „1:1-Substitution“ oder „Direkt-Substitution“ zu verwechseln. Bei letzteren beiden Begriffen soll lediglich auf fest vorgegebene, der zu ersetzenden Komponente entsprechende Anbindungspunkte hingewiesen werden, so daß an Funktionsträgern, mit denen das neu zu konzipierende FKV-Bauteil verbunden werden soll, möglichst wenige Änderungen vorzunehmen sind. Diese rein wirtschaftlich basierte Randbedingung verhindert zwar bei vielen Substitutions-Aufgabenstellungen die Ausschöpfung der maximal zu erreichenden Vorteile der FKV-Bauweise. Dies schließt jedoch eine werkstoff- und fertigungsgerechte Bauweise der auszuführenden FKV-Komponente selbst nicht grundsätzlich aus [Puc89].

Der konstruktive Leichtbau mit FKV erfordert im Gegensatz zur Gestaltung metallischer Bauteile neben der geometrischen auch eine werkstoffliche Gestaltung, die allgemein als „*Werkstoffkonstruktion*“ bezeichnet wird. Für die Konstruktion von Hochleistungs-FKV-Bauteilen, die aus verschiedenen orientierten, orthotropen Einzelschichten aufgebaut sind, resultieren daraus *zusätzliche Entwurfsvariablen*, wie

- *Faserorientierung*,
- *Laminataufbau (Schichtfolge)*,
- *Dicke der Einzelschicht*,
- *Faseranteil* und
- *Werkstoff- und Halbzeugauswahl*,

wobei der Variation der Faserorientierung und des Laminataufbaus eine dominierende Rolle zukommt.

Die Ermittlung der resultierenden mechanischen Eigenschaften eines aus orthotropen Einzelschichten aufgebauten Hochleistungs-Faserverbundlaminates mittels der klassischen Laminattheorie wird detailliert in [Mai98], [Tsa80], [Tsa88] oder [Jon75] beschrieben. Zur Beurteilung der Festigkeit von Faserverbundlaminaten mittels geeigneter Festigkeitshypothesen wird auf [Tsa71] oder [Tho98] verwiesen.

2.2.3 Werkstoff- und fertigungsgerechte FKV-Konstruktion

Die Kopplung von geometrischer und werkstofflicher Gestaltung, einhergehend mit einer Vermehrung der Gestaltungsparameter, führt grundsätzlich zu einer Erschwerung der FKV-Bauweisenaufgabe, jedoch birgt gerade dieser vermeintliche „Nachteil“ das Potential der Werkstoffgruppe. Die Werkstoffkonstruktion ermöglicht die Konzipierung von FKV-Laminaten, die an die örtliche Beanspruchungssituation im Bauteil angepaßt sind, oftmals als werkstoffliche „*Maßschneiderung*“ bezeichnet. Dabei wird versucht, durch gezielte Nutzung der Anisotropie eine möglichst hohe und auch im gesamten Bauteil gleichmäßige Werkstoffausnutzung zu erreichen. Bild 2.2 zeigt beispielhaft die extrem richtungsabhängigen Festigkeits- und Steifigkeitskennwerte eines UD-Laminates aus kohlenstofffaserverstärktem Epoxidharz (CFK).

In Bild 2.2 wird deutlich, daß bereits eine Abweichung der Zugbelastungsrichtung x von der Faserorientierungsrichtung l um nur 5° zu einer Verringerung der Laminatsteifigkeit E_x von etwa 16 % und zu einem drastischen Abfall der Zug-Bruchfestigkeit σ_x^B von ca. 63 % führt. Eine hohe Werkstoffausnutzung wird demnach nur dann erreicht, wenn die Fasern möglichst exakt in Richtung der örtlichen Hauptnormalspannungen orientiert werden, was gleichbedeutend mit einer Ausrichtung der Fasern entlang der lokalen Kraftfluß-Pfade ist. Durch diese *beanspruchungsgerechte Werkstoffkonstruktion* haben die drastisch schwächeren Verbundeigenschaften quer zur Faserrichtung und bei Schubbeanspruchung somit nur noch geringe Auswirkungen [VDI93], [Fl93].

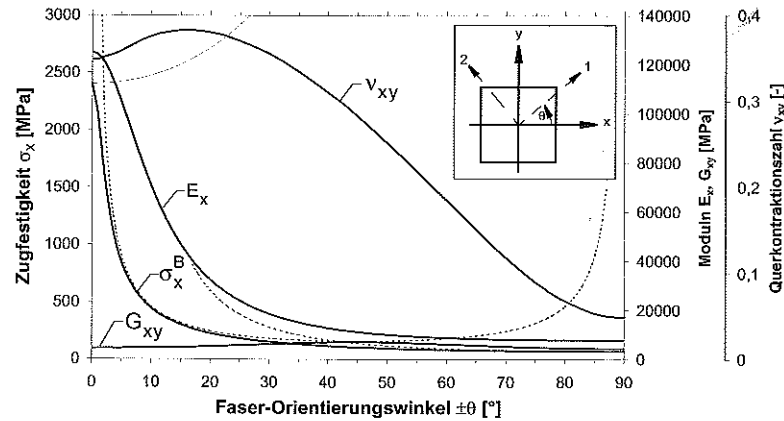


Bild 2.2: Einfluß des Faser-Orientierungswinkels auf die mechanischen Eigenschaften eines CFK-Laminates.

Der Einfluß der Faserorientierung auf die Werkstoffeigenschaften ist so dominierend, daß diese Entwurfvariable für eine werkstoffliche Bauteiloptimierung oftmals getrennt von den restlichen Konstruktionsparametern betrachtet wird. Zwar ist das Optimierungsergebnis damit nicht zwangsläufig das - im Sinne einer Leichtbaukonstruktion - absolute Optimum, jedoch liegt es in der Regel nicht weit von diesem entfernt. Vorteil der Reduzierung der Optimierungsaufgabe auf die Bestimmung der Hauptnormalspannungsrichtungen ist, daß der sehr hohe Rechenaufwand im Falle der Berücksichtigung aller Entwurfsvariablen auf diese Weise drastisch reduziert werden kann. Folge ist eine merkliche Senkung der Entwicklungskosten [Beh87].

Ausgangspunkt der rein auf die Faserorientierung ausgerichteten werkstofflichen Optimierung sei ein infinitesimal kleines, aus einer Laminatschale herausgetrenntes Flächenelement unter zweiachsiger Beanspruchung. Dieser ebene Spannungszustand (ESZ) ist durch die außen angreifenden Spannungen σ_x , σ_y und τ_{xy} charakterisiert. Die für eine beanspruchungsgerechte Faserorientierung gesuchte Hauptnormalspannungsrichtung ist durch jenen Schnittwinkel α_H im Flächenelement gekennzeichnet, bei dem die Normalspannungen in der gedachten Schnittebene σ_α Extremwerte annehmen und die dortigen Schubspannungen τ_α verschwinden. Dies kann anhand geometrischer und trigonometrischer Betrachtungen am „MOHRschen Spannungskreis“ nochmals veranschaulicht werden (Bild 2.3).

Dazu werden in einem den ebenen Spannungszustand abbildenden σ - τ -Koordinatensystem die gegebenen äußeren Normalspannungen σ_x und σ_y auf der σ -Achse markiert. Ferner wird an einer der Normalspannungen der Schubspannungsvektor τ_{xy} abgetragen. Das Zentrum des

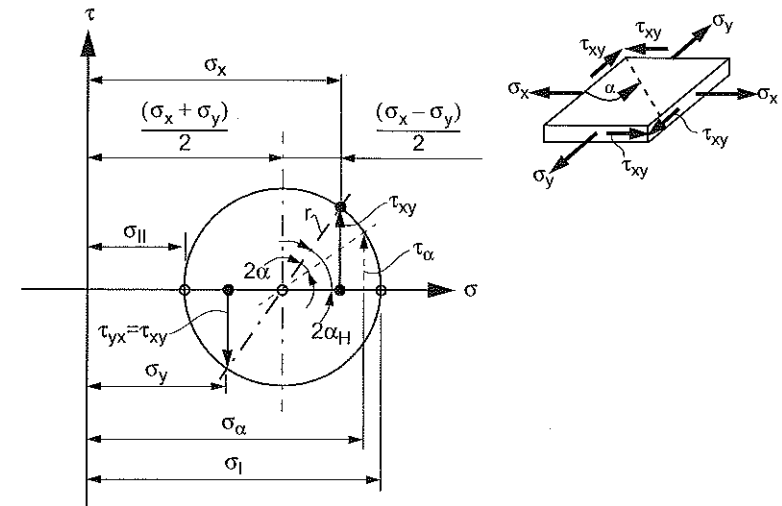


Bild 2.3: „MOHRscher Spannungskreis“ für den ebenen Spannungszustand (ESZ) zur trigonometrischen Ermittlung der Hauptnormalspannungen σ_I und σ_{II} sowie des zugehörigen Hauptnormalspannungswinkels α_H .

Spannungskreises ergibt sich somit mittig zwischen den Normalspannungskomponenten σ_x und σ_y auf der σ -Achse, der Kreisradius r wird durch den Abstand zwischen dem Ende des Schubspannungsvektors τ_{xy} und dem Kreiszentrum beschrieben.

Der „MOHRsche Spannungskreis“ kann zur zeichnerischen Spannungstransformation in beliebige Schnittwinkel α mit der zugehörigen Normal- und Schubspannung σ_α bzw. τ_α sowie zur graphischen Bestimmung des zugehörigen Hauptnormalspannungswinkels α_H herangezogen werden, wie dies Bild 2.3 zeigt. Die geometrische Betrachtung führt dabei zu folgender Kreisgleichung (Gleichung 2.1):

$$r^2 = \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2 = \left[\sigma_\alpha - \left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)\right]^2 + \tau_\alpha^2. \quad (2.1)$$

Wird in Gleichung 2.1 entsprechend der Definition der Hauptnormalspannungsrichtung α_H die Schubspannung τ_α zu Null gesetzt und nach σ_α aufgelöst, so ergeben sich die Hauptnormalspannungen σ_I und σ_{II} gemäß Gleichung 2.2 zu:

$$\sigma_{I, II} = \sigma_{\alpha} (\tau_{\alpha}=0) = \frac{(\sigma_x + \sigma_y)}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.2)$$

Schließlich kann der Hauptnormalspannungswinkel α_H aus den trigonometrischen Verhältnissen am Spannungskreis mit folgender Beziehung berechnet werden:

$$\tan(2\alpha_H) = \frac{2 \cdot \tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (2.3)$$

Sind umgekehrt die Hauptnormalspannungen σ_I und σ_{II} in der zugehörigen Schnittebene unter dem Winkel α_H gegeben, so können die äußeren Normal- und Schubspannungen σ_x , σ_y bzw. τ_{xy} wie folgt errechnet werden:

$$\sigma_{x, y} = \frac{(\sigma_I + \sigma_{II})}{2} \mp \frac{(\sigma_I - \sigma_{II})}{2} \cdot \cos(2\alpha_H) \quad (2.4)$$

und

$$\tau_{xy} = \frac{(\sigma_I - \sigma_{II})}{2} \cdot \sin(2\alpha_H) \quad (2.5)$$

Weiter bei der FKV-Bauweisenentwicklung grundsätzlich von der metallischen Konstruktionsweise abweichend ist, daß der Entstehungsprozeß des Faserverbundwerkstoffes mit der Bauteilherstellung einhergeht und somit die engere Betrachtung geeigneter Fertigungsverfahren bereits am Ende der Planungsphase erfolgen muß. Als Entscheidungshilfen bei der Auswahl geeigneter Fertigungsverfahren dienen neben dem Kostenaspekt insbesondere die Merkmale

- *Verarbeitbarkeit von Kurz- oder Langfasern,*
- *Verarbeitung thermoplastischer oder duromer Matrixsysteme,*
- *Reproduzierbarkeit und Qualität der Faserausrichtung,*
- *erzielbare Fasergehalte,*
- *mögliche geometrische Komplexität,*
- *mögliche Oberflächenqualität (z. B. „Class-A“),*
- *Taktzeit (spezifische Ausbringung) und*
- *Automatisierbarkeit.*

Aufgrund des oben erläuterten hohen Einflusses der Faserorientierung auf die mechanischen Eigenschaften des Verbundes spielt bei der Auswahl eines geeigneten Fertigungsverfahrens insbesondere die damit erzielbare Reproduzierbarkeit und Qualität der Faserausrichtung eine entscheidende Rolle. Für den Fahrzeugbau muß zudem berücksichtigt werden, daß das

gewählte Fertigungsverfahren großserientauglich und wirtschaftlich vertretbar ist. Dies ist nur bei entsprechend hoher Automatisierbarkeit und Prozesssicherheit des gewählten Fertigungsverfahrens gegeben.

2.2.4 Konstruktionsablauf bei der FKV-Bauweisenentwicklung

Die Interaktion von geometrischer Gestaltung, Werkstoffkonstruktion und gewähltem Fertigungsprozeß führt bei der FKV-Bauweisenentwicklung zwangsläufig zu einer Konstruktions-systematik, die im Vergleich zu metallischen Konstruktionen ein weitreichendes Umdenken erfordert. Zwar folgt der *Konstruktionsablauf für FKV-Bauteile* im wesentlichen der klassischen Vorgehensweise mit den vier Hauptphasen [Pah86], [VDI93], [Sel93]

- *Planung,*
- *Konzeption,*
- *Entwurf und*
- *Ausarbeitung,*

jedoch erfordern die werkstofflichen Besonderheiten der FKV zum Teil konstruktionsphasen-übergreifende Iterationsschleifen, wie dies Bild 2.4 verdeutlicht. Die Iterationsschleifen haben zur Aufgabe, die aus der erhöhten Anzahl von Entwurfsvariablen oftmals resultierenden Inkompatibilitäten mit vorab definierten Randbedingungen schrittweise zu reduzieren, so daß schließlich alle im Lastenheft definierten Anforderungen und Funktionen optimal erfüllt werden.

Ziel der FKV-Bauweisenentwicklung ist es, die Potentiale der FKV insbesondere hinsichtlich Leichtbau und Funktionsintegration (Teilereduktion) zu nutzen und eine möglichst wirtschaftliche FKV-Lösung trotz meist hoher Werkstoffkosten zu schaffen.

Planungsphase

Neben der eigentlichen Definition der Konstruktionsaufgabe in Form eines Pflichten- und Lastenheftes sowie einer eingehenden System- und Funktionsanalyse kommt der *Planungsphase* für FKV-Bauteile in Grenzen die Bedeutung einer Machbarkeitsstudie zu. Nach WIEDEMANN [Wie89] gilt es dabei, bereits im Vorfeld eine Reihe von Aufgabenfeldern für das zu konzipierende Gesamtsystem und zugehörige Systemgruppen abzuklären. Gemäß Tabelle 2.3 fällt hierbei dem sogenannten „Strukturkennwert“ eine besondere Rolle zu. Hierunter wird das Verhältnis zwischen zu tragender Last und zur Verfügung stehendem Konstruktionsraum verstanden, was anschaulich auch als „Beanspruchungsdichte“ bezeichnet werden kann.

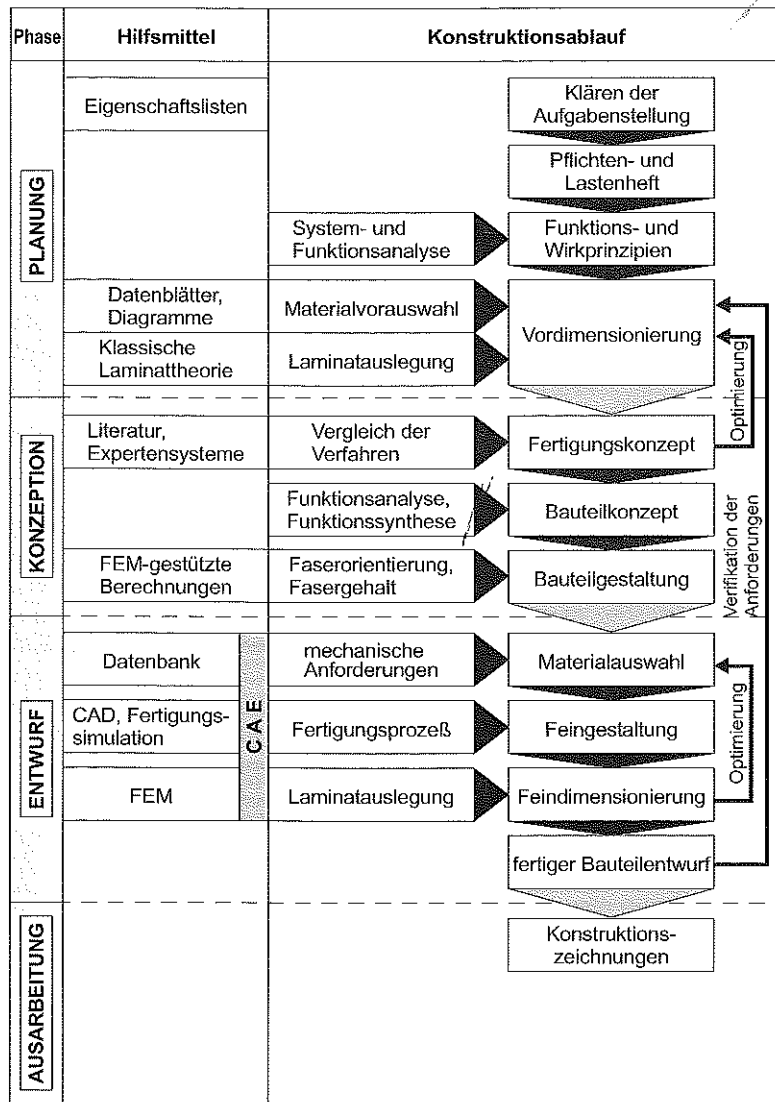


Bild 2.4: Verallgemeinerter Konstruktionsablauf bei der FKV-Bauweisenentwicklung in Anlehnung an [VDI93] und [Sel93].

Tabelle 2.3: In der Planungsphase im Sinne des Leichtbaus zu berücksichtigende Aufgabenfelder in Abhängigkeit vom Strukturkennwert (in Anlehnung an [Wie89]).

	klein ←	Strukturkennwert	→ groß
	Steifigkeit ● globale Verformung ● statische Stabilität (Knicken, Beulen) ● Schwingungsverhalten	Dimensionierung auf	Festigkeit ● lokale Spannungen ● Kräfteinleitungen (Anschlüsse, Fügungen) ● Strukturermüdung
Analyse	Näherung	Rechenverfahren	möglichst genau
	niedrig	Spannungsniveau	hoch
	geometrisch	Nichtlinearität	werkstofflich
	Elastizitäts-Theorie	mechanische Grundlage	Bruchmechanik (Festigkeits-hypothesen)
	statische Versuche	Nachweis	Betriebsversuche
Synthese	Gewichtsminimum	Ziel	Spannungsausgleich
	feingliedrig	Gestaltung	kerbarm
	differential	Bauweise	integral
	Bauweise	Verbesserung	Werkstoff
	hoch	Eigengewicht-Einfluß	gering
Sicherheit	Philosophie ● Schadenstoleranz, Schadensfreiheit („Safe-Life-Design“) ● Ausfallsicherheit („Fail-Safe-Design“)		

Der Strukturkennwert dient der Kategorisierung der Aufgabenstellung in die Dimensionierungs-Grundtypen *Steifigkeits-* oder *Festigkeitsproblem*. Hieraus können weitreichende Zieldefinitionen für die Konstruktionsanalyse, die Konstruktions-synthese und hinsichtlich des anzustrebenden Sicherheitskonzeptes abgeleitet werden. Bereits am Ende der Planungsphase steht eine überschlägige Bauteildimensionierung (Vordimensionierung), der eine erste Material-Vorauswahl und Laminatauslegung vorausgegangen ist.

Konzeptionsphase

Die *Konzeptionsphase* für FKV-Bauteile hat zur Aufgabe, auf der Grundlage der Planungsphase ein schlüssiges Bauteilkonzept zu entwickeln. Dazu werden mögliche Fertigungsvarianten bewertet und eine favorisiert. Lassen sich das Fertigungs- und Bauteilkonzept nicht mit den Anforderungen in Einklang bringen, so müssen bereits hier in einem ersten Iterationsschritt

Änderungen in der Materialvorauswahl und der Laminatauslegung vorgenommen werden, um mit geänderten Randbedingungen erneut in die Konzeptphase einzusteigen.

Der Übergang vom Bauteilkonzept zur Bauteilgestaltung erfordert bei der modernen FKV-Bauweisenentwicklung bereits in dieser frühen Phase des Konstruktionsprozesses den Einsatz computergestützter Konstruktions- und Berechnungswerkzeuge, was allgemein unter dem Begriff des „Computer Aided Engineering“ (CAE) zusammengefaßt wird [VDI75]. Es werden dazu auf seiten der Konstruktion flächen- oder volumenorientierte 3D-CAD- (Computer Aided Design) Systeme eingesetzt. Da zur Erreichung einer möglichst hohen *Leichtbaugüte* eine hohe Werkstoffausnutzung angestrebt werden muß, hat dies eine Reduzierung der werkstofflichen Sicherheitsreserven zur Folge. Spannungs- und Verformungszustände müssen daher bei gegebenen Lasten besonders detailliert und zudem in verschiedenen Iterationsschleifen mehrfach analysiert werden. Hier hat sich die Spannungs- und Verformungsanalyse auf der Basis der Finite-Elemente-Methode (FEM) als geeignetes Dimensionierungswerkzeug für sowohl statische als auch dynamische Aufgabenstellungen durchgesetzt. Dazu werden die Geometriedaten aus dem CAD-System mittels geeigneter Schnittstellen in das FEM-Programm übernommen und dort für die Berechnung aufbereitet. Bei Bedarf können in der Berechnung ermittelte Geometriedaten wieder an die Konstruktion zurückgegeben werden.

Der intensive Einsatz rechnergestützter Entwicklungswerkzeuge bei der FKV-Bauweisenentwicklung ist nicht zuletzt auch deshalb unverzichtbar, weil heutige Produkt-Entwicklungsprozesse firmenintern und durch die oftmals enge Zusammenarbeit mit externen Partnern auf verschiedenen Ebenen parallel ablaufen. Bei diesem sogenannten „Simultaneous Engineering“ müssen aktuelle Entwicklungsstände zu jeder Zeit schnell ausgetauscht werden können. Dadurch kann auch den immer kürzer werdenden Produktentwicklungszyklen Rechnung getragen werden.

Nach Abschluß der konzeptionellen Bauteilgestaltung stehen bereits das *Fertigungskonzept*, die zu realisierende *Faserorientierung* und der erforderliche *Fasergehalt auf der Basis des zu Beginn gewählten Werkstoffes* fest.

Entwurfsphase

Aufbauend auf den Ergebnissen der Planung und Konzeption hat die *Entwurfsphase* die Erstellung eines fertigen FKV-Bauteilentwurfs auf der Basis eines weitgehend festgelegten Fertigungskonzeptes zur Aufgabe. Hierzu wird in mehreren Iterationsschleifen die geometrische und werkstoffliche Gestaltung des FKV-Bauteils solange verfeinert, bis ein zuvor definiertes Optimum erreicht ist. Besonders in dieser Phase nimmt die intensive Begleitung des Konstruktionsprozesses durch CAD, computergestützte Simulationen sowie zur strukturellen Auslegung sowie die Fertigungsprozeß-Simulation auf der Basis der FEM einen

besonderen Stellenwert ein. Führen geometrische und werkstoffliche Variationen nicht zur Erfüllung der Anforderungen, so kann dies nur auf nicht umsetzbare Überlegungen in der Planungsphase zurückgeführt werden. Demnach muß auch dort nochmals angesetzt werden, um mit veränderten Randbedingungen erneut die Konzeptions- und Entwurfsphase zu durchlaufen.

Ausarbeitungsphase

Erfüllt der fertige Bauteilentwurf alle Punkte des Pflichtenheftes, so kann analog zum klassischen Konstruktionsablauf mit der *Ausarbeitungsphase* begonnen werden. Diese beinhaltet primär die Erstellung von Fertigungsunterlagen in Form von Konstruktionszeichnungen. Durch den heute üblichen intensiven Rechnereinsatz und die oftmals hohe Bauteilkomplexität von FKV-Konstruktionen werden jedoch zunehmend nur noch Übersichtszeichnungen mit Hauptabmessungen erstellt. Detaillierte Produktinformationen werden in diesem Falle fast ausschließlich in Produktdaten-Modellen gehalten. Für eine etwaige Werkzeugkonstruktion und -fertigung werden die CAD-Daten direkt weiterverarbeitet und anschließend beispielsweise für die Generierung von NC-Fräsdaten verwendet. Diese CAD/CAM-Kopplung (CAM steht für „Computer Aided Manufacturing“) wird zudem zur Generierung von Steuerdaten für das „Rapid Prototyping“ - darunter versteht man die schnelle Erstellung von Prototypen, wie beispielsweise mittels Stereolithographie oder dem Fräsen - direkt aus den CAD-Daten. Neuere Schnittstellen für den rechnerbasierten Daten-Austausch wie beispielsweise STEP (Standard for the Exchange of Product Model Data) sind zudem darauf ausgelegt, vollständige Produktdatenmodelle zu handhaben, die neben den volumenorientierten CAD-Daten auch Informationen zum gesamten Produktlebenszyklus einschließlich der Produkt-Entsorgung bereitstellen [Dan97], [Ste95].

2.3 Krafteinleitungen in FKV-Bauteile

Die werkstoff- und fertigungsgerechte Gestaltung von Krafteinleitungsbereichen in FKV-Bauteile ist grundlegender Bestandteil einer jeden Substitutionsaufgabe. Durch Diskontinuitäten von

- Last,
- Querschnitt / Formgestaltung und
- Werkstoff

kommt es in FKV-Krafteinleitungsbereichen zu Störungen des gleichförmigen Spannungsfeldes. Dies versucht man durch eine werkstoffgerechte Ausführung des Krafteinleitungsbereiches zu verhindern. Problematisch ist eine hieraus resultierende geometrische Gestaltung, die ein Hindernis bei der Integration des FKV-Bauteils in die übergeordnete Struktur darstellt und

zu einem überproportional großen Fertigungsaufwand führt. Demnach hat die Gestaltung des Krafteinleitungsbereiches großen Einfluß auf die Funktionstüchtigkeit und Wirtschaftlichkeit des gesamten FKV-Bauteils. Besondere Bedeutung erhält die Gestaltung von Krafteinleitungen dadurch, daß deren unsachgemäße Ausführung zu einer Aufhebung oder sogar Überkompensierung der zuvor durch FKV-Leichtbau erzielten Gewichtersparnis führen kann.

Betrachtet man den in Kapitel 2.2.4 diskutierten Strukturkennwert einer Krafteinleitung, so ist aufgrund der dortigen hohen „Beanspruchungsdichte“ in der Regel von einem *Festigkeitsproblem* auszugehen. Dies rührt daher, daß die zu übertragenden Lasten - verglichen mit der Gesamtstruktur - in sehr kleinen Laminatbereichen konzentriert eingeleitet werden. Zu berücksichtigen ist auch, daß die substituierende FKV-Konstruktion im Fahrzeugbau meist von metallischen Funktionsträgern umgeben ist, so daß die Krafteinleitungsaufgabe auch Aspekte wie das unterschiedliche thermische Ausdehnungsverhalten (Entstehung von Eigenspannungen) und die elektrochemische Korrosion (Kontaktkorrosion) berücksichtigen muß.

2.3.1 Arten und Mechanismen der Krafteinleitung in FKV-Strukturen

Wurde im vorangegangenen Kapitel deutlich, daß gerade die richtungsabhängigen mechanischen und physikalischen Eigenschaften der Faserverbunde einen Großteil deren Einsatzpotentials beinhalten, so muß die Anisotropie bei der Gestaltung von Krafteinleitungsbereichen eher als nachteilig angesehen werden. In Krafteinleitungszonen herrschen in der Regel dreidimensionale Spannungs- und Dehnungszustände, die keine Vorzugs-Beanspruchungsrichtung aufweisen und somit idealerweise nach einem isotropen Werkstoff verlangen [Scm98].

Ordnet man Verbindungen nach dem Wirkprinzip [Kol79], so können die *Krafteinleitungsarten*

- *Kraftschluß (Reibschluß)*,
- *Formschluß-* und
- *Stoffschluß*

sowie Kombinationen daraus herangezogen werden, die jeweils *lösbar*, *bedingt lösbar* oder *nicht lösbar* sind [Sth88]. Tabelle 2.4 zeigt analog dieser Einteilung mögliche Unterarten, die beispielsweise auch für die Anbindung von FKV-Bauteilen an Metalle zum Einsatz kommen.

Tabelle 2.4: Mögliche Verbindungstechniken für FKV-Strukturen.

Krafteinleitungsarten in FKV		
kraftschlüssig	formschlüssig	stoffschlüssig
<ul style="list-style-type: none"> ● Preßverbindung - längs - quer ● Klemm-/Spannverbindung 	<ul style="list-style-type: none"> ● Schlaufenverbindung ● Bolzenverbindung - Nietverbindung - Schraubverbindung ● formschlüssige Integration ● Polygonverbindung ● Vielkantverbindung ● Vielzahnverbindung 	<ul style="list-style-type: none"> ● Kleben - einschnittig - zweischnittig ● Schweißen (bei Thermoplastmatrix)

In FKV-Bauteilen werden die Kräfte vorzugsweise von den Fasern übernommen. Daraus folgt, daß die Definition einer werkstoffgerechten Krafteinleitung in bezug auf FKV insbesondere mit „Fasergerechtigkeit“ verknüpft ist. Die Krafteinleitung in den Werkstoff erfolgt jedoch stets über die Bauteiloberfläche, die bei den FKV in der Regel von der Matrix gebildet wird. Als praxisrelevante *Mechanismen der Kraftübertragung* in FKV können daher ausschließlich

- *Schub* und
- *Druck*

oder deren Kombination unterschieden werden [Mül91]. Theoretisch ist auch eine Kraftübertragung durch die direkte Anbindung der Fasern alleinig über *Zug* in Form einer stoffschlüssigen Verbindung - bei FKV vorzugsweise mittels Kleben - möglich. Dies erfordert jedoch die Anbindung in Form eines stumpfen Stoßes, der aufgrund der für den Kleber ungünstigen Zugbeanspruchung wenig tragfähig und daher unbedeutend für die Praxis ist. Alternativ kann eine Schäftung zur Anwendung kommen, bei der die Fügeflächen durch das Anfasen beider Verbindungspartner einen Winkel zur Beanspruchungsrichtung einnehmen und somit die einachsige Zugbeanspruchung im Kleber anteilig in eine klebegerechte Schubbeanspruchung umgewandelt wird [Sta97].

2.3.2 Werkstoff- und fertigungsgerechte Krafteinleitungen in FKV-Bauteile

Stellt bei rein schubbelasteten Krafteinleitungen - bei Faserverbunden sind dies in der Regel Klebeverbindungen - die interlaminae Scherfestigkeit des Faserverbundes bzw. die Scherfestigkeit des Klebers die begrenzende Größe dar, so wird bei einer durch Drucknormalkräfte induzierten Krafteinleitung (kraft- und formschlüssige Verbindungen) ein dreidimensionaler Spannungs- und Dehnungszustand im FKV hervorgerufen, der zu einer Druck- und infolge der Querkontraktion zu einer Zugbeanspruchung des FKV quer zur Faserrichtung führt. Kann die Matrix dabei ihre Stützwirkung nicht mehr aufrechterhalten, so kommt es zur Delamination.

Es wird deutlich, daß mit keinem der möglichen Kraftübertragungsmechanismen die hohe Zugfestigkeit der Fasern ausgenutzt werden kann. Um die Spannungen und Dehnungen in der Krafteinleitungszone gering zu halten, muß daher stets eine großflächige Verbindung mit niedriger Flächenpressung angestrebt werden [Sca92]. Bild 2.5 zeigt einige typische ausgeführte Krafteinleitungen, die insbesondere für die Anbindung kontinuierlich faserverstärkter Kunststoffe an Metallstrukturen zum Einsatz kommen.

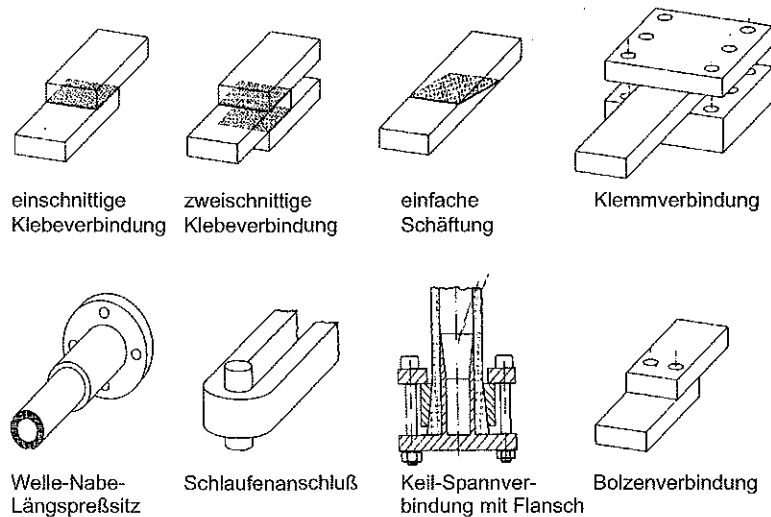


Bild 2.5: Häufig anzutreffende Verbindungstechniken zur stoff-, kraft- und formschlüssigen Krafteinleitung in FKV [Scm98].

Nicht alle in Bild 2.5 dargestellten Verbindungstechniken stellen werkstoffgerechte Krafteinleitungen dar. Insbesondere die Bolzenverbindung ist nicht fasergerecht, da der FKV hierzu durchbohrt wird und dies mit einer Durchtrennung der Fasern, gleichbedeutend mit einer Unterbrechung des Kraftflusses in den Fasern, einhergeht. Trotzdem wird diese Verbindungsart für FKV vielfältig eingesetzt, weil sie zum einen bereits aus dem Maschinenbau gut bekannt ist und auch im Flugzeugbau eine seit Jahrzehnten erprobte Technik - vielfach in Kombination mit einer zusätzlichen Klebung - darstellt. Zum anderen weisen Bolzenverbindungen bei Überbeanspruchung in der Regel ein ausgesprochen „gutmütiges Versagensverhalten“ (gutes „Damage-Tolerance“-Verhalten, siehe auch Tabelle 2.3) auf, d. h. sie versagen nicht abrupt katastrophal.

Der Schlaufenanschluß hingegen, der über die Kombination von Schub und Druck Kräfte überträgt, stellt eine ausgesprochen fasergerechte Art der Krafteinleitung in FKV dar. Da die maximal zu übertragende Kraft bei der Schlaufenverbindung mit abnehmendem Verhältnis des Außen- zum Innenradius steigt, ist es günstig, bei großen zu übertragenden Kräften eine Aufspaltung der Schlaufe in riemenartige Einzelschlaufen zu einer sogenannten „Schlaufenkaskade“ vorzunehmen [Scm98].

Zusammenfassend können nach [Sta97] folgende *Gestaltungsregeln für Krafteinleitungen in FKV-Bauteile* angeführt werden:

- Die Tragfähigkeit der Krafteinleitung muß so dimensioniert sein, daß die betriebsbedingten Lasten dauerhaft ertragen werden können und ein Versagen immer außerhalb der Krafteinleitungsstelle eintritt.
- Durch unterschiedliche thermische Ausdehnungskoeffizienten verschiedenartiger Werkstoffpaarungen hervorgerufene Eigenspannungen dürfen nicht zu Vorschädigungen führen.
- Die für die Krafteinleitung gewählte Gestaltungsweise muß funktionalen Anforderungen, wie Tausch- oder Lösbarkeit sowie dem zur Verfügung stehenden Bauraum gerecht werden.
- Die Zunahme von Gewicht und beanspruchtem Bauraum durch Krafteinleitungen ist zu minimieren.
- Eine FKV-gerechte Krafteinleitung muß das anisotrope Werkstoffverhalten und die der FKV-Technologie eigenen Fertigungsverfahren berücksichtigen, um wirtschaftlichen Anforderungen zu genügen.
- Die Steifigkeit der Krafteinleitung darf im Gesamtsystem keine zusätzliche Nachgiebigkeit darstellen oder muß genau jene Weichheit besitzen, die zur Erfüllung einer bestimmten Funktion gefordert wird.
- Krafteinleitungsbereiche in FKV-Komponenten müssen möglichst großflächig ausgeführt werden, um insbesondere bei kraftschlüssigen Verbindungen (z. B. Spann-/Klemmverbindung) eine lokale Spannungs- oder Dehnungsüberhöhung des Werkstoffes durch zu hohe Flächenpressung zu vermeiden.
- Grundsätzlich sind bei verschiedenartigen Werkstoffpaarungen - insbesondere bei der Verbindung von kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff (CFK) und Aluminium oder Stahl - deren Unterschiede im elektrochemischen Spannungspotential zu beachten, um Kontaktkorrosion zu vermeiden. Läßt sich eine solche Werkstoffkombination nicht vermeiden, so sind die Kontaktflächen mit Hilfe geeigneter Isolationswerkstoffe, wie Elastomeren, Titan, Edelstahl oder Korrosionsschutzpasten voneinander zu trennen.

Im folgenden soll auf einige im Fahrzeugbau bereits ausgeführte bzw. grundsätzlich denkbare *Welle-Nabe-Verbindungen* zur *Krafteinleitung in torsionsbelastete FKV-Hohlwellen* sowie auf *Krafteinleitungen in FKV-Blattfeder-Elemente* eingegangen werden, da sie besondere Relevanz für die in Kapitel 4 vorgestellte Fahrzeug-Hinterachskonstruktion besitzen.

2.3.3 Welle-Nabe-Verbindungen für torsionsbelastete FKV-Hohlwellen

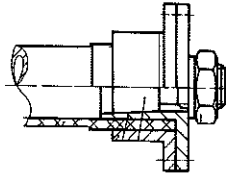
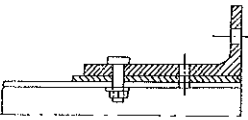
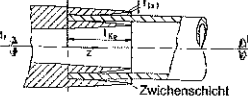
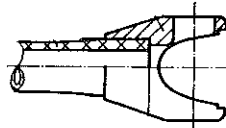
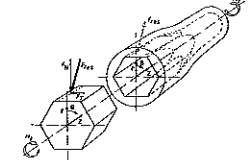
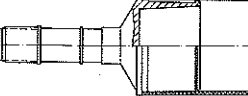
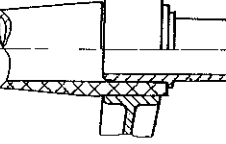
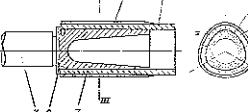
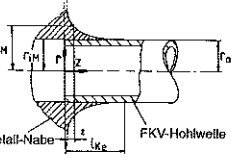
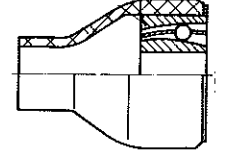
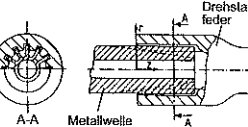

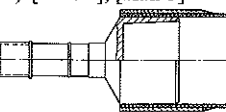
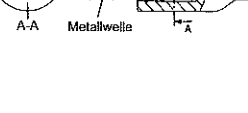
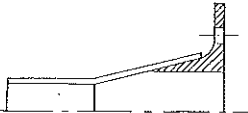
Wie in Kapitel 1.2.3 beschrieben, können durch den Einsatz von torsionsbelasteten FKV-Hohlwellen als Antriebswellen (Kardanwellen und Seitenwellen) und als Drehstabfedern (Drehstab-Tragfedern, Stabilisator-Drehstabfedern) merklliche Gewichts-, Komfort- und Sicherheitsvorteile erzielt werden. Diese Fahrzeugkomponenten sind hochdynamisch wechselnd (Antriebswellen und Stabilisatoren) oder schwellend (Tragfedern) belastet, so daß der werkstoffgerechten, betriebsfesten Momenteneinleitung in diese Bauteile eine besondere Bedeutung zukommt. Analog zu den Ausführungen in Kapitel 2.2.3 zu beanspruchungsgerecht gestalteten FKV-Bauteilen weisen Drehstab-Tragfedern und Stabilisator-Drehrohrfedern Faserwickelwinkel von $\pm 45^\circ$, entsprechend den Hauptnormalspannungsrichtungen bei reiner Schubbelastung, auf. Somit werden die Fasern alleinig auf Zug und Druck beansprucht, was auch in der für die gewählte Geometrie maximal erzielbaren Torsionsfestigkeit und -steifigkeit resultiert. Tabelle 2.5 zeigt nach Krafteinleitungsprinzipien geordnet bislang bekannte, zum Teil bereits dauererprobte Krafteinleitungen in torsionsbeanspruchten Hohlwellen aus glasfaserverstärktem Kunststoff (GFK), die im Wickelverfahren hergestellt wurden.

Grundsätzlich können in Tabelle 2.5 Lösungen für Welle-Nabe-Verbindungen unterschieden werden, bei denen fertigungstechnisch günstige, den Rohrquerschnitt beibehaltende Rohrenden zum Einsatz kommen, die durch einfaches Ablängen entstehen, beispielsweise im Rahmen einer Großserienfertigung mit kontinuierlich arbeitender Ringfadenaugen-Wickelanlage. Vertreter dieser Lösungen sind die kraftschlüssigen Verbindungen *a* bis *c* und *e*, die formschlüssige Verbindung *f* sowie die Klebeverbindungen *j* bis *l*.

Die verbleibenden Lösungsvorschläge erfordern speziell präparierte Rohrenden, die entweder einen zusätzlichen Fertigungsschritt erfordern - Lösungen *i* und *m* - oder eine kontinuierliche Fertigung infolge einer Querschnittsveränderung des Rohrendes (kreisrunder oder nicht kreisrunder Querschnitt) verhindern, wie die Lösungen *d*, *g* bis *n* und *o*.

Ferner sind Lösungen ersichtlich, die eine nur einseitige Anbindung der FKV-Rohrwandung vorsehen, wie die kraftschlüssigen Lösungen *b*, *d*, *f*, *g*, *i* und *k* bis *n*. Alle übrigen Varianten umschließen die Rohrwandung beidseitig, um so eine Verkürzung der zur Torsionsmomentübertragung notwendigen Einspannlänge zu erzielen.

Tabelle 2.5: *Welle-Nabe-Verbindungen zur Anbindung torsionsbleasteter FKV-Hohlwellen an metallische Fahrzeugstrukturen.*

Welle-Nabe-Verbindungen für torsionsbelastete FKV-Hohlwellen		
kraftschlüssig	formschlüssig	stoffschlüssig
<p>Spannverbindung</p> <p>a) [Rau88], [Göt91]</p> 	<p>Bolzenverbindung</p> <p>f) [Nor81]</p> 	<p>Klebung</p> <p>j) mit schubweicher Zwischenschicht [Rau88]</p> 
<p>Preßverbindung, längs</p> <p>b) [Göt91]</p> 	<p>Vielkantverbindung</p> <p>g) [Rau88]</p> 	<p>k) mit konischer Klebefuge [Hof94]</p> 
<p>c) [Göt91]</p> 	<p>Polygonverbindung</p> <p>h) [Noh92]</p> 	<p>l) mit torsionsweicher Metallnabe [Rau88]</p> 
<p>d) [Scr88]</p> 	<p>Vielzahnverbindung</p> <p>i) mit biegeweichen Zähnen / gekrümmten Zahnflanken [Rau88]</p> 	<p>m) mit gestufter Schäftung [Nor81]</p> 
<p>Preßverbindung, quer</p> <p>e) [Hof94], [Hal93]</p> 	<p>n) mit konischer Überlappung [Nor81]</p> 	<p>o) mit konischer Überlappung [Nor81]</p> 

Besonders zu erwähnen ist hierbei der von RAU [Rau88] erarbeitete Vorschlag j), durch Variation der Klebspalthöhe $t(z)$ über der Einspannlänge l_{ke} einen ideal konstanten Schubspannungsverlauf in der Fügung zu erhalten. Die Tauglichkeit für eine Serienanwendung muß für diese Lösung jedoch in Frage gestellt werden.

Abgesehen von der abgesetzten Klebeverbindung m ist bei den vorgeschlagenen kraft- und stoffschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen mit zylindrischen Fügeflächen denkbar, eine formschlüssige Verbindung zu überlagern. Dies bietet sich insbesondere bei den Längspreßverbindungen an, indem die Fügefläche der metallische Nabe mit axialen Rillen versehen wird, die sich beim Einpressen der FKV-Hohlwelle in diese einarbeiten. Die Kombination von Kraft- und Formschluß kommt bei der Lösung d für eine Pkw-Seitenwelle zum Einsatz. Weiter ist bei den vorgestellten formschlüssigen Verbindungen eine zusätzliche „Sicherung“ durch einen Kleber üblich [Sca92], wie beispielsweise bei der Vielkantverbindung g für eine Pkw-Drehstab-Tragfeder sowie der Polygonwelle h für eine Pkw-Kardanwelle.

Kraftschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen

Die in Tabelle 2.5 dargestellte Spannverbindung für eine kurze Pkw-Drehstab-Tragfeder a) sowie die Längspreßverbindungen für eine drehelastische Motorrad-Kardanwelle b) und einen Lkw-Stabilisator c wurden bereits in Kapitel 1.2 ausführlich vorgestellt und können grundsätzlich als dauerhaft eingestuft werden. Nachteilig bei der vorgestellten Spannverbindung a) ist die Spanntechnik, die zwar zuverlässig und gut dosierbar, jedoch aufwendig und daher für eine Großserienfertigung zu teuer ist.

Bei der von SCHREIBER [Scr88] vorgestellten Längspreßverbindung d für eine Pkw-Seitenwelle (siehe auch Kapitel 1.2, Bild 1.21 b) wird das Torsionsmoment mittels eines aufgeweiteten FKV-Rohrendes über die Kombination von Kraft- und Formschluß übertragen. Die Gestaltungsweise ermöglicht vorteilhaft die Aufnahme der Gleichlaufgelenke in den glockenförmigen Rohrenden und hat sich in einstufigen Wechsellastversuchen von ± 1200 Nm sowie Fahrversuchen als voll einsatztauglich erwiesen.

Die Quer-Preßverbindung e [Hof94] kann zur Aufbringung der Preßkraft mit einem aufgeschumpften Metallring oder einem mit hoher Fadenvorspannung umfangsgewickelten FKV-Ring ausgeführt sein. Die Drehmomentübertragung kann bei Bedarf durch eine axiale Riefung in der Metallnabe unterstützt werden. In [Hal93] wird eine mit dieser Verbindungstechnik in Serie gefertigte crash-kompatible Kardanwelle für den US-amerikanischen Markt beschrieben, bei der die metallische Nabe einen axialen Anschlag in Form eines radialen Bundes aufweist. Im Falle eines Crashes wird die Nabe über den Metallbund axial gegen die FKV-Welle geschoben und leitet deren progressives Versagen ein, bei dem vorteilhaft Energie absorbiert wird [Mai90] (siehe auch Kapitel 1.2). Bei dieser Ausführung ist die Nabe nicht mit axialen Riefen

versehen, und es kommt ein Metall-Spannring zum Einsatz. Die Kraftübertragung erfolgt hier ausschließlich über Kraftschluß.

Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen

Die Bolzenverbindung stellt bekanntermaßen keine FKV-gerechte Verbindungstechnik dar, da Bohrungen den Kraftfluß in den Fasern unterbrechen und hieraus kerbinduzierte Spannungsüberhöhungen resultieren können. Bei den in [Nor81] beschriebenen Untersuchungen mit CFK-Rohren und zwischen Rohrwandung und Metall-Nabe eingefügter GFK-Zwischenschicht versagte die Krafteinleitung in den Übergängen der GFK-Zwischenschicht zur CFK-Wandung bei einem aufgebracht statischen Drehmoment von etwa 750 Nm. Dies läßt auf einen zu großen Steifigkeitssprung und dadurch induzierte Spannungsüberhöhungen in diesem Bereich schließen.

Die ebenfalls von RAU [Rau88] untersuchte Drehstab-Tragfeder g mit Innensechskant erwies sich im Vergleich zu anderen Vielkantlösungen als die fertigungstechnisch günstigste, jedoch war sie aufgrund der durch den Sechskant bei Torsion induzierten Radialkräfte nicht dauerhaft (Sprengwirkung).

Polygonverbindungen für Antriebswellen h wurden detailliert von NOHR [Noh92] untersucht. Sie bieten den Vorteil, daß aufgrund der Querschnittsgestaltung kaum Kerbwirkung auftritt. Wie bei der Vielkantverbindung g bewirkt das Torsionsmoment auch hier ein Aufspreizen des Rohres, was durch eine umfangsgewickelte GFK-Bandage verhindert werden kann. Der an den Enden nicht zylindrische Wickelkern muß aufwendig mittels einer Polygonschleifmaschine gefertigt werden und ist daher sehr teuer.

RAU [Rau88] beschreibt in seiner Arbeit auch Vielzahnverbindungen mit gekrümmten oder biegeweichen Zähnen, die eine Torsionsmomentübertragung mit über der Einspannung ideal konstantem Schubspannungsverlauf ermöglichen sollen. Wie aus Lösung i ersichtlich, ist diese Krafteinleitungsart aufgrund der aufwendigen Zahnfertigung durch spanabhebende Verfahren kostspielig. Die Funktionstüchtigkeit aus technischer Sicht ist grundsätzlich gegeben.

Stoffschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen

Neben der oben beschriebenen formschlüssigen Vielkant- und Vielzahn-Welle-Nabe-Verbindung stellt RAU [Rau88] in seiner Arbeit auch Klebeverbindungen vor, bei denen durch die spezielle Gestaltung der Einspannung ein konstanter Schubspannungsverlauf entsteht.

Bei Lösung j kommt dazu eine schubweiche Zwischenschicht - beispielsweise ausschließlich Kleber oder ein am Metall und an der FKV-Hohlwelle anvulkanisiertes Elastomer - zum Ein-

satz. Die Dicke der Zwischenschicht $t(z)$ muß sich dazu quadratisch über der Einspannlänge in Richtung des frei tordierten Rohres erhöhen. Ein schubweicher Werkstoff mit der hier geforderten Schubfestigkeit ist in der Praxis jedoch nicht verfügbar, so daß die Lösung rein theoretischen Charakter besitzt.

Die auch von RAU [Rau88] betrachtete stoffschlüssige Welle-Nabe-Verbindung mit torsionsweicher Metallnabe l , bei der die Kraftübertragung allein über die äußere Mantelfläche des FKV-Rohres erfolgt, beabsichtigt ebenfalls einen konstanten Schubspannungsverlauf über der Einspannlänge. Für die Metallnabe wird ein vergleichsweise schubweicher Werkstoff, beispielsweise Aluminium, gewählt. Der Außendurchmesser der Nabe muß dazu in vierter Potenz über der Einspannlänge in Richtung des frei tordierenden Rohres abfallen. Die für reale Verhältnisse daraus resultierende maximale Schubspannung in der Metallnabe wird von keinem verfügbaren Metallwerkstoff ertragen, so daß auch diese Lösung theoretischer Natur ist.

Die von HOFFMANN [Hof94] vorgestellte Klebeverbindung k mit konischer Klebefuge ist tauglich für den Serieneinsatz. Sie bietet durch zwei Stützstellen auf der Metallnabe eine sehr gute Zentrierung der FKV-Welle. Der Kleber wird nach dem Einführen der Nabe in das FKV-Rohr über zwei gegenüberliegende Bohrungen in den konischen Klebespalt eingespritzt. Die Konizität des Spaltes unterstützt durch Kapilarwirkung dessen vollständige Füllung. Die Füllungskontrolle und garantierte Luftfreiheit der Klebung erfolgt über das Heraustreten des Klebers an der zweiten Bohrung und einer weiteren Entlüftungsöffnung.

NORWOOD und BROWN [Nor81] untersuchten neben der bereits vorgestellten Bolzenverbindung f auch die Tragfähigkeit zweier rein stoffschlüssiger Verbindungen an CFK-Hohlwellen mit Aluminium-Naben, zum einen mit gestufter Schäftung, Lösung m , und zum anderen mit konischer Überlappung, Variante n . Die Schäftung bei m wurde kraftflußgerecht gestaltet, indem die Wanddicke beider Verbindungspartner gestuft ausläuft. Bei der Fertigung war das Aufschieben des CFK-Rohres und vor allem das Aufbringen der Pressung zur Sicherstellung einer qualitativ hochwertigen Klebeverbindung schwierig. Neben dem hohen Fertigungsaufwand zur Herstellung der paßgenauen Stufungen von Welle und Nabe wurde das CFK-Rohr dadurch so geschwächt, daß es am Übergang zum Aluminium-Nabenflansch versagte. Die konische Überlappung gemäß Lösung n hingegen ertrug statische Torsionsmomente bis zu 1230 Nm und übertrug damit im Vergleich zu der Bolzenverbindung und der gestuften Schäftung die höchste Last.

2.3.4 Krafteinleitungen in FKV-Blattfeder-Elemente

Bei den meisten in der Literatur beschriebenen FKV-Blattfederelementen für den Fahrzeugbau handelt es sich um unidirektional (UD-) verstärkte FKV-Bauteile, die insbesondere im Nutzfahrzeugbau als Direkt-Substitution, d. h. unter Beibehaltung der Anschlußmaße von mehr-


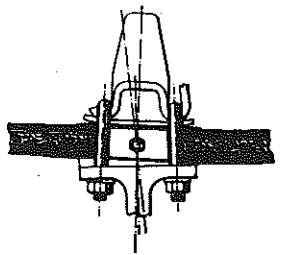
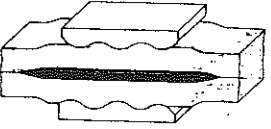

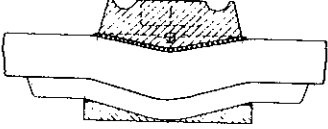
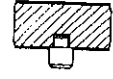
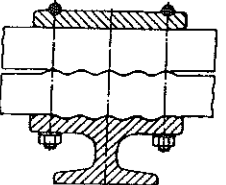
blättrigen Stahl-Blattfederpaketen eingesetzt werden. In Kapitel 1.2.3 wurde hierzu bereits ein Anwendungsbeispiel für einen leichten Transporter angeführt. Eine besondere Bedeutung für die Betriebssicherheit einer FKV-Blattfeder kommt der Krafteinleitung zu, die im Falle einer Nfz-Blattfeder - in der Regel als GFK-Parabelblattfeder ausgeführt - alle am Radaufstandspunkt (RAP) angreifenden Kräfte, also Vertikal- (Federn), Längs- (Beschleunigen/Verzögern) und Seitenkräfte (Kurvenfahrt) aufnehmen muß. GÖTTE [Göt89] stellt hierzu in seiner Arbeit bisher vorgeschlagene Krafteinleitungen für in Fahrzeuglängsachse orientierte Nfz-Blattfedern aus UD-GFK dar. Analog zur klassischen Bauweise von ein- oder mehrblättrigen Blattfederelementen aus Federstahl werden dabei zum einen *Ein- und Zweipunkt-Mitteneinspannungen* zur Befestigung des gesamten Federkörpers an der Nfz-Starrachse und zum anderen *Federaugen* zur drehbaren Anbindung des Federkörpers am Fahrzeugrahmen unterschieden. Die Längenzunahme des in der Regel vorgekrümmten Blattfederelementes durch dessen Aufstrecken beim Durchfedern wird über konventionelle Pendelstützen an einem der Lageraugen kompensiert. Die Pendelstütze übernimmt demnach die Funktion eines Loslagers.

Mitteneinspannungen von FKV-Blattfederelementen

Gemäß Tabelle 2.6 können bei den bekannten Krafteinleitungsarten für *Einpunkt-Mitteneinspannungen* außen und innen formschlüssige Varianten unterschieden werden. Ziel bei der Gestaltung von Mitteneinspannungen für Nfz-Blattfedern ist es, den bei Stahl-Blattfederpaketen üblichen, sogenannten Herzbolzen, der zum Verspannen eines oder mehrerer Federblätter mittig in Dickenrichtung durch alle Federn hindurchgeführt wird, durch eine betriebssichere Konstruktion zu ersetzen, die kein Durchbohren der FKV-Blattfedern in Dickenrichtung erfordert. Das für Stahl-Blattfedern seit Jahrzehnten bewährte Grundprinzip, das Federelement mittels eines hoch vorgespannten Federbügels - Briedenverspannung genannt - an der Fahrzeugachse zu befestigen, soll dabei beibehalten bleiben.

Bei den Lösungsvorschlägen in Tabelle 2.6 zum *äußeren Formschluß* von Mitteneinspannungen werden die Verspannkräfte direkt senkrecht über die Federoberfläche oder über dortige spezielle formgebende Maßnahmen, wie wellenförmige Verbreiterungen/Erhebungen oder Vertiefungen *an den seitlichen Flächen der Feder* (Lösung *a*) eingeleitet. Alternativ erfolgt die Verspannung durch wellenförmige Erhebungen oder Vertiefungen *auf der Feder-Ober- oder Unterseite* (Varianten *b* bis *d*). Der Formschluß ist dabei insbesondere auf die Übertragung von Längskräften ausgerichtet, die Querkraftkomponente wird mittels reinem Kraftschluß übertragen. Alle Verspannungen stellen sicher, daß ein seitliches Herausrutschen des Blattfederelementes aus der Spanneinheit durch Anschlagen an die Briedenbügel ausgeschlossen werden kann. Die Vorspannkraft des Verspannelementes muß so gewählt werden, daß zum einen die zulässige Flächenpressung des FKV nicht überschritten wird und zum anderen eine sichere Kraftübertragung während der gesamten Betriebsdauer trotz der zu erwartenden Kriechvorgänge im FKV sichergestellt ist.

Tabelle 2.6: Mitteneinspannungen für ein- und mehrblättrige FKV-Blattfedern [Göt89].

Einpunkt-Mitteneinspannungen für FKV-Blattfedern	
außen formschlüssig	innen formschlüssig
a) Formschluß an der Seite 	e) 
b) Formschluß an Ober- und Unterseite 	f) 
c) Formschluß an Ober- und Unterseite 	g) 
d) Formschluß an Unterseite 	

Von GÖTTE [Göt89] erwähnte Untersuchungen zum Abfall der Briedenvorspannung an FKV-Blattfedern haben gezeigt, daß dies bei werkstoff- und fertigungsgerechter Gestaltung der Krafteinleitung möglich ist. Die in Tabelle 2.6 aufgeführten Varianten zum *inneren Formschluß* bei FKV-Blattfeder-Mitteneinspannungen beinhalten eine Kraftübertragung im wesentlichen innerhalb des Blattfederelementes, entweder mit Hilfe einer *Durchgangsbohrung in der Neutralebene* (in Feder-Breitenrichtung) zur Aufnahme eines Durchgangsbolzens (Lösungen e und f) oder in Form einer oder mehrerer Sacklochbohrungen bis zur Neutralebene (in Feder-Dickenrichtung) auf der Feder-Druckseite (Variante g). Bei letzterer Variante wird die Sacklochbohrung entweder über vergleichsweise problematisches Bohren eingebracht oder vorteilhaft noch im Naßzustand des Werkstoffes eingeformt.

Grundsätzlich vorteilhaft beim Übergang von der Einspannstelle in den ungestörten Blattfederbereich ist ein möglichst geringer Steifigkeitssprung. Erreicht werden kann dies beispielsweise mit der in Tabelle 2.6 c dargestellten Lösungsvariante, bei der in der Einspannstelle ein zusätzliches plattenförmiges Element, das über den eigentlichen Einspannbereich hinausragt, unterlegt wird. In diesem Falle eine GFK-Platte aus dem gleichen Werkstoff wie die Blattfeder selbst. Bild 2.6 zeigt ergänzend eine ausgeführte Briedenverspannung mit beidseitig des Feder-elementes unterlegten Stahl-Andruckplatten, die seitlich deutlich über den eigentlichen Einspannbereich hinausragen.

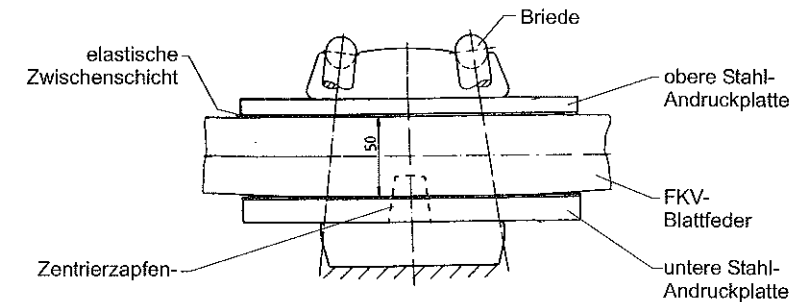


Bild 2.6: FKV-Blattfeder-Mitteneinspannung als Briedenverspannung mit verlängerter Stahl-Andruckplatte [Göt89].

Die Kraftübertragung erfolgt in diesem Falle über eine Kombination von Kraft- und Formschluß. Der Formschluß wird dabei über einen in der Breite und Länge der Einspannung mittig positionierten metallischen Zapfen gemäß Tabelle 3.6 g sichergestellt, der bis zur Neutralebene in die Blattfeder eintaucht (verdeckt dargestellt). Das Sackloch im Blattfederelement wird wiederum im Naßzustand eingeformt.

Die Betriebssicherheit der in Bild 2.6 dargestellten Einspannung konnte experimentell nachgewiesen werden. Dabei erwies es sich als erforderlich, zwischen die metallischen Andruckplatten und die FKV-Blattfeder eine elastische Zwischenschicht aus glasgewebeerstärkten Epoxidharz mit einer Schichtdicke von etwa 1,5 mm einzubringen. Dies führte zu einer vorteilhaften Homogenisierung der Druckverteilung im Federkörper. Zugleich ermöglicht die elastische Zwischenschicht Relativbewegungen zwischen Federkörper und Andruckplatten und verringert den Verschleiß sowie den damit einhergehenden Abfall der Vorspannkraft erheblich. Als besonders geeignet haben sich Zwischenschichten aus thermoplastischen FKV wie Polyurethan (PUR) und auch solche mit PTFE-Beschichtung erwiesen.

Verschiedene Finite-Elemente-Rechnungen und darauf basierende experimentelle Untersuchungen ergaben zudem, daß ein Spalt im Bereich des Auslaufs zwischen den Andruckplatten und der FKV-Blattfeder nochmals zu einer Verringerung der Beanspruchung des FKV beiträgt. Jedoch muß das Eindringen von Schmutzpartikeln in diesen Spalt und ein damit einhergehender erhöhter Verschleiß der Reibpartner befürchtet werden, was diese Lösung insbesondere für den Nfz-Bereich als nicht praxisgerecht erscheinen läßt.

Federaugen von FKV-Blattfederelementen

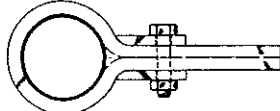
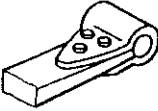
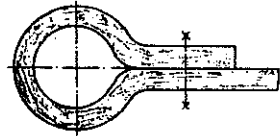
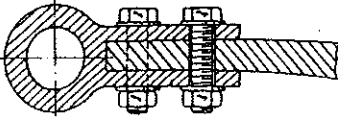

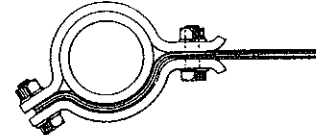
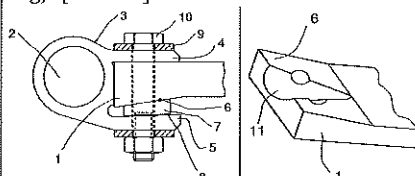
Tabelle 2.7 zeigt eine Auswahl der von GÖTTE [Göt89] zusammengetragenen Lösungsvorschläge (Lösungen a bis f) und eine vorgeschlagene Variante der BASF (Lösung g) [EPA91b] zur Gestaltung der Federaugenbereiche von FKV-Blattfederelementen. Dabei kann zwischen *integrierten* und *differentiellen* Gestaltungsweisen von Federaugen unterschieden werden. Innerhalb der integrierten Federaugen-Varianten sind zudem *geschlossene* und *offene* Bauweisen bekannt.

Zur Herstellung von im FKV-Blattfederelement *integrierten*, *geschlossenen Federaugen* werden mit Harz imprägnierte Faserrovings um zwei auf Abstand gehaltene Bolzen gewickelt. Im Anschluß wird das gesamte, nasse Fasergebilde in ein Formwerkzeug eingelegt und zu einer Blattfeder verpreßt. Die durch die Bolzen an den Federenden bereits vorgeformten Federaugen werden dabei in geeignet ausgestalteten Bereichen des Formwerkzeuges fertiggeformt. Es sind ausschließlich Lösungsvorschläge zu integrierten, geschlossenen Federaugen bekannt, bei denen der Bereich, in dem sich das eigentliche Federelement spaltet und das Federauge ausbildet, zusätzlich geklemmt wird (Lösung Tabelle 2.7 a). Grund hierfür sind dort herrschende hohe Zugnormal- und Schubspannungen in Feder-Dickenrichtung, die in der Regel zu einer Spaltung des Laminates in der Neutralebene führen.

Offene, integrierte Federaugen können vorzugsweise durch Umlegen von Prepregs um einen Dorn erzeugt werden. Dabei sind solche Ausführungsformen bekannt, die nach dem Federaugenbereich parallel zum eigentlichen Federkörper auslaufen, um dort nochmals mit diesem form- oder kraftschlüssig verbunden zu werden (Bauart Tabelle 2.7 b). Andere Lösungsvorschläge sehen vor, das Ende des Federauges mit einem verbleibenden Spalt zum eigentlichen Federkörper anzuformen (Variante Tabelle 2.7 c).

Versuche haben gezeigt, daß lediglich solche integrierten Federaugenlösungen betriebsfest sind, bei denen zusätzliche Klemmelemente eingesetzt wurden. Die erhöhten Kosten einer integrierten Fertigung sind jedoch gerade nur dann gerechtfertigt, wenn solche Zusatzelemente nicht benötigt werden. Daher blieb der Einsatz in FKV-Blattfederelemente integrierter Federaugen bisher aus.

Tabelle 2.7: Gestaltung der Federenden von FKV-Blattfederelementen für Nutzfahrzeuge [Göt89].

Federaugen von FKV-Blattfedern	
integriert	differentiell
a) geschlossen	d)
	
b) offen	e)
	
c) offen	f)
	
	g) [EPA91b]
	

Bei *differentiell gestalteten Federaugenbereichen* wird das Federauge separat aus Stahl oder Aluminium gefertigt und an den FKV-Blattfederenden geeignet befestigt (Varianten Tabelle 2.7 d bis g). Aus Sicherheitsgründen kommen in der Regel nur Kombinationen aus form- und kraftschlüssigen oder kraft- und stoffschlüssigen Verbindungen zum Einsatz. Werden zur Aufbringung von Klemmkraft Schraubverbindungen eingesetzt, die den Federkörper durchdringen, so muß die FKV-Blattfeder im Anbindungsbereich nachteilig mit einer oder mehreren Bohrungen versehen werden. Sollen durch die Bohrungen, die bekanntlich eine Unterbrechung des Kraftflusses darstellen, nur geringe Kerbspannungen im FKV induziert werden, so müssen die Biegespannungen möglichst vollständig vor Erreichen der ersten Bohrung aus dem Federbereich in das Krafteinleitungselement eingeleitet worden sein. Dies gelingt umso eher, je wei-

ter die Durchgangsbohrung vom Beginn des Krafteinleitungsbereiches entfernt angeordnet ist. Daher wird von GÖTTE [Göt89] für Variante Tabelle 2.7 f auch eine abgeänderte Ausführung beschrieben, bei der die zur Federmitte hingewandte Schraubenverbindung durch eine reine Klemmverbindung mit einer die Krafteinleitung und den Federquerschnitt umgebenden Stahlklammer ersetzt wurde und somit betriebsfest war. Da die Beanspruchung des Federaugenbereiches allgemein deutlich unter der des Mitteneinspannungsbereiches liegt, spielen Relativbewegungen zwischen den Verbindungspartnern und damit einhergehende Verschleißeffekte bei anmontierten Federaugen eine nur untergeordnete Rolle.

3 Substitution von Fahrzeugsitz-Strukturkomponenten

3.1 Aufbau und Anforderungsprofil moderner Fahrzeugsitze

Dem Fahrzeugsitz als Schnittstelle zwischen Fahrzeug und Mensch kommt in bezug auf

- *passive und aktive Insassensicherheit* (Betriebsfestigkeit, Crash),
- *Komfort* (Anthropometrie, Ergonomie, Schwingungsverhalten, Klimaphysiologie) und
- *Design* (Optik, Haptik)

eine Schlüsselrolle zu [Kra98], [Hei88]. Bevor im folgenden die Substitution ausgewählter Fahrzeugsitz-Strukturkomponenten durch eine FKV-Bauweise behandelt wird, sollen zunächst der Aufbau von heutigen Fahrzeugsitzen in metallischer Bauweise betrachtet und deren sicherheitstechnische Anforderungen aufgezeigt werden. Bild 3.1 stellt dazu den prinzipiellen Aufbau eines konventionellen vorderen Fahrzeugsitzes mit metallischer Rahmen-Tragstruktur, unterteilt in die Hauptkomponenten *Sitz*, *Rückenlehne* und *Kopfstütze* sowie deren Unterkomponenten dar.

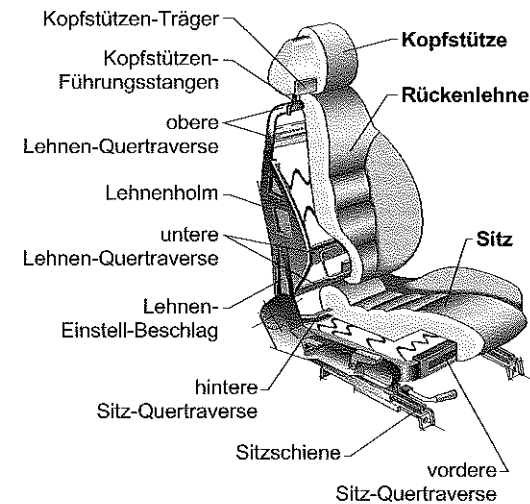


Bild 3.1: Prinzipieller Aufbau eines vorderen Pkw-Sitzes in metallischer Rahmenbauweise (Quelle Grafik: MICROGRAFX).

Die Kopfstütze kann dabei wie in Bild 3.1 dargestellt separat an der Rückenlehne - meist in Höhe und Neigung verstellbar - angebracht oder auch integrierter Bestandteil der Rückenleh-

nen-Rahmenstruktur sein. Letztere Variante ist eine zumeist für den Sportwagenbereich favorisierte Lösung, die keine Einstellmöglichkeit der Kopfstütze bietet.

Der Beitrag, den eine Sitzanlage zur Gewichtsreduzierung eines Fahrzeuges leisten kann, wird an folgender Gewichts Betrachtung deutlich. Der Anteil der gesamten Sitzanlage eines modernen Mittelklasse-Fahrzeuges am Fahrzeugleergewicht beträgt etwa 5 - 8 % [Mun95]. Bild 3.2 zeigt hierzu, wie sich das Gesamtgewicht der Sitzanlage auf deren einzelne Komponenten verteilt.

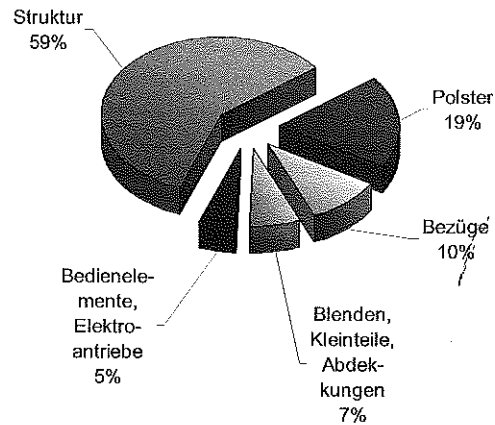


Bild 3.2: Gewichts aufteilung einer typischen Sitzanlage für ein Mittelklasse-Fahrzeug mit metallischer Sitzstruktur und Textilbezügen [Mun95].

Man kann erkennen, daß der Großteil des Sitzgewichtes mit knapp 60 % auf die metallische Sitz-Tragstruktur entfällt. Dies entspricht etwa 3 - 5 % des Fahrzeugleergewichtes oder absolut betrachtet 50 bis 85 kg. Daraus folgt, daß neben einer Verringerung des Polstergewichtes insbesondere Leichtbaumaßnahmen an der metallischen Sitzstruktur lohnend erscheinen.

Auf der Suche nach neuen Leichtbauweisen für Sitzstrukturen durch den Einsatz von FKV muß zunächst deren Belastungssituation analysiert werden. Die Sitz-Tragstruktur muß einmal die *Gebrauchslasten* dauerhaft ertragen, d. h. betriebsfest sein und weiter im Zusammenwirken mit den anderen passiven und aktiven Fahrzeug-Sicherheitseinrichtungen wie Sicherheitsgurt und verschiedenen Airbag-Systemen bei den Unfallszenarien *Frontal-, Heck- und Seitenaufprall* bestmöglichen Schutz bieten. Bild 3.3 verdeutlicht hierzu die aus den Unfallsituationen resultierenden extremen Lastfälle für eine vordere Fahrzeugsitzstruktur. Die Unfallstatistik weist aus, daß es sich bei 46,5 % aller aufgezeichneten Unfälle um Frontal-, bei 6,2 % um Sei-

ten- und bei 46,0 % um Heck-Kollisionen handelt. Die verbleibenden 1,3 % sind Fahrzeug-überschlägen zuzuordnen [Sie98].

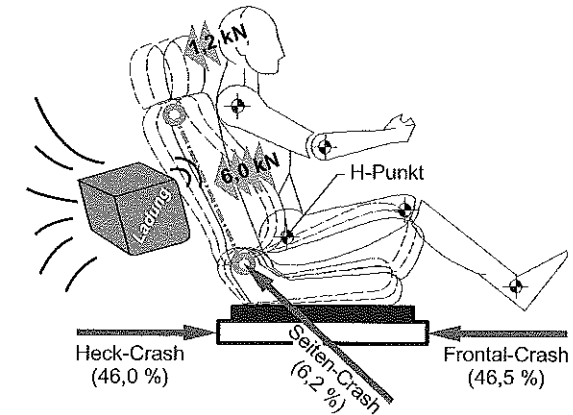


Bild 3.3: Bei verschiedenen Unfallszenarien von der Pkw-Sitzstruktur zu bestehende Lastfälle (Quelle Grafik: MICROGRAFX).

Es darf im Zuge von Leichtbaumaßnahmen nicht vergessen werden, daß die Abnahme des Fahrzeugleergewichtes bei einer Kollision mit einem ungleich schwereren Unfallgegner zu besonders hohen Beschleunigungen des leichteren Fahrzeuges und damit zu höheren Kräften auf die Insassen führt. Grund hierfür ist die geringere Massenträgheit des Leichtfahrzeuges. Damit steigen die Anforderungen an Fahrzeugsitze bezüglich Verformungsverhalten und Festigkeit nochmals drastisch [Wal97a], [Wal97b].

Rückenlehnen-Rahmenstrukturen von Fahrer- und Beifahrersitzen, die sich in der Regel aus den beiden Lehnholmen sowie der oberen und unteren Lehn-Quertraverse zusammensetzen, werden bei allen in Bild 3.3 dargestellten Unfallsituationen besonders hoch belastet. Dies ist darin begründet, daß die obere Quertraverse einer Vordersitz-Rückenlehne im Gegensatz zu Fond-Sitzanlagen nicht direkt an der Fahrzeugstruktur abgestützt werden kann. Somit müssen die vom Insassen in die vordere Rückenlehnen-Struktur eingebrachten Kräfte im gesamten über den Lehneneinsteller und den Sitzrahmen in die Fahrzeug-Bodenstruktur geleitet werden. Die Lehnstruktur wird in diesem Falle als einseitig im Lehneneinsteller eingespannter Biegeträger (Kragträger) betrachtet.

Die „Economic Commission for Europe“ (ECE) der Europäischen Union hat zur Definition und Vereinheitlichung von Sicherheitsstandards für Kraftfahrzeuge und ihre Anhänger in Europa das sogenannte „ECE-Regelwerk“ geschaffen [Mat88]. Die für Fahrzeugsitze und ihre

Kopfstützen zu bestehenden Lastfälle und deren Prüfung sind dabei in den Regelungen ECE-R 17 [ERL99a] und ECE-R 25 [ERL99b] festgeschrieben, die als Grundlage der im folgenden beschriebenen *allgemeinen Anforderungen*, der zu ertragenden *statischen Ersatzlasten* und der *Dauerfestigkeits-Anforderungen* dienen:

Allgemeine Anforderungen

- Recycling-Fähigkeit (entsprechende Verbindungstechnik), am besten Neuprodukt innerhalb System „Sitz“
- Bauteil muß ein „gutmütiges“ Versagensverhalten bei Überlast aufweisen, d. h. Erstversagen ohne offene Bruchflächen
- Bauteil muß den bei Transport, Lagerung und Montage auftretenden Beanspruchungen ohne Beschädigung oder unzulässige Verformungen widerstehen
- Stückzahl: 250000/Jahr
- Formstabilität und Festigkeit bei Temperaturen von -40 °C bis 80 °C
- 15 Jahre Daueralterungsbeständigkeit.

Statische Ersatzlasten

- Aufnahme einer statischen Ersatzlast von 6 kN entgegengesetzt der Fahrtrichtung (Bild 3.4 a):
- Aufnahme der durch eine Kopfkugel ($d = 165\text{ mm}$) aufgebrachtene statische Last auf die Kopfstütze von 1200 N, wobei diese in der maximal nach oben einstellbaren Position verweilt (Bild 3.4 b):
 - Kraftangriffspunkt: $s = 65\text{ mm}$ unterhalb der Oberkante der Kopfstütze und mittig der Kopfstützenbreite
 - Kraftangriffsrichtung: senkrecht zur Verbindungsgeraden von H-Punkt und Kraftangriffspunkt.

Ersatzlasten für kurzzeitige dynamische und zyklische (Betriebsfestigkeit) Belastungen

- Aufnahme der kinetischen Energie einer im Fallpendelversuch aufschlagenden Kopfkugel ($d = 165\text{ mm}$, $m = 6,8\text{ kg}$) mit einer Aufschlaggeschwindigkeit $v \geq 6,7\text{ m/s}$ (dynamischer Kopfaufschlag), wobei die Kopfstütze in der maximal nach oben einstellbaren Position verweilt (Bild 3.4 b):
 - Kraftangriffspunkt: $s = 65\text{ mm}$ unterhalb der Oberkante der Kopfstütze und mittig der Kopfstützenbreite
 - Kraftangriffsrichtung: senkrecht zur Verbindungsgeraden von H-Punkt und Kraftangriffspunkt

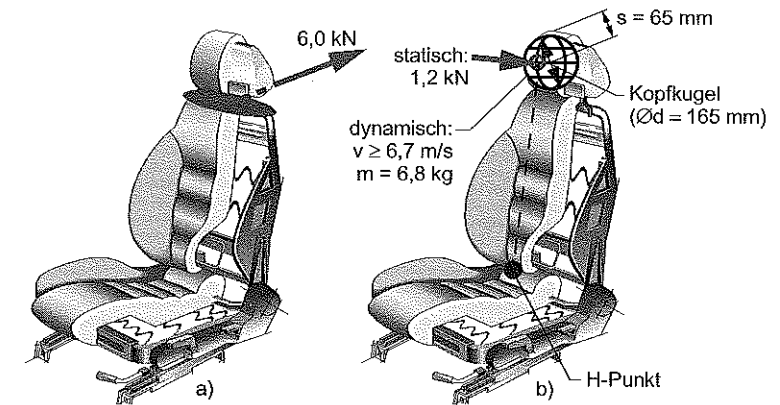


Bild 3.4: (a) Statische Ersatzlast an der Rückenlehnen-Struktur und (b) statische und kurzzeitige dynamische Ersatzlasten (Fallpendel-Aufschlag mit Kopfkugel) auf die Kopfstütze (Quelle Grafik: MICROGRAFX).

- Betriebsfestigkeitsprüfung mit konstanter Amplitude oder mit stochastischer Anregung zur Simulation realitätsnaher Gebrauchslasten entgegengesetzt und quer zur Fahrtrichtung (Bild 3.5)
- Ziele der Betriebsfestigkeitsprüfung sind:
 - kein Bruch
 - kein Anriß
 - keine Funktionsbeeinträchtigung
 - keine störenden Geräusche während und nach der Prüfung.

Bevor eine Bewertung des Substitutionspotentials von Elementen der Rückenlehnen-Rahmenstruktur durch eine FKV-Bauweise vorgenommen werden kann, wird im folgenden auf die zuvor aufgeführten Unfalltypen und die daraus für die Vordersitz-Rückenlehne und den Insassen resultierenden Belastungen eingegangen. Dabei wird das heute überwiegend zum Einsatz kommende Sicherheitsgurt-Konzept zugrunde gelegt, bei dem der obere Gurtspunkt an der B-Säule des Fahrzeuges befestigt ist. Daraus resultieren im Gegensatz zu Gurtintegralsitzen (GIS) beim Frontalaufprall keine zusätzlichen Belastungen für die Rückenlehne infolge einer asymmetrisch angreifenden Gurtkraft.

3.1.1 Heckaufprall

Der Heckaufprall stellt die höchsten Anforderungen an die Rückenlehnen-Struktur eines vorderen Fahrzeugsitzes. Beim Heckaufprall wird der Insasse durch seine Massenträgheit und die Vorwärtsbeschleunigung des Fahrzeuges mit umgerechnet bis zu 6,0 kN in die Rückenlehne

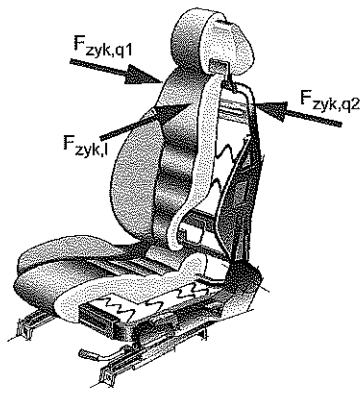


Bild 3.5: Dauerhaft von der Rückenlehnen-Struktur zu ertragende zyklische Belastungen F_{zyk} (Quelle Grafik: MICROGRAFX).

gepreßt. Die daraus resultierenden hohen Biegebelastungen müssen von den Lehnenholmen aufgenommen werden. In der Einspannstelle der Lehnenholme, dem Lehneneinsteller, treten dabei Drehmomente von bis zu 2,3 kNm auf [Mun95]. Das zeitverzögerte Auftreffen des Hinterkopfes auf die Kopfstütze führt zu einer zeitlich versetzten, nochmaligen Belastung der Lehnensstruktur von bis zu 1,2 kN, die von der oberen Lehnens-Quertraverse und der dortigen der Kopfstützenverankerung aufgenommen werden muß.

Im Zusammenwirken mit der Kopfstütze muß die Rückenlehnen-Struktur die kinetische Energie des Insassen aufnehmen, ohne dabei offene Bruchflächen auszubilden oder gar katastrophal zu versagen (Trennbruch). Durch ein „gutnütziges“ Versagensverhalten der Rückenlehnen-Struktur müssen dabei die Reaktionskräfte auf den Insassen auf einem „erträglichen“ Niveau gehalten werden. Daraus resultieren bei metallischen Sitzstrukturen bleibende Deformationswege am oberen Lehnenholme von bis zu $w_{LH} = 150$ mm [Ste97c].

Bei der Lehnenholm-Gestaltung stehen für die Funktion „Energieaufnahme durch bleibende Deformation“ zwei Lösungsprinzipien zur Auswahl, wie dies Bild 3.6 zeigt. Zum einen kann das Versagen der Struktur durch ein oder mehrere, von der eigentlichen Holmstruktur getrennte Crash- oder Versagenselemente übernommen werden, die ab einer definierten Grenzbelastung progressiv versagen (Differenzialbauweise, Bild 3.6 a). Zum anderen kann bei Verwendung metallischer Werkstoffe für die Lehnenholme deren plastisches Deformationsvermögen ausgenutzt werden. Dabei wird angestrebt, daß sich der Lehnenholm aus ergonomischen Gründen möglichst gleichmäßig über der Länge bleibend verformt (Integralbauweise, Bild 3.6 b).

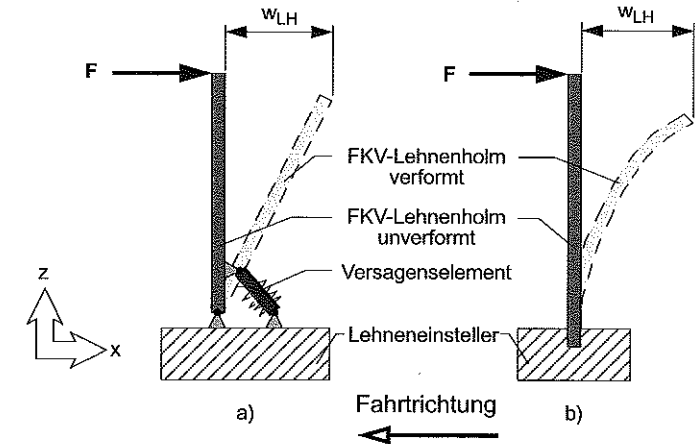


Bild 3.6: Energieaufnahme des Lehnenholmes beim Heckaufprall durch (a)bleibende Deformation eines separaten Versagenselementes im Einspannbereich mit starrem Lehnenholm (differenzielle Lösung) und (b)bleibende Deformation des Lehnenholms selbst (integrierte Lösung).

Rekonstruktionen des Unfallgeschehens beim Heckaufprall im Falle einer ungünstigen Rückenlehnenkonstruktion und nicht vorhandener oder falsch positionierter Kopfstütze haben gezeigt, daß ausgehend von einer senkrechten Haltung der Halswirbelsäule (HWS) (Bild 3.7 a) zuerst der Oberkörper in die Rückenlehnenpolsterung eintaucht, Hals und Kopf jedoch zunächst in einer vorgelagerten Position verweilen. Hierdurch stellt sich eine S-förmige Halswirbelverformung ein (Bild 3.7 b), die zu einer Scherbeanspruchung des im Halswirbel verlaufenden Hauptnervenstranges führt und somit maßgeblich für Halswirbelsäulenverletzungen beim Heck-Crash verantwortlich ist [Hal96], [Ste96].

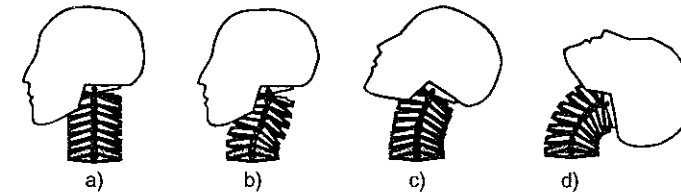


Bild 3.7: Kinematik von Halswirbelsäule (HWS) und Kopf im Falle eines Heckaufpralls ohne die Abstützung durch eine Kopfstütze [Hal96].

Im Anschluß daran schlägt der Kopf durch die immer noch andauernde, vorwärtsgerichtete Beschleunigung des Fahrzeuges peitschenartig zurück (Bild 3.7 c). Dem folgt eine rückwärtige Überstreckung (Hyperextension) der Halswirbelsäule (Bild 3.7 d), die zu deren weiterer Schädigung - bekannt unter der Bezeichnung „Halswirbel-Schleudertrauma“ oder „Whiplash“ - beiträgt und bis zum Genickbruch führen kann.

Eingehende Untersuchungen auf Schlittenprüfständen [Ste96] und in realen Crash-Tests [Hal96], [NN97a] haben ergeben, daß zur Unterbindung von Verletzungen der Halswirbelsäule beim Heckaufprall bereits für den unteren Geschwindigkeitsbereich von 15 - 20 km/h die Gestaltung von Rückenlehne und Kopfstütze folgende Änderungen im Vergleich zu den herkömmlich eingesetzten Konstruktionen aufweisen müssen:

- deutliche Erweiterung der Einstellbarkeit der Kopfstütze (insbesondere nach vorne und in der Höhe)
- Verringerung des Abstandes zwischen Insassen-Hinterkopf und Kopfstütze auf höchstens 20 - 30 mm
- bessere Fixierung der Kopfstütze
- größere Nachgiebigkeit der Rückenlehne ohne jedoch in die Horizontale auszuweichen oder gar zu brechen.

Die zuvor beschriebenen Sicherheitslücken von Fahrzeugsitz-Rückenlehnen und Kopfstützen in bezug auf den Heckaufprall haben bei verschiedenen Automobilherstellern zur Entwicklung zweier passiver und einem aktiven „Anti-Whiplash“-Konzept geführt, die durch folgende Merkmale gekennzeichnet sind [Bri98]:

- VOLVO: Ein im Lehneneinsteller, also am Ort des maximalen Biegemomentes integriertes Crash-Element (siehe Bild 3.6 a) mit plastischem Deformationsvermögen, das bei der Rückwärtsbewegung des Insassen Energie absorbiert und somit die Reaktionskräfte auf Oberkörper, Halswirbelsäule und Kopf reduziert.
- RENAULT: Anatomisch günstig geformte Kopfstütze, die eine zusätzliche Drehachse an der Kopfstützen-Oberkante aufweist und so näher an den Insassen-Hinterkopf herangeführt werden kann, um diesen effektiver abzustützen.
- SAAB/OPEL (GENERAL MOTORS): Durch das Eintauchen des Insassen-Oberkörpers in das Rückenlehnen-Polster wird eine in die Sitz-Rückenlehne integrierte Hebelkinematik aktiviert, die die Kopfstütze in Richtung des Insassen-Hinterkopfes und nach oben bewegt, so daß der Kopf beim Auftreffen auf die Kopfstütze ideal abstützt wird (Bild 3.8).

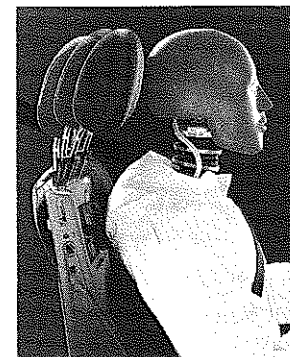


Bild 3.8: Aktive Kopfstütze zur Verhinderung von HWS-Verletzungen („Anti-Whiplash“) beim Heckaufprall (Quelle: OPEL).

3.1.2 Seitenaufprall

Die primäre Aufgabe der Rückenlehne bei Seitenaufprall ist im Zusammenspiel mit Sicherheitsgurt und Sitzfläche das trotz hoher Seitenbeschleunigungen sichere Fixieren (Mitführen) des Insassen im Sitz sowie das Sicherstellen des Überlebensraumes bei seitlichen Intrusionen in die Fahrgastzelle. Trotz heute bereits vielfach zur Serienausstattung gehörender Seiten-Airbags kollidiert bei einem harten Seitenaufprall die vom Unfallgegner eingedrückte B-Säule oftmals mit dem Sitz-Rahmen und dem unteren Bereich der Rückenlehne [Bri96], was zu erheblichen Querkraften von bis zu 30 kN führt. Rückenlehne und Sitzrahmen dürfen trotz der durch die Querkraften induzierten Druckbelastungen nicht kollabieren, um den Überlebensraum für den Insassen sicherzustellen.

3.1.3 Frontalaufprall

Beim Frontalaufprall wird insbesondere der Sitzunterbau belastet, da bei allen modernen Fahrzeugsitzen dort die beiden unteren Gurtbefestigungspunkte angebracht sind. Auch werden durch die Vorwärtsbewegung des Insassen Kräfte über die sogenannte „Anti-Submarining-Rampe“ in die Sitzrahmen-Struktur eingeleitet. Diese ist im Sitzunterbau - z. B. in der Sitzschale - integriert und verhindert, daß der Insasse unter dem Beckengurt wegttaucht und damit eine Schutzwirkung nicht mehr gewährleistet ist.

Läßt man - wie bereits zuvor erwähnt - Gurt-Integralsitze (GIS) außer Betracht, so können die Belastungen der Rückenlehne infolge eines Frontalaufpralls nur indirekt durch die Anforderung „Schutz vor Ladung“ charakterisiert werden. Unter Ladung ist einmal im klassischen Sinne Transportgut im rückwärtigen Fahrzeugraum von bis zu 18 kg [ERL99a], [DIN96] zu

verstehen, das bei einem Frontalaufprall durch die umgelegte Fondstz-Rückenlehne von hinten gegen die vordere Rücksitzlehne prallt. Zum anderen stellen auch Fond-Passagiere im oben genannten Sinne „Ladung“ dar, wenn deren Beine trotz angelegtem Sicherheitsgurt Kräfte in die vordere Rückenlehnenstruktur einleiten [Kra97].

3.2 Vorauswahl metallischer Sitzstruktur-Komponenten für die Substitution durch eine FKV-Bauweise

Die Aufgabenstellung der Konzipierung einer leichten Sitzstruktur, die auch in der Lage ist, den vielfältigen o. g. Belastungen standzuhalten, wird heute meist durch eine Rahmen-Schweißkonstruktion in Stahlbauweise gelöst, die aus einzeln umgeformten Blech- oder Rohrelementen zusammengefügt ist. Ziel dabei ist es, im Sinne des Leichtbaus eine möglichst hohe und gleichmäßige Werkstoffausnutzung der Strukturkomponenten zu erzielen. Dabei kommen insbesondere für die extrem biegebeanspruchten Lehnenholme hochfeste Stähle zum Einsatz [Gro96].

Zur Erfüllung der hohen Anforderungen nicht nur in sicherheitstechnischer Hinsicht, sondern auch auf seiten der Wirtschaftlichkeit und Qualität werden Fahrzeugsitze zunehmend modular ausgeführt. Durch die damit einhergehende Reduktion der Variantenvielfalt kann die Stückzahl einzelner Sitzstruktur-Komponenten drastisch erhöht werden, was zu einer Reduzierung der Fertigungs-Stückkosten und letztendlich zu einer Qualitätssteigerung führt. Voraussetzung hierfür ist jedoch, daß das Modulkonzept die Berücksichtigung individueller Kundenanforderungen in einem erst sehr späten Fertigungsstadium erlaubt [Kus97]. Bild 3.9 zeigt eine solche modular aufgebaute Sitzkonstruktion, das Basis-Sitzmodul „Sitz 2000“ von KEIPER, das als Grundlage für verschiedene Sitzkonzepte dient. Um differenziert auf Kundenwünsche eingehen zu können, ist es möglich, einzelne Komponenten des Basis-Sitzmoduls an Kundenvorgaben anzupassen. Bei dem in Bild 3.9 (links) zu sehenden Seriensitz des PORSCHE 911 stellen alle dunkel eingefärbten Sitzstrukturbauteile kundenspezifisch modifizierte Elemente dar, die der Erhöhung der Steifigkeit und Festigkeit der gesamten Sitzstruktur dienen. Zudem wurde die Kopfstütze in die Lehnenrahmen-Struktur integriert. An der Rückenlehnen-Struktur wurde die untere Lehnen-Quertraverse zur Erhöhung der Lehnen-Seitensteifigkeit mit einem dickwandigen Stahl-Hohlprofil verstärkt. Zudem wurden die in der Basis-Ausführung als offenes C-Profil ausgeführten Rückenlehnenholme mittels außen und innen eingeschweißter hochfester Stahlbleche bereichsweise in ein geschlossenes Profil überführt.

Das Serien-Sitzgewicht wird durch Anpassungsmaßnahmen in der Regel merklich gegenüber dem Basis-Sitzmodul erhöht. Allein die Aussteifung der unteren Lehnen-Quertraverse - diese wiegt in der Basisversion lediglich 130 g - durch ein zusätzliches dickwandiges Profil führte zu einem Mehrgewicht von 230 g und zu einer Erhöhung der Fertigungs- und Montageschritte. Hinzu kommt die davon unabhängige Komfort-Anforderung, daß alle Einstellungen des Sitzes

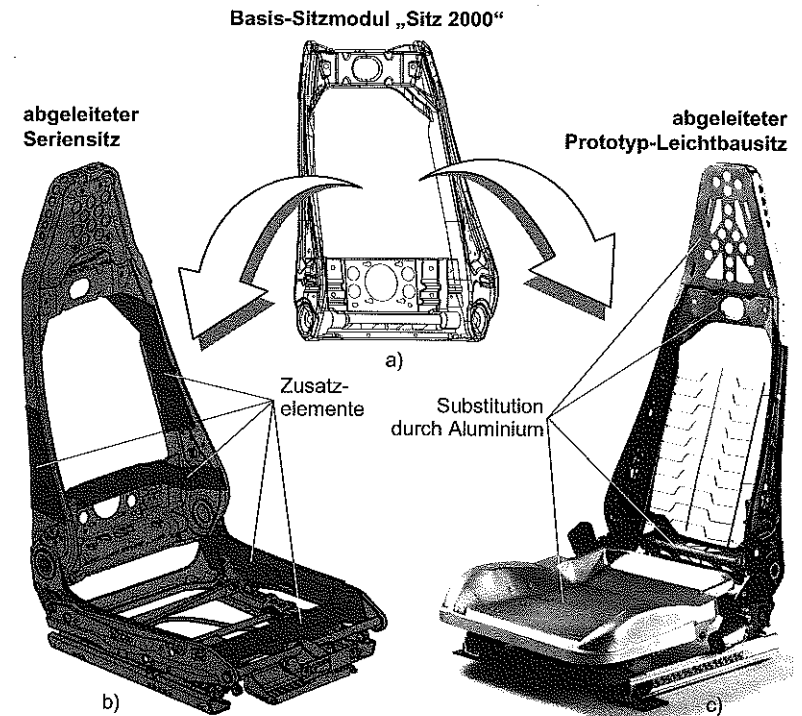


Bild 3.9: (a) Basis-Sitzmodul „Sitz 2000“ von KEIPER in Stahlbauweise und davon abgeleitete Sitzkonzepte: (b) Serien-Sportstz des PORSCHE 911 in Stahlbauweise [Kus97] und (c) Prototyp des elektrifizierten Leichtbausitzes (ELBS) in Stahl-Aluminium-Hybrid-Bauweise [NN95b].

servomotorisch erfolgen können. Hierzu notwendige elektromotorische Antriebe und Getriebe führen zu einer weiteren Gewichtserhöhung.

Zur Reduzierung des Sitz-Strukturgewichtes wurden Studien auf der Basis konventioneller Leichtbaumaßnahmen durchgeführt, wie dies Bild 3.9 (rechts) am Beispiel des von KEIPER 1995 vorgestellten, voll elektrifizierten Leichtbausitzes (ELBS) zeigt [NN95b]. Ziel dabei war es, insbesondere durch eine reine Werkstoff-Substitution von Stahl durch Aluminium Gewicht an der oberen und unteren Quertraverse, bei der integrierten Kopfstütze und der federnd aufgehängten Sitzschale (Schwingrahmen-Prinzip, siehe [DPA95]) einzusparen. Zur Verbindung der Aluminium-Komponenten mit den Stahl-Lehnenholmen wurde von der Schweiß- zur Niettechnik übergegangen. Zwar konnte so ein Sitz-Gesamtgewicht von nur 16 kg inklusive der

elektrischen Antriebe erreicht werden [Gro96], jedoch führt diese reine Werkstoff-Substitution ohne geeignete geometrische Anpassungen aufgrund der schlechteren mechanischen Eigenschaften des Aluminiums zwangsläufig zu Festigkeits- und Steifigkeits-Einbußen gegenüber dem Basis-Sitzmodul aus Stahl.

Das Beispiel des Metall-Sitzkonzeptes in Bild 3.9 verdeutlicht, daß der Zunahme von Strukturgewicht und Fertigungs-/Montageaufwand von Sitzstrukturen bei steigenden mechanischen und Komfort-Anforderungen nur durch grundlegend veränderte Bauweisenkonzepte entgegen gewirkt werden kann. Ziel dieser Bemühungen muß eine integrierende und gleichzeitig flexible Leichtbauweise sein, die eine reduzierte Komponentenanzahl aufweist und das bewährte Grundprinzip der Modularität zur Adaption der Sitzkonstruktion an kundenspezifische Randbedingungen erhält. Dies stellt grundsätzlich eine sehr gute Ausgangssituation für den Einsatz von FKV-Bauweisen dar. Ein Vergleich der in Kapitel 2.1, Tabelle 2.1, aufgestellten Anforderungen für die vorteilhafte Substitution metallischer Bauteile durch FKV-Lösungen mit den speziellen Randbedingungen für Fahrzeugsitz-Strukturkomponenten, wie

- hohe Leichtbaugüte,
- Großserientauglichkeit,
- Strukturintegrität (Schlagzähigkeit),
- Funktions- und Teileintegration,
- Modularität und
- Designfreiheit

verdeutlicht dies nochmals. Die Anforderung „Großserientauglichkeit“ bei gleichzeitig hohen mechanischen Belastungen und garantierter Strukturintegrität favorisieren den Einsatz *diskontinuierlich langfaserverstärkter Kunststoffe* (DLFRP), die im Spritzgießverfahren verarbeitet werden können [Rei95].

Tabelle 3.1 gibt eine Übersicht zu den nach neuesten Erkenntnissen primären Funktionen der einzelnen Strukturkomponenten einer Rückenlehnenstruktur und bewertet das jeweilige Potential der Substitution durch eine DLFRP-Bauweise. Es wird deutlich, daß die untere und obere Quertraverse der Rückenlehnen-Rahmenstruktur aufgrund des auf sie einwirkenden Lastniveaus sowie der möglichen Integration von Teilen und Funktionen besonders geeignet für eine Substitution erscheinen. Die Bauteilsubstitution unter Einsatz eines neuen Werkstoffes setzt jedoch eine werkstoff- und fertigungsgerechte Bauteilgestaltung voraus. Hierauf soll im nächsten Abschnitt eingegangen werden.

Tabelle 3.1: Qualitative Bewertung des Substitutionspotentials metallischer Sitzstrukturkomponenten durch eine DLFRP-Bauweise für die Bauteilauswahl.

Sitz-Strukturkomponente	primäre Funktionen	Substitutionspotential DLFRP-Bauweise
Untere Lehnen-Quertraverse	<ul style="list-style-type: none"> ● Aufnahme hoher Axialkräfte bei Seiten-Crash ● Aufnahme von Biegebelastung bei Heck-Crash ● Schutz vor Ladung bei Frontal-Crash ● Kraftübertragung zwischen beiden Lehnenholmen ● Schutz der Lehnen-Einstellwelle bei Gebrauch 	<p>hoch</p> <ul style="list-style-type: none"> ● zwei Bauteile integrierbar ● bisherige Funktionen integrierbar
Obere Lehnen-Quertraverse	<ul style="list-style-type: none"> ● Aufnahme von Axialkräften bei Seiten-Crash ● Aufnahme von Biegebelastung bei Heck-Crash ● Schutz vor Ladung bei Frontal-Crash ● Kraftübertragung zwischen beiden Lehnenholmen ● Aufnahme der Kopfstütze ● Anti-Whiplash 	<p>sehr hoch</p> <ul style="list-style-type: none"> ● drei Bauteile integrierbar ● bisherige Funktionen integrierbar ● um eine neue Funktion erweiterbar
Lehnenholme	<ul style="list-style-type: none"> ● Aufnahme extremer Biegebelastungen bei Heckaufprall ● Energieaufnahme durch bleibende Deformation bei Heckaufprall ● Anti-Whiplash 	<p>sehr gering zu hohe Biegebelastung bei gegebenem Bauraum (zu großer Strukturkennwert)</p>

3.3 Werkstoff- und fertigungsgerechte Gestaltung von DLFRP-Bauteilen

3.3.1 Einordnung, Halbzeugherstellung und Eigenschaften diskontinuierlich langfaserverstärkter Thermoplaste

Je nach Länge der Verstärkungsfasern wird zwischen Kurz- und Langfaserverstärkung differenziert. Als Unterscheidungsmerkmal wird bei einem angenommenen Einzelfaser-Durchmesser von etwa $d_f = 10 \mu\text{m}$ ein Verhältnis zwischen Faserlänge und Faserdurchmesser von $l_f/d_f = 50$, entsprechend einer Grenz-Faserlänge von $l_f = 0,5 \text{ mm}$, angegeben. Die Langfaserverstärkung kann zum einen kontinuierlich, auch „endlos“ genannt, und zum anderen diskontinu-

ierlich ausgebildet sein. Je nach Ausrichtungsgrad der Langfasern wird nochmals zwischen gerichteter und wirrer Faserverstärkung unterschieden (Bild 3.10).

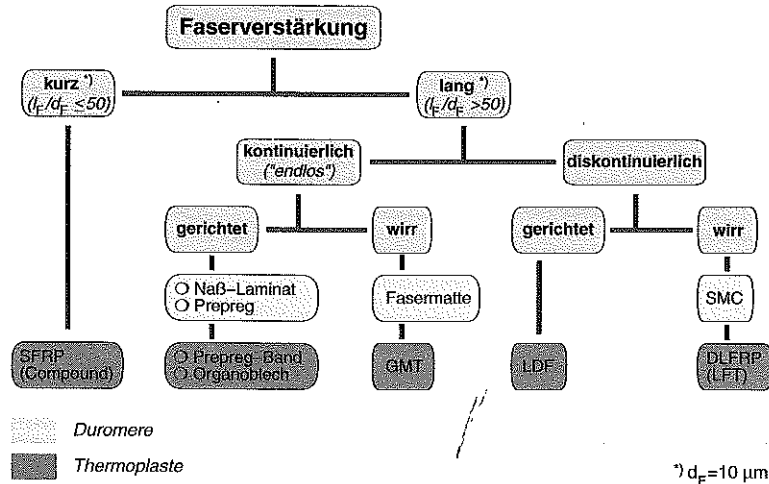
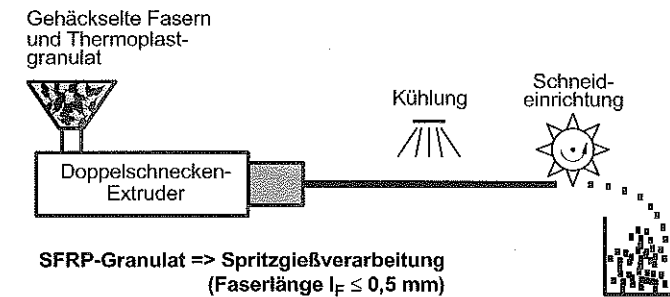


Bild 3.10: Faserverstärkungs-Klassen und korrespondierende typische Halbzeuge für polymere Faserverbundwerkstoffe.

Die vergleichsweise junge Werkstoffgruppe der diskontinuierlich langfaserverstärkten thermoplastischen Kunststoffe, kurz „DLFRP“ oder „LFT“ für „Discontinuous Long Fiber Reinforced Plastics“ oder „Langfaserverstärkte Thermoplaste“, sind im besonderen von den seit Jahrzehnten bekannten kurzfaserverstärkten thermoplastischen Spritzgießmassen, kurz „SFRP“ für „Short Fiber Reinforced Plastics“, abzugrenzen. Liegen bei den SFRP, die auch als „Compounds“ bezeichnet werden, Faserlängen von typischerweise $l_F \leq 0,5$ mm vor, so weisen DLFRP Faserlängen im Bereich von $l_F = 8 - 12$ mm auf. Der Herstellungsprozess von SFRP und DLFRP gestaltet sich aufgrund der erheblich voneinander abweichenden Faserlängen sehr unterschiedlich, wie dies in Bild 3.11 verdeutlicht ist.

Bei der Herstellung von *Kurzfaser-Granulat* werden gehäckselte Fasern mit Thermoplastgranulat gemeinsam einem Extruder zugeführt, dort plastifiziert, zu einem homogenen, mit Kurzfasern durchsetzten Thermoplast-Strang extrudiert und nach Abkühlung der Thermoplastschmelze schließlich mittels einer Schneideeinrichtung granuliert.

Kurzfaserverstärktes Granulat



Diskontinuierlich langfaserverstärkte Pellets

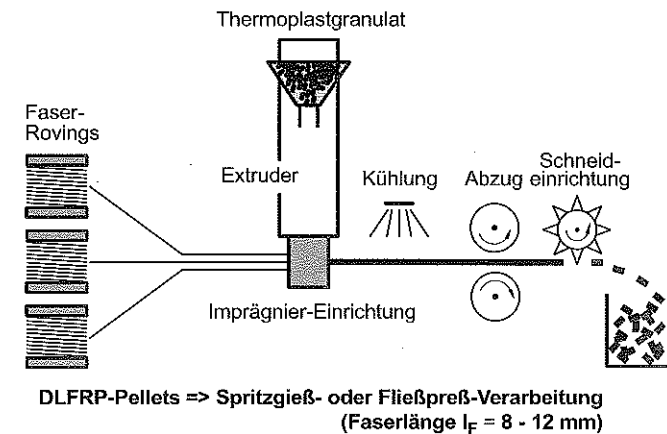


Bild 3.11: Gegenüberstellung der Herstellungsprozesse von kurzfaserverstärktem Granulat und diskontinuierlich langfaserverstärkten Pellets.

Der klassischen Herstellung von *Langfaser-Pellets* hingegen liegt das Pultrusionsverfahren zugrunde, bei dem Endlos-Fasern von einem Spulenständer abgezogen, einer in Abzugsrichtung sich verjüngenden, düsenartigen Imprägniervorrichtung zugeführt und dort mit Thermoplastschmelze, die zuvor in einem Extruder plastifiziert wurde, durchtränkt werden. So entsteht ein kontinuierlich faserverstärktes, lineares Thermoplasthalbzeug mit typischen Fasergehalten zwischen 30 und 60 Gew.-%, das nach Austritt aus der Imprägniereinrichtung unter Schmelztemperatur des Thermoplasten abgekühlt und anschließend in einer Schneideeinrichtung in Pellets gewünschter Länge geschnitten wird. Die Pellet-Länge entspricht der im Halb-

zeug vorliegenden Faserlänge. Dabei hat sich für die Spritzgießverarbeitung eine Pellet-Länge von 8-12 mm als günstig erwiesen. Dies gewährleistet eine problemlose Verarbeitung in Standard-Spritzgießmaschinen ohne Schüttgut-Brückenbildung im Bereich des Einzuges oder des Schneckenraumes. Für die Fließpreßverarbeitung hingegen werden Pellets - in diesem Falle meist Stäbchen genannt - mit einer Länge von 20 - 40 mm verarbeitet.

LUTZ [Lut98] hat mit dem „Imprägnierad-Verfahren“ eine innovative Imprägniereinrichtung zur Herstellung von vorimprägnierten Bändchen vorgestellt, aus denen mittels einer nachgeschalteten Schneideinrichtung DLFRP-Pellets gewonnen werden können. Zur Tränkung der Faser-Rovings kommt anstelle einer klassischen Pultrusionsdüse ein vorzugsweise entsprechend der Abzugsgeschwindigkeit mitrotierendes Rad - das Imprägnierad - aus teilweise porösem Material zum Einsatz (Bild 3.12).

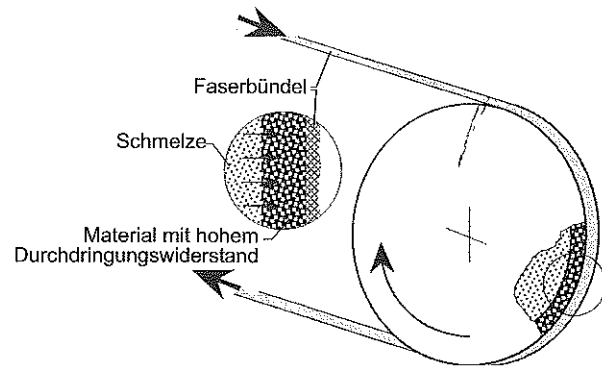


Bild 3.12: Imprägnierad-Verfahren zur Herstellung linearer, kontinuierlich verstärkter Thermoplasthalbzeuge [Lut98].

Die ebenfalls zuvor in einem Extruder plastifizierte Thermoplastschmelze wird axial im Bereich der Drehachse des Imprägnierades eingeleitet und strömt durch die Fließkanäle des porösen Materials, das einen hohen Strömungswiderstand leistet, radial nach außen zur Radperipherie, an der die Faserrovings zur Imprägnierung anliegen. Vorteile des Verfahrens sind eine die Einzelfilamente des Rovings besonders schonende Imprägnierung mit hoher Gleichförmigkeit über dem Roving-Querschnitt und exzellenter Imprägniergüte. Zudem verspricht das Verfahren deutliche Kosteneinsparungen in der Halbzeugherstellung.

Aus Kostengründen werden als Verstärkungsfasern für DLFRP auf dem Markt derzeit ausschließlich Glasfasern (GF) angeboten. Der Einsatz von Kohlenstofffasern (CF) befindet sich noch im Versuchsstadium. Als Matrixwerkstoffe sind Polypropylen (PP), Polyethylen (PE)

sowie die Polyamidtypen PA6 und PA6.6 vertreten. Nachstehend ist beispielhaft das mechanische Eigenschaftsprofil von DLFRP für ein Spritzgieß-Granulat vom Typ PA6.6 LGF60 mit Polyamid 6.6-Matrix und 60 Gew.-% Glasfasergehalt im Vergleich zu 40 Gew.-% kurzglasfaserverstärktem Polyamid 6.6 (PA6.6 KGF40), Stahl und klassischen Leichtmetallen aufgeführt (Tabelle 3.2).

Tabelle 3.2: Mechanische Eigenschaften von DLFRP im Vergleich zu SFRP, Stahl und verschiedenen Metallen (Quelle: [NN95], [NN63], [Gro96]).

Kenngröße	Einheit	DLFRP	SFRP	St	Al	Mg
		PA6.6-LGF60	PA6.6-KGF40	ZStE 550	AlMg 4,5	AM 60
Dichte	g/cm ³	1,69	1,50	7,85	2,70	1,79
Fasergehalt	Gew.-%	60	40			
Schwindung	//	%	0,1-0,3			
	⊥	%	0,2-0,6			
Zugfestigkeit	23 °C	MPa	202	110	550	280
	80 °C	MPa	140	30		
Zugmodul	23 °C	MPa	15200	8000	210000	70000
	80 °C	MPa	11900	6000		
Schlagzähigkeit (Izod ISO 180)	23 °C	J/m	520	220		

Die bis zu 20-fache Faserlänge der DLFRP-Pellets im Vergleich zu SFRP-Granulaten führt seitens der mechanischen Eigenschaften des Bauteils zu vielfältigen Vorteilen. Im folgenden sind die wichtigsten aufgeführt [NN95], [Lüc97], [Har96]:

- bis zu 10 % erhöhte Steifigkeit und Festigkeit
- bis zu 300 % erhöhte Schlagzähigkeit, auch bei tiefen Temperaturen
- erhöhte Warmformbeständigkeit
- bessere Oberflächenqualität, insbesondere bei hohen Fasergehalten
- geringerer Verschleiß bei abrasiver Beanspruchung
- geringere Kriechneigung
- geringere Ermüdung bei dynamischer Beanspruchung
- geringerer Verzug
- geringerer Verschleiß der Spritzgießmaschine und des Werkzeuges.

Ist das mechanische Verhalten der kontinuierlich faserverstärkten Kunststoffe (Hochleistungs-FKV) stark richtungsabhängig (anisotrop), so zeigen die diskontinuierlich langfaserverstärkten

Thermoplaste aufgrund der als Faserskelett bezeichneten Mikrostruktur hingegen ein oftmals quasi-isotropes Verhalten.

Spritzgieß-Verarbeitung von DLFRRP

Insbesondere die mögliche Spritzgießverarbeitung von DLFRRP in Kombination mit den im Vergleich zu SFRP deutlich verbesserten mechanischen Eigenschaften eröffnet den Einsatz des Werkstoffes für hochbelastete Anwendungen, bei denen *mehrere Funktionen oder Komponenten in einem Bauteil integriert* werden und zudem besondere Anforderungen an die Bruchzähigkeit gestellt werden. Dies ist gerade für automobiltechnische Anwendungen von Bedeutung, wenn auch nach einer Bauteil-Überbeanspruchung *Strukturintegrität* gefordert wird, ein katastrophales Versagen also ausgeschlossen werden muß. Aus der Spritzgießverarbeitung und den damit verbundenen hohen Werkzeug- und Maschinenkosten folgt weiter, daß ausschließlich Anwendungen mit hoher Stückzahl zu einer wirtschaftlichen Anwendung des Werkstoffes führen können. Genau dies jedoch ist bei den überwiegenden automobiltechnischen Anwendungen gegeben.

Die o. g. Vorteile von DLFRRP können nur dann voll ausgeschöpft werden, wenn die Faserlänge während des Verarbeitungsprozesses durch eine werkstoffgerechte Konstruktion von Bauteil und Werkzeug sowie die Wahl geeigneter Prozeßbedingungen weitgehend erhalten bleibt. Zur Veranschaulichung des Verfahrensablaufs beim Spritzgießen sind in Bild 3.13 die *vier Hauptphasen eines Spritzgießzyklus* [VDI79], [Lic86], [Mic93]

- Einspritzen,
- Abkühlen,
- Dosieren und
- Entformen / Auswerfen

bei Verwendung einer heute fast ausschließlich zum Einsatz kommenden Schubschnecken-Spritzgießmaschine dargestellt, die aus den Hauptbaugruppen *Steuerung mit Elektrik und Hydraulik, Plastifizier- und Spritzeinheit, Spritzgießwerkzeug* und *Schließeinheit* besteht.

Das Einziehen der DLFRRP-Granulates in den Schneckenkanal, das Plastifizieren in der Schnecke und der Einspritzvorgang selbst können bei nicht werkstoffgerechter Verarbeitungsweise und Maschinenwahl zu einer übermäßigen Faserschädigung (Faserbruch) führen. Seitens der Spritzgießverarbeitung kann dies wie folgt vermieden werden [Scm97], [NN95]:

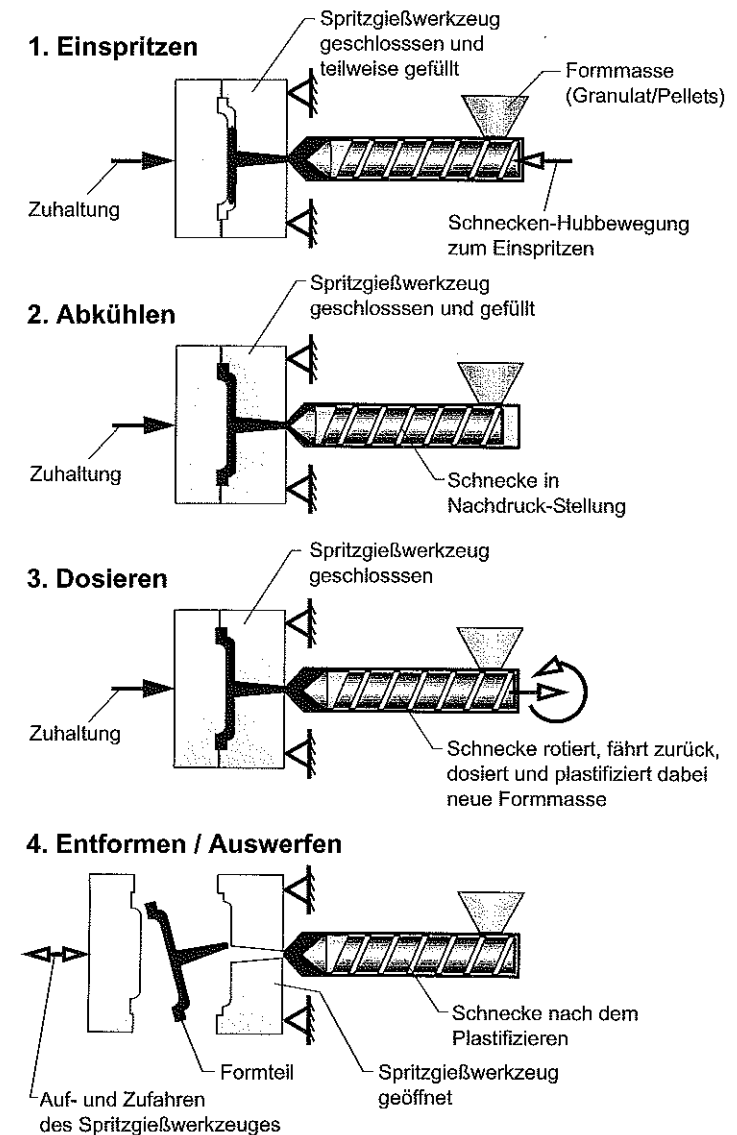


Bild 3.13: Hauptphasen des Spritzgießens thermoplastischer Formmassen unter Verwendung einer Schubschnecken-Spritzgießmaschine (in Anlehnung an [VDI73]).

- Schneckendrehzahl niedrig halten
- Staudruck und Einspritzgeschwindigkeit niedrig halten
- Verarbeitungstemperatur gegenüber vergleichbarem SFRP-Compound erhöhen
- möglichst große Spritzgießmaschine mit großem Schneckendurchmesser einsetzen
- Standard-3-Zonen-Schnecke mit der Funktionseinteilung 50 % Einzug, 30 % Kompression und 20 % Metering einsetzen
- strömungsgünstige Rückstromsperre
- Schneckenangtiefe im Einzugsbereich $\geq 4,5$ mm
- Schußgewicht der Maschine nur 30 - 60 % der Maschinenkapazität
- Verwendung einer offenen Düse mit einem Durchmesser $\geq 4 - 6$ mm
- Vermeidung langer Stillstandszeiten zur Unterbindung von Anschmelzvorgängen
- am Bauteil möglichst zentraler Stangenanguß mit Durchmesser $\geq 4 - 6$ mm
- Anschnitt-Durchmesser ≥ 3 mm
- möglichst kein Punkt- oder Filmschnitt.

Im Vordergrund des werkstoffgerechten Einsatzes von DLFRP steht das Ziel, die im Halbzeug (den Pellets) vorliegende, vergleichsweise große Faserlänge, die maßgeblich für das positive Eigenschaftsprofil der recht neuen Werkstoffgruppe verantwortlich ist, zu erhalten. Hier ist zwischen konstruktiven Maßnahmen auf der Bauteil- und Werkzeugseite sowie verarbeitungstechnischen Maßnahmen (Maschinenparametern) zu unterscheiden. Folgende grundlegende Ursachen der Faserschädigung können nach [Scm97] bei der DLFRP-Verarbeitung festgehalten werden:

- mechanisches Zerkleinern des Granulates beim Übergang von der Trichteröffnung in den Schneckenkanal
- Zerkleinern nach vorausgegangenem Verklemmen aufgrund gegenseitiger Behinderung der Pellets
- Friktion zwischen den Fasern und metallischen Teilen
- Zerkleinern der Verstärkungsfasern durch Abscheren zwischen Schneckensteg und Zylinder
- Scherbeanspruchung und Knicken der Fasern im schmelzflüssigen Zustand des thermoplastischen Verbundwerkstoffes
- Abrupte Fließrichtungsänderungen und konvergierende Fließkanalgeometrien (Scher- und Dehndeformationen) in Spritzgießmaschine und Kavität.

Aufgrund der hohen mechanischen Anforderungen an das im Anschluß zu konzipierende Sitzstrukturbauteil bei Temperaturen von bis zu 80 °C werden hier ausschließlich DLFRP-Halbzeuge mit Polyamid-Matrix betrachtet. Zur Überprüfung der vom Hersteller angegebenen Werkstoffkennwerte PA6.6 LGF50 und PA6.6 LGF60 (Warenbezeichnung CELSTRAN® von TICONA) wurden Zugprüfungen nach DIN 53 455 an Schulterzugstäben (Probekörper-Nr. 3)

durchgeführt. Die Schulterproben wurden in einem Zweifachwerkzeug auf einer Schubschnecken-Spritzgießmaschine des Typs ARBURG ALLROUNDER 470 C2000-675 mit 200 Tonnen Schließkraft gespritzt (Maschinendaten siehe Anhang A, Tabelle A.1). Die nachfolgenden Darstellungen Bild 3.14 und Bild 3.15 zeigen, daß die eigenen Messungen mit den Herstellerangaben für den Elastizitätsmodul und die Zugfestigkeit im Rahmen der Meßgenauigkeit und des sicher unterschiedlichen Feuchtegehalts der verglichenen Proben gut übereinstimmen.

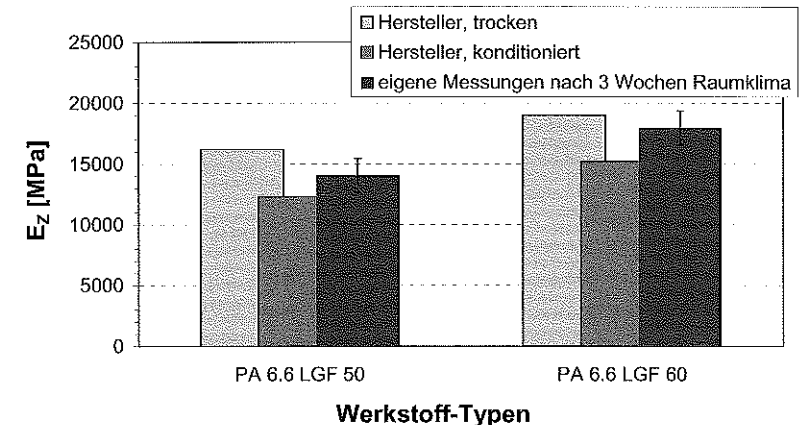


Bild 3.14: Vergleich gemessener Zug-E-Moduln E_z an Schulterproben (DIN 53 455) zweier DLFRP-Werkstofftypen mit Polyamid 6.6-Matrix mit den Herstellerangaben.

Nach eigenen Messungen beträgt der Zug-E-Modul von PA6.6 LGF50 im Mittel 14000 MPa, der von PA6.6 LGF60 etwa 18000 MPa. Der Mittelwert der Zugfestigkeit von PA6.6 LGF50 kann mit 210 MPa, der von PA6.6 LGF60 mit 230 MPa angegeben werden.

3.3.2 Voruntersuchungen an einem Versuchsbauteil

Um Erkenntnisse zur konstruktiven Gestaltung von Bauteilen aus DLFRP und deren Fertigung über die Werkstoffhersteller-Angaben hinaus zu erlangen, wurden Untersuchungen zur Verarbeitbarkeit und zum Fließverhalten an einem Versuchsbauteil gesammelt. Dazu wurde ein bereits vorhandenes Serien-Spritzgießwerkzeug eingesetzt, das im realen Serieneinsatz zur Fertigung von Abdeckungen aus kurzglasfaserverstärktem Polypropylen (PP GF30) dient und äußere Abmaße von ca. 260 mm x 190 mm aufweist. Die Auswahl gerade dieses Bauteils für die Voruntersuchungen erfolgte aufgrund der universellen geometrischen Gestaltung mit flächigen Bereichen, rippenartigen Strukturen und Durchbrüchen (Bild 3.16).

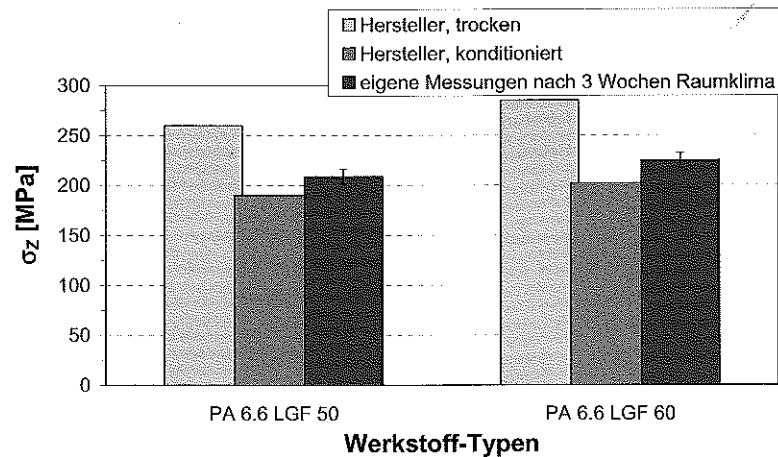


Bild 3.15: Vergleich gemessener Zug-Zugfestigkeiten σ_z an Schulterproben (DIN 53 455) zweier DLFRRP-Typen mit Polyamid 6,6-Matrix mit den Herstellerangaben.

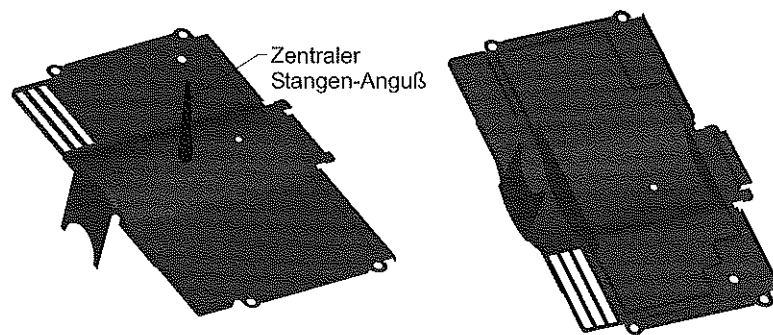


Bild 3.16: CAD-Modell des für die Voruntersuchungen ausgewählten Spritzgießbauteils in Draufsicht (links) und Rückansicht (rechts).

Die Untersuchung der Auswirkung bestimmter Konstruktionsmerkmale und Verarbeitungsparameter auf das Fließverhalten und die Bauteileigenschaften wird somit erheblich erleichtert.

Es wurden ca. 60 Versuchsbauteile aus DLFRRP PA.6.6 LGF50 und PA.6.6 LGF60 (Warenbezeichnung CELSTRAN[®] von TICONA) gefertigt. Das Abspritzen der Versuchsbauteile gestaltete sich nach kurzer Einrichtzeit der Spritzgießmaschine als problemlos und vergleich-

bar mit dem von kurzglasfaserverstärkten Spritzgießmassen. Dabei wurden die im Anhang A, Tabelle A.2, aufgeführten Verarbeitungsrichtlinien des Halbzeugherstellers berücksichtigt.

Aufbauend auf den Erfahrungen am IVW zur Faserorientierungsanalyse von glasmattenverstärkten Thermoplasten (GMT) wurde zur Sichtbarmachung der Langglasfaser-Struktur ein Versuchsbauteil geröntgt. Das Ergebnis war die Abbildung der übergeordneten Faserorientierung und die durch die Faseranordnung erkennbare Fließfrontenausbildung im Bauteil. Bindenähte als Folge einer nicht mehr zusammenwachsenden Fließfront hinter Strömungshindernissen in der Kavität waren in Form weißer Linien gut erkennbar. Solche Bindenähte wurden an den Bohrungen und den vier außenliegenden Befestigungsösen des Versuchsbauteils sichtbar. Auch waren Unregelmäßigkeiten in der Faseranordnung im Bereich des Anspritzpunktes zu beobachten.

Zur Bestätigung der im Röntgenbild sichtbaren Faseranordnungen wurde auch ein Probebauteil in einem Muffelofen verascht, so daß die Polyamid-Matrix vollständig verbrannte. Bild 3.17 zeigt die für DLFRRP typische skelettartige, fest zusammenhängende Glasfaserstruktur nach der Veraschung.

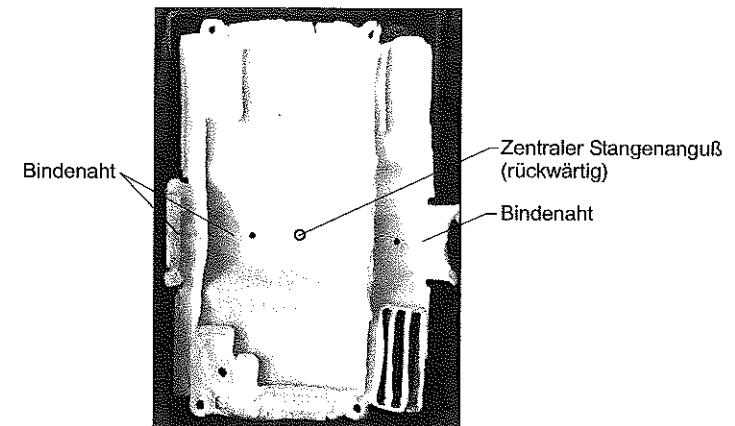


Bild 3.17: Langfaserskelett des Versuchsbauteils aus PA.6.6 LGF60 nach der Veraschung.

Mit Hilfe der obigen Abbildung kann zumindest erahnt werden, wie das besondere Eigenschaftsprofil der DLFRRP zustande kommt. Die Langfasern verhaken sich ineinander und bilden eine Struktur mit einer recht großen Eigensteifigkeit, was durch leichte Druckausübung auf das Faserskelett überprüft werden kann. Es ist somit einleuchtend, daß es aufgrund der

Faserlänge und der Biegsamkeit der Langfasern (großes Verhältnis von Faserlänge und Faserdurchmesser) im Vergleich zu SFRP sehr viel weniger freie Glasfaserenden gibt, eine höhere Oberflächengüte erzielt werden kann und eine geringere Abrasion in der Spritzgießmaschine und im Werkzeug zu beobachten ist.

Auch der geringere Verzug von DLFRR-Bauteilen im Vergleich zu SFRP-Bauteilen kann hieraus abgeleitet werden. Infolge des gegenseitigen Verhakens der Fasern und des daraus resultierenden quasi-isotropen Charakters des Faserskelettes sind kaum Vorzugsrichtungen der Faserorientierung erkennbar. Die im Röntgenbild bereits sichtbaren, für die mechanischen Bauteileigenschaften negativen Unregelmäßigkeiten in der Faseranordnung im Fließbereich hinter einem Strömungshindernis (Bindenähte) und der deutliche Fasermangel im Angußbereich aufgrund der 90°-Umlenkung der Schmelze nach dem Anguß (senkrecht anspritzen auf die Bauteiloberfläche) sind am Faserskelett ebenfalls sehr gut erkennbar.

Das durch Veraschung des Versuchsbauteils sichtbare Faserskelett und die Röntgenaufnahmen konnten die in der Kavität eines realen Bauteils herrschenden komplexen Fließvorgänge im Vergleich zu den idealen Fließverhältnissen beim Spritzen von Schulter-Zugproben deutlich machen. Dies führte zu der Annahme, daß die zuvor ermittelten mechanischen Kennwerte von DLFRR in Schulterzugproben erheblich von denen in einem realen Bauteil abweichen könnten. Daher wurde eine zweite Kennwertermittlung vorgenommen, bei der Rechteck-Zugproben direkt den DLFRR-Versuchsbauteilen entnommen wurden. Die Abmessungen des Versuchsbauteils ließen die Anfertigung normgerechter Rechteck- oder Schulter-Zugproben nach DIN 53 455 nicht zu. Es wurden daher jeweils vier Rechteck-Zugproben der Abmessungen $B \times L \times T = 10 \text{ mm} \times 80 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$ mit 35 mm freier Maßlänge aus verschiedenen ebenen Bereichen mit einem Diamantsägeblatt herausgetrennt und zur Kräfteinleitung mit glasfaserverstärkten Epoxidharz-Aufleimern versehen (Bild 3.18).

Ergebnis der Zugprüfungen an den aus dem Versuchsbauteil gewonnenen Rechteckproben war, daß Proben der Bereiche A und B zwischen 5 und 9 % höhere mechanische Kennwerte aufwiesen, als solche der Bereiche C und D. Dies kann auf die Lage des Anspritzpunktes und die Fließfrontausbreitung im Versuchsbauteil zurückgeführt werden, die in den Bereichen A und B zu einem höheren Orientierungsgrad der Langfasern in Proben-Längsrichtung führt.

Die Steifigkeits- und Festigkeits-Kennwerte der Rechteckproben aus dem Versuchsbauteil waren etwa 30 % niedriger als jene der Schulter-Zugproben. Dies erscheint plausibel, da die Langfaser-Thermoplast-Schmelze beim Anspritzen der Schulter-Zugproben im Vergleich zum senkrecht angespritzten Versuchsbauteil eine nur geringe Umlenkung erfährt und die Faserlänge somit überwiegend erhalten bleibt. Berücksichtigt man weiter die oben bereits erwähnte eindimensionale Strömung und die sehr kurzen Fließwege im Schulterproben-Werkzeug, so führt dies im Vergleich zu der zweidimensionalen Strömungsverhältnissen in einem realen

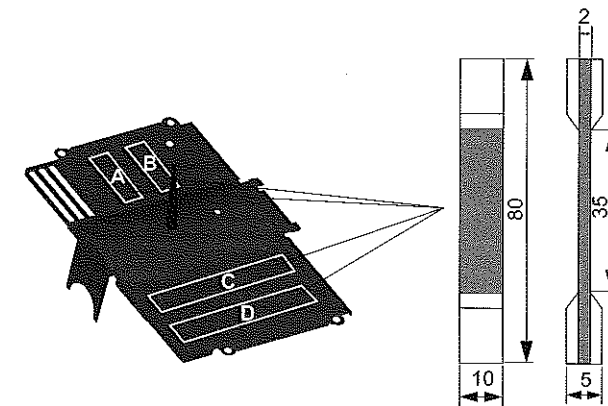


Bild 3.18: Probenentnahme aus dem Versuchsbauteil (links) und herausgetrennte Rechteck-Zugprobe mit gefasteten Aufleimern (rechts).

Bauteil zwangsläufig zu einem überproportional hohen Orientierungsgrad der Langfasern in Proben-Längsrichtung.

Grundsätzlich gelten für die Verarbeitung von DLFRR-Granulat die gleichen Gestaltungsrichtlinien wie für andere Spritzgießwerkstoffe. Darüber hinaus kann aus den Erfahrungen bei der Herstellung des Versuchsbauteils und dessen näherer Untersuchung zusammengefaßt abgeleitet werden:

- Ein senkrecht anspritzen auf der Bauteiloberfläche ist aufgrund der scharfen Schmelzeumlenkung und dem damit einhergehenden Faserbruch infolge der hohen Scherbeanspruchung der Fasern zu vermeiden. Vielmehr sollte das Anspritzen an einer Rippe oder einem Rippenknotenelement (Sammeler) in Rippenrichtung erfolgen. Hier ist auf die Vermeidung eines Freistrahls beim Anspritzen zu achten, der zur Ausbildung von Bindenähten führen kann.
- Aussparungen im Bauteil in Form von Bohrungen oder Durchbrüchen führen zu einer Teilung der Fließfront und sollten daher vermieden werden. Falls unumgänglich Durchbrüche dort plazieren, wo keine nennenswerten mechanischen Eigenschaften gefordert sind.
- Mehrere Angüsse führen auch zur Ausbildung mehrerer Fließfronten. Daher sollte nach Möglichkeit ein einziger zentraler Stangenanguß gewählt werden.
- Die Bauteilkonstruktion sollte möglichst „schulmäßig“ einer allgemein als spritzgießgerecht geltenden Konstruktion folgen. Beispielsweise sind Werkstoffanhäufungen zwingend durch geeignete Ersatzkonstruktionen zu eliminieren. Es ist generell auf

eine besonders fließfreundliche Gestaltung möglichst ohne abrupte Umlenkungen der Fließwege zu achten.

3.3.3 Recycling von DLFRP-Bauteilen

Der Absatz von Bauteilen, die aus schwer rezyklierbaren Werkstoffen bestehen oder bei denen der rückgewonnene Werkstoff keinen Marktwert mehr erzielen kann, wird insbesondere in der Automobilindustrie immer schwieriger. Dies ist darin begründet, daß sich die Fahrzeughersteller seit dem 1. April 1998 im Rahmen der EU-Altautoverordnung verpflichtet haben, zukünftig alle Fahrzeuge zur Entsorgung zurückzunehmen.

Daher müssen die folgenden Randbedingungen seitens des Werkstoffes, der Fertigung sowie im Hinblick auf Ausschuß- und Altteile für im Automobilbau einzusetzende faserverstärkte Kunststoffbauteile berücksichtigt werden:

Werkstoff

- möglichst sortenreinen Werkstoff verwenden
- Matrixwerkstoff soll beim Rezyklieren möglichst keine Zusatzbehandlung erfordern (z. B. Trocknen, Entstauben, Anlösen)
- Faserverteilung soll möglichst homogen sei
- Matrix und Faser sollen gleich eingefärbt sein
- Verbindung Faser/Matrix sollte thermisch lösbar sein
- Staubteile und Bruchstücke der Fasern sollen keine Hautreizungen verursachen
- Werkstoff soll auch mit deutlich kürzeren Fasern ein interessanter Konstruktionswerkstoff sein.

Fertigung

- grundsätzlich chemische oder thermische Veränderung des Werkstoffes vermeiden, dazu
- Berücksichtigung der Produktionsschritte (mechanische, thermische oder chemische Veränderungen des Materials)
- leichte Montier-/Demontierbarkeit
- möglichst keine Inserts (oder leicht entfernbare Teile möglichst unlackiert verwenden)
- eindeutige, leicht einstuftbare Materialkennzeichnung
- Produktionsabfälle sollen in neues (gegebenenfalls anderes) Produkt einarbeitbar sein.

Ausschußteile

- Produkt muß mit herkömmlichen Maschinen zerkleinerbar sein
- Abfälle sollen möglichst als Mahlgut weiterverarbeitbar sein
- Einsatz von Mahlgut in anderen Bauteilen bei der Planung klären.

Altteile

- Werkstoff soll möglichst alterungsbeständig sein
- Werkstoff soll mit gängigen Mitteln oberflächlich leicht reinigbar sein
- hoher Wert des Altmaterials erhöht den Recycling-Grad, d. h. definierte, hochwertige Verwendung des Altmaterials bereits in der frühen Phase der Produktentwicklung berücksichtigen.

Das größte Potential bezüglich des Recyclings von DLFRP wird wiederum durch die Faserlänge erschlossen. Auch nach dem Zerkleinern der DLFRP-Altteile liegt eine Faserlänge vor, die mit 3 - 6 mm immer noch weit über der kurzfaserverstärkter Spritzgießmassen angesiedelt ist.

Zur Untersuchung des Faserschädigungsmechanismus durch die mechanische Beanspruchung des Werkstoffes im ersten Spritzgießprozeß, die anschließende Zerkleinerung in einer Mühle und das erneute Spritzgießen wurden Zugversuche an Schulterproben aus reinem DLFRP-Rezyklat (PA6.6 LGF60) durchgeführt. Das Rezyklat wurde aus den zuvor hergestellten Versuchsbauteilen gewonnen, indem diese in einer Messerschneidmühle zerkleinert wurden. Die resultierende mittlere Korngröße der Rezyklat-Schnipsel betrug ca. 8 mm.

Ergebnis der Zugprüfungen an den Rezyklat-Schulterproben war, daß auf seiten des Zug-E-Moduls keine signifikante Änderung der Werkstoffeigenschaften im Vergleich zu Neumaterial zu verzeichnen war (Bild 3.19), seitens der Zugfestigkeit (Bild 3.20) jedoch ein Kennwertabfall von ca. 25 % ermittelt werden konnte. Bei der Interpretation dieses Ergebnisses muß berücksichtigt werden, daß der E-Modul im Anfangsbereich der Spannungs-Dehnungs-Kurve zwischen 0,05 % und 0,25 % Dehnung ermittelt wird und die Faserlängenreduktion durch den Rezyklierprozeß hier noch nicht zum Tragen kommt. Bei der Ermittlung der Zugfestigkeit hingegen muß berücksichtigt werden, daß die zum Auszug der Fasern aus der Thermoplastmatrix notwendigen Kräfte von der Übertragung der Schubspannungen zwischen Faser und Matrix und damit wesentlich von der Faserlänge abhängen. Dies erklärt den Festigkeitsabfall nach einmaligem Rezyklieren.

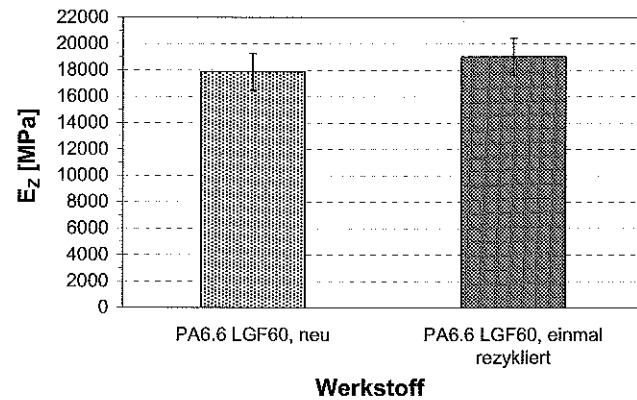


Bild 3.19: Vergleich des Zug-E-Moduls von Neumaterial und einfach rezykliertem PA6.6 LGF60.

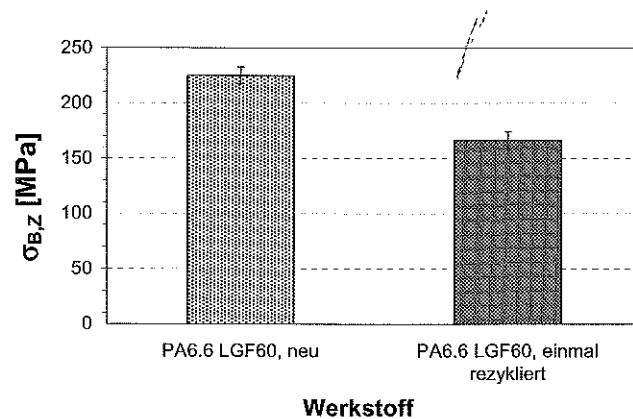


Bild 3.20: Vergleich der Zugfestigkeit von Neumaterial und einfach rezykliertem PA6.6 LGF60.

Aus Gründen der Werkstoffreinheit und der Qualitätssicherung erscheint es sinnvoll, eine Wiederverwendung des DLFRP-Rezyklats erneut im System „Fahrzeugsitz“ anzustreben. Anhand obiger Richtlinien und den guten Ergebnissen der Rezyklat-Prüfungen bietet es sich beispielsweise an, die üblicherweise aus kurzglasfaserverstärktem Polypropylen gefertigte Trägerplatte der Kopfstützenpolsterung (siehe Bild 3.1) aus DLFRP-Rezyklat zu fertigen. Hieraus lassen sich nochmals Gewichteinsparpotentiale infolge einer so möglichen Reduktion der jetzigen Bauteil-Wanddicke ableiten.

Nachdem die Kriterien für eine werkstoff- und fertigungsgerechte Gestaltungsweise von DLFRP-Bauteilen und die großen Potentiale einer werkstofflichen Wiederverwertung geklärt wurden, wird im folgenden auf die konkrete Umsetzung der Erkenntnisse bei der Konzipierung der oberen Lehnen-Quertraverse der in Kapitel 3.2 vorgestellten metallischen Rückenlehnenstruktur durch eine DLFRP-Bauweise eingegangen.

3.4 Obere Lehnen-Quertraverse in DLFRP-Spritzgießbauweise

3.4.1 Entwurf der oberen Lehnen-Quertraverse aus DLFRP

Basis der Untersuchung des Substitutionspotentials der oberen Lehnen-Quertraverse in FKV-Bauweise ist ebenfalls die in Kapitel 3.2, Bild 3.9 b dargestellte Serien-Sitzstruktur aus Stahl mit separat geführter Kopfstütze, wie sie heute in den meisten Pkw zum Einsatz kommt. Im Gegensatz zur unteren Stahl-Quertraverse stellt die obere Quertraverse ein U-förmiges, volumenbeschreibendes Bauteil dar. Allgemein bietet die obere Lehnen-Quertraverse aufgrund fehlender sonstiger Anbauteile im oberen Bereich der Lehnenholme grundsätzlich günstigere Anbindungsmöglichkeiten an die Sitzstruktur.

Ziel der Bauteil-Substitution der oberen Stahl-Quertraverse im Sinne einer Teile- und Funktionsintegration ist es, zum einen das U-Profil sowie die beiden dort zusätzlich eingesetzten Kunststoffbuchsen zur Führung der Kopfstützen-Stangen in einem einzigen DLFRP-Bauteil zu integrieren und zum anderen die Funktion der oberen Quertraverse durch eine axiale Drehbarkeit von $\pm 10^\circ$ zu erweitern. Letzteres soll ein manuelles oder mittels einer aktiven Hebelkinematik ausgelöstes Heranführen der Kopfstütze nahe an den Hinterkopf des Insassen ermöglichen.

Neben einem Sicherheitszugewinn ist durch die drehbare Quertraverse nun auch eine Sportsitzstruktur, vergleichbar der in Bild 3.9 mit integrierter, aber dennoch einstellbarer Kopfstütze, denkbar. Die Verformungen der Bepolsterung und des aufliegenden Bezuges, die aufgrund der nun möglichen Rotation der oberen Lehnen-Quertraverse auftreten, können durch geeignete elastische Elemente in der Sitzbepolsterung bzw. im Sitzbezug aufgefangen werden.

Prinzipiell bieten sich zur drehbaren Anbindung einer DLFRP-Quertraverse an die beiden Stahl-Lehnenholme die Verbindungstechniken

- Lagerung mittels Zapfen,
- Führung in einer oder mehreren Kulissen und
- Parallelogramm-Führung mittels Hebelkinematik

sowie Kombinationen dieser Varianten an. Nachteil aller vorgenannten Lösungsvorschläge ist, daß sie eine zusätzliche axiale Sicherung erfordern und die zu erwartende Rahmenknoten-Steifigkeit bei Querbelastung des Lehenrahmens nicht ausreicht. Diesen Nachteil weist eine Steckverbindung, bei der die Enden der Lehenholme vollständig umschlossen werden, nicht auf. Insgesamt können für eine Stecktechnik folgende Bauweisen-Vorteile identifiziert werden:

- Drehbarkeit ohne axiale Sicherung
- hohe Rahmenknoten-Steifigkeit
- einteilig ausführbar
- einfache Montage / Demontage.

Bild 3.21 zeigt einen ersten Lösungsansatz für eine neigbare obere Lehen-Quertraverse in Kunststoffbauweise, die auf die Lehenholm-Enden aufgesteckt wird.

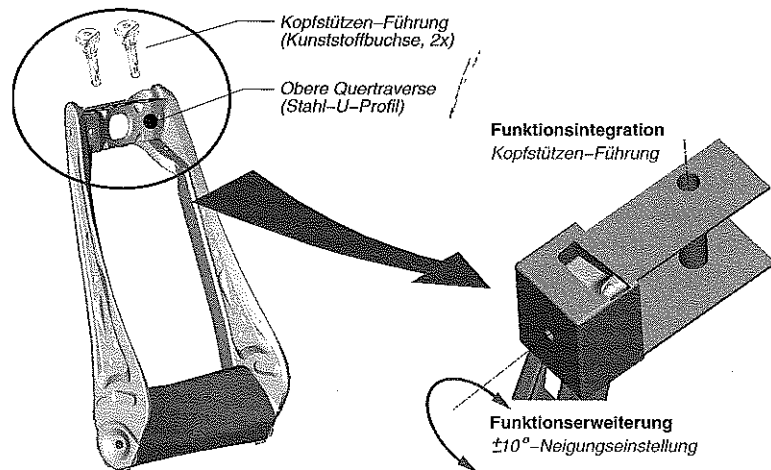


Bild 3.21: Prinziplösung für die obere DLFRP-Lehen-Quertraverse mit integrierten Kopfstützen-Führungen und Stecktechnik als Lösungsansatz für die drehbare Anbindung an den Lehenholm.

Besonderes Augenmerk bei der folgenden Erarbeitung von Detail-Lösungen wird dem Materialeinsatz, der Fixierung der neigbaren Quertraverse in Kombination mit der Schaffung eines definierten Drehpunktes und der Gestaltung des Drehanschlag für den Heck-Crash geschenkt.

Bei der Gestaltung der Steckverbindung erscheint es auf seiten der erzielbaren Rahmenknoten-Steifigkeit und der Montage vorteilhaft, die Enden der Lehenholme allseitig zu umschließen, wie dies Bild 3.22 in einer Schnittdarstellung zeigt. An dem so entstehenden Einschubgehäuse

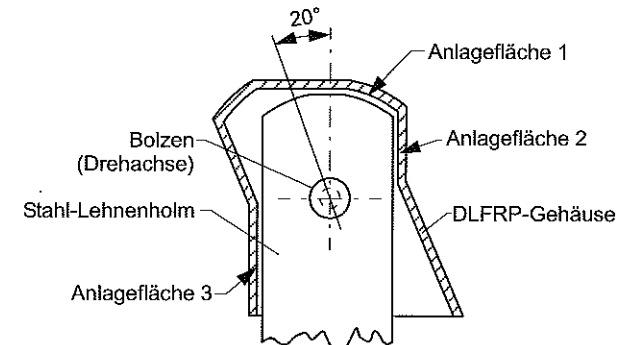


Bild 3.22: Schnitt durch das Lehen-Einschubgehäuse der oberen DLFRP-Lehen-Quertraverse in rückwärtiger Anschlagssituation.

ist zu erkennen, daß der geforderte Drehanschlag des Bauteils durch jeweils diagonal gegenüberliegende, parallel angeordnete Anlageflächen realisiert ist. Ein Bolzen fixiert die Quertraverse auf den Lehenholmen und bildet gleichzeitig die Drehachse für die geforderte Schwenkbewegung.

Basierend auf der oben beschriebenen Steck-Verbindungstechnik können verschiedene Gestaltungsvarianten der Lehen-Quertraverse mit integrierter Kopfstützen-Führung abgeleitet werden, von denen Bild 3.23 eine Auswahl in Form eines offenen U-Profiles, eines geschlossenen Rechteckprofils und eines vertikal angeordneten I-Profiles zeigt.

Die Belastungssituation im auslegungsrelevanten Heck-Crash, bei dem der Hinterkopf des Insassen auf die maximal ausgefahrene Kopfstütze prallt, führt zu einer 3-Punkt-Biegung der oberen Quertraverse. Dabei greift die entgegen der Fahrtrichtung orientierte Querkraft mittig über einen Hebel - die Kopfstütze - nach oben versetzt an. Somit ist das Bauteil einer Querkraftbiegung und Torsion unterworfen. Für diese Belastungskombination bieten sich grundsätzlich rechteckige, geschlossene Hohlquerschnitte an, die jedoch spritzgießtechnisch nur sehr aufwendig - beispielsweise mit Hilfe des Gasinnendruckverfahrens - herstellbar sind. Überträgt man die Biege- und Torsionsbelastung jeweils getrennten Funktionsgruppen, so erzielt ein I-Profil die beste Leichtbaugüte für Biegebelastung, wenn dessen Steg in Richtung der Querkraft orientiert ist. Um die Defizite dieser Lösung für die Torsionsbelastung zu kompensieren, können bei Spritzgießkonstruktionen Rippen in Richtung der bei Torsion auftreten-

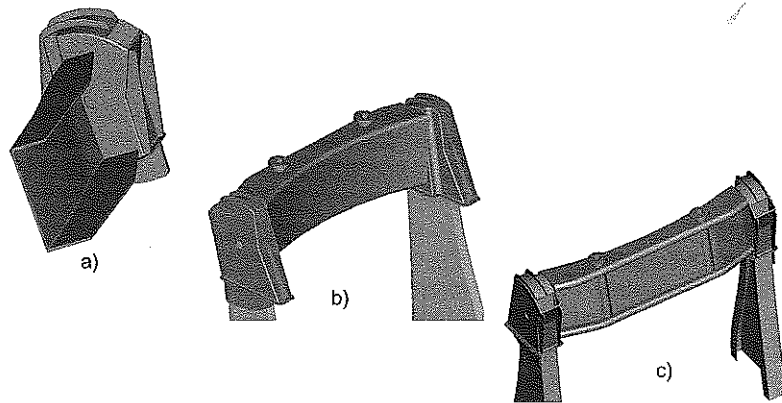


Bild 3.23: In die Bauweisenüberlegungen einbezogene Gestaltungsvarianten: (a) offenes U-Profil, (b) geschlossenes Rechteckprofil und (c) vertikal angeordnetes I-Profil.

den Hauptnormalspannungen - also unter einem Winkel von $\pm 45^\circ$ - integriert werden. Das Ergebnis dieser Bauweisen-Überlegungen für die obere DLFRRP-Lehnen-Quertraverse ist in Bild 3.24 zu sehen. Die Spritzgieß-Konstruktion besteht aus einem horizontal ausgerichteten, aus ergonomischen Gründen leicht gekrümmten I-Profil, um die Biegelasten infolge des Heck-Crashes aufnehmen zu können.

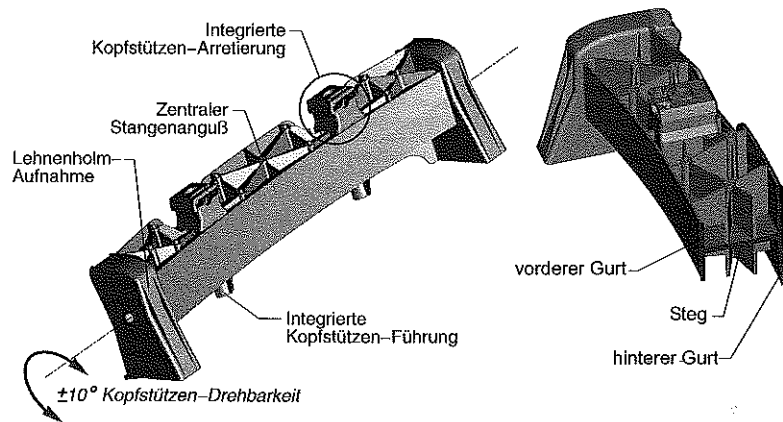


Bild 3.24: Endgültige Spritzgieß-Konstruktion der oberen DLFRRP-Lehnen-Quertraverse mit horizontal angeordnetem I-Profil-Querschnitt.

Zur Steigerung der Torsionssteifigkeit sind beidseitig des Steges in die jeweils durch Steg sowie vorderen und hinteren I-Profil-Gurt gebildeten Zwischenräume Kreuzverrippungen eingezeichnet. Zur Vermeidung von Materialanhäufungen sind fließtechnisch ungünstige Bereiche an zusammenlaufenden Rippen mit Hilfe ringartiger Verteiler entschärft. An den Enden des I-Profiles befindet sich jeweils das einseitig geöffnete Lehnenholm-Einschubgehäuse, das wie zuvor beschrieben die drehbare Anbindung des Bauteils an den Lehnenholmen mit definiertem Anschlag übernimmt. Um beim Anschlagen des DLFRRP-Lehnenholm-Einschubgehäuses ein Einreißen am unteren, offenen Rand zu verhindern, sind dort zusätzliche Randsteifen angebracht. Im Anhang A, Bild A.1, ist eine Konstruktionszeichnung der oberen DLFRRP-Quertraverse mit den Hauptmaßen und diversen Schnitten beigefügt.

Die integrierten Kopfstützenstangen-Führungen sind am oberen Ende domartig ausgeführt und mit einem Absatz versehen, um dort das Einschnappen einer Abdeckkappe zu ermöglichen. Die Ausrichtung der Kopfstützenstangen-Führungen ist aus werkzeugtechnischen Gründen der Ausformrichtung der Rippen und der Gurte des Bauteils angepaßt. Der Dearretierungsmechanismus für die Kopfstützen-Führungsstangen entspricht im wesentlichen der konventionellen Lösung, ist nun jedoch in das Bauteil integriert (Bild 3.25).

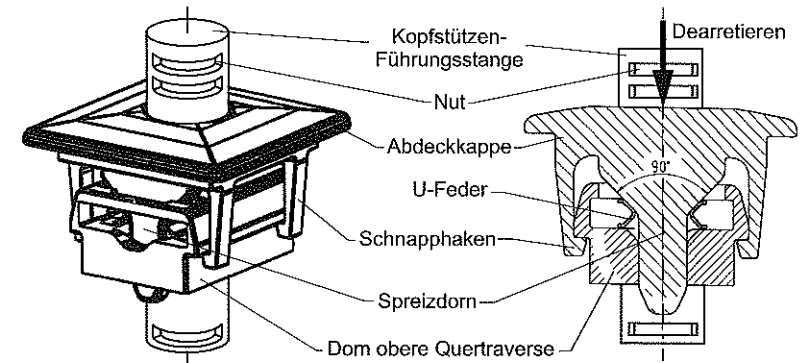


Bild 3.25: Integrierte, am oberen Ende domartige Kopfstützen-Führung mit neu konzipierter Kunststoff-Abdeckkappe für die Dearretierung der Kopfstützenstangen.

Dabei rastet ein U-förmiges Stahl-Federelement im Dombereich der DLFRRP-Quertraverse in eine geeignete Nut der Kopfstützen-Führungsstangen ein. Durch das Herunterdrücken der an der Bepolsterung anliegenden Kunststoff-Abdeckkappe gegen den Druck der Bepolsterung wird das Federelement von einem in der Abdeckkappe integrierten Dorn gespreizt und somit die Führungsstange freigegeben.

Die gesamte obere Lehen-Quertraverse in DLFRP-Spritzgießbauweise (PA6.6 LGF50) mit einer mittleren Wanddicke von 2 mm wiegt ca. 410 g und ist damit ca. 125 g schwerer als die konventionelle Stahl-Kunststoff-Lösung in Differential-Bauweise. Dies ist wie folgt begründet:

- Die vorgestellte obere Quertraverse in Kunststoffbauweise erträgt bei maximal ausgefahrenen Kopfstützen im Falle eines Heck-Crashes ein erhöhtes Lastniveau von nunmehr 1,2 kN entgegengesetzt der Fahrtrichtung anstelle der bislang geforderten 0,89 kN.
- Für den Seiten-Crash wurde von der Konstruktion eine Querkraftaufnahme von 30 kN bei Erhalt der Strukturintegrität gefordert. An die konventionelle Konstruktion werden im Gegensatz dazu keine gesonderten Anforderungen gestellt.
- Die Konstruktion wurde funktional um die Drehbarkeit erweitert.

Daher muß insgesamt davon ausgegangen werden, daß eine konventionelle Stahlkonstruktion mit den gleichen mechanischen Eigenschaften und erweiterter Funktionalität wie das hier vorgestellte Kunststoffbauteil nur mit einem um etwa 100 g bis 150 g erhöhten Strukturgewicht umsetzbar sein wird.

Für die vorgestellte Kunststoff-Ersatzkonstruktion der oberen Lehen-Quertraverse mußten keine Kompromisse bezüglich der Zugänglichkeit der Verbindungstechnik eingegangen werden. Die um die Drehbarkeit des gesamten Bauteils erweiterte Funktionalität konnte für einen Sicherheitszugewinn genutzt werden. Somit weist die Substitution der oberen Lehen-Quertraverse ein *hohes Innovationspotential* auf. Im folgenden wird daher die Detailauslegung und anschließende Umsetzung der oberen DLFRP-Lehen-Quertraverse gemäß Bild 3.24 bis zu einem Demonstrator-Bauteil vorgestellt.

3.4.2 Strukturmechanische Auslegung der oberen Lehen-Quertraverse aus DLFRP

Die Auslegung der im vorangegangenen Abschnitt konzipierten DLFRP-Quertraverse erfolgte mit Hilfe des Finite-Elemente-Programmsystems ANSYS®. Es wurden die Lastfälle „Heck-Crash“ und „Seiten-Crash“ mittels quasi-statischer Ersatzlasten bei 23 °C und 80 °C untersucht. Da das Bauteil im Vergleich zu den Gesamtmaßen als schalenartige Struktur angesehen werden kann, muß das CAD-Volumenmodell aus der Konstruktion zunächst in ein Mittelflächenmodell überführt werden. Im Anschluß erfolgt die Vernetzung des Flächenmodells mit vornehmlich viereckigen Schalenelementen zweiter Ordnung. Den Schalenelementen wird eine mittlere Wanddicke von $t = 2$ mm zugeordnet. Änderungen der Wanddicke aufgrund der am gesamten Bauteil angebrachten Ausformschrägen von 1° sind nicht berücksichtigt. Es wurde ein linear-elastisches und quasi-isotropes Werkstoffverhalten von DLFRP zugrunde gelegt.

Lastfall „Heck-Crash“

Die Krafteinleitung in das DLFRP-Bauteil über die Kopfstützenstangen für den Lastfall „Heck-Crash“ erfolgt mittels eines Balken-Ersatzmodells, wie dies Bild 3.26 zeigt. Den Balken sind den realen Kopfstützenstangen entsprechende Biegesteifigkeiten zugewiesen. Die Krafteinleitung erfolgt an den Enden der Kopfstützenstangen über eine entgegen der Fahrtrichtung, d. h. in positiver x-Richtung gerichtete Kräftepaar, das die Betrachtung sowohl symmetrischer als auch asymmetrischer Lastsituationen auf die Kopfstütz erlaubt. Der Abstand der Krafteinleitungspunkte beträgt jeweils 155 mm von der Oberkante des hinteren I-Profil-Gurtes in z-Richtung, was den bereits in Bild 3.4 skizzierten Verhältnissen entspricht.

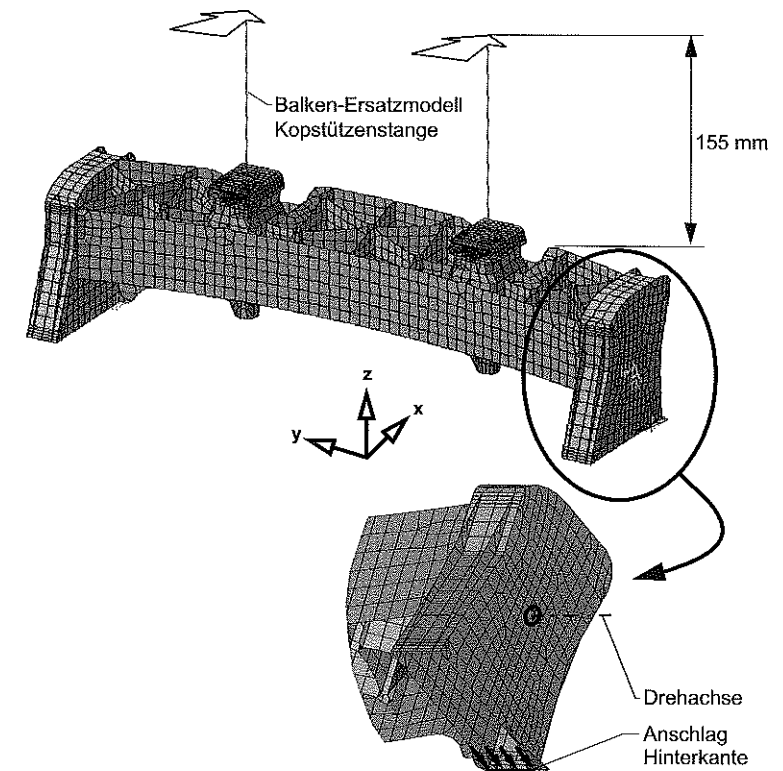


Bild 3.26: FEM-Schalenmodell der oberen Lehen-Quertraverse in DLFRP-Bauweise für den Lastfall „Heck-Crash“ mit Balken-Ersatzmodell der Kopfstützenstangen (oben) und Auflagerbedingungen (unten).

In Bild 3.26 ebenfalls ersichtlich ist die Lagerung des Bauteils, die den Fall des Anschlagens der Einschubgehäuse an den Lehenholmen infolge der entgegen der Fahrtrichtung wirkenden Kopfstützenlast abbildet. Dabei ist bewußt ausschließlich die untere Kante der Einschubgehäuse als Anschlag gewählt. Dadurch wird der ungünstigste Lastfall berücksichtigt, daß sich durch elastische Verformungen eine alleinige Abstützung des DLF_{FRP}-Bauteils an dessen unteren, offenen Rand ergibt. Die axiale Drehbarkeit des Bauteils wird durch die Freigabe des Drehfreiheitsgrades an seitlichen Elementknoten auf der Drehachse ermöglicht. Die modellierte Lagersituation entspricht einer Fest-Los-Lagerung, die somit eine axiale Verkürzung des Bauteils infolge der Bauteilverformung (Biegung und Torsion) zuläßt. Dies kommt der realen Einbausituation der Quertraverse in der metallischen Lehenrahmen-Struktur am nächsten, da die Lehenholme eine nur sehr geringe seitliche Biegesteifigkeit aufweisen und daher zu einer vernachlässigbaren Verformungsbehinderung des DLF_{FRP}-Bauteils in axialer Richtung führen.

In Tabelle 3.3 sind die den FEM-Berechnungen zugrunde gelegten Werkstoffkennwerte von DLF_{FRP} PA6.6 LGF50 bei 23 °C und 80 °C angegeben. Da keine eigenen Meßwerte für die Temperatur von 80 °C zur Verfügung standen, wurde der vom Hersteller ermittelte prozentuale Unterschied der Werkstoff-Kennwerte zwischen Raumtemperatur und 80 °C auf die eigenen bei Raumtemperatur ermittelten Kennwerte übertragen. Daher wurden die Werkstoff-Kennwerte bei 80 °C um 35 % niedriger als bei Raumtemperatur angesetzt.

Tabelle 3.3: Für die Auslegung der oberen Lehen-Quertraverse aus DLF_{FRP} PA6.6 LGF50 zugrunde gelegte Werkstoffkennwerte bei 23 °C Raumtemperatur und bei 80 °C.

Bezeichnung	Formelzeichen	Einheit	Temperatur	DLF _{FRP} PA6.6-LGF50
Dichte	ρ	[g/cm ³]	-	1,56
Fasergehalt	φ_F	[Gew.-%]	-	50
Zug-E-Modul	E_Z	[MPa]	23 °C	12000
			80 °C	8850
Querkontraktionszahl	ν	[1]	23 °C	0,26
			80 °C	
Zugfestigkeit	σ_Z^B	[MPa]	23 °C	150
			80 °C	110

Zunächst wurde die FEM-Strukturanalyse für den Lastfall „Heck-Crash“ bei 23 °C und symmetrischer Verteilung der Kopfstützenlast auf beide Kopfstützenstangen mit je 0,6 kN betrachtet. In Bild 3.27 ist die sich dabei einstellende Gesamtverformung der DLF_{FRP}-Quertraverse dargestellt. Die maximale Verformung der Quertraverse beträgt etwa 5 mm, die mittig an der Oberkante des hinteren Gurts erreicht wird. Bild 3.28 zeigt die VON-MISES-Vergleichsspannungen in der oberen DLF_{FRP}-Lehen-Quertraverse unter symmetrisch angreifender, quasi-statischer Kopfstützen-Ersatzlast von 1,2 kN bei 23 °C.

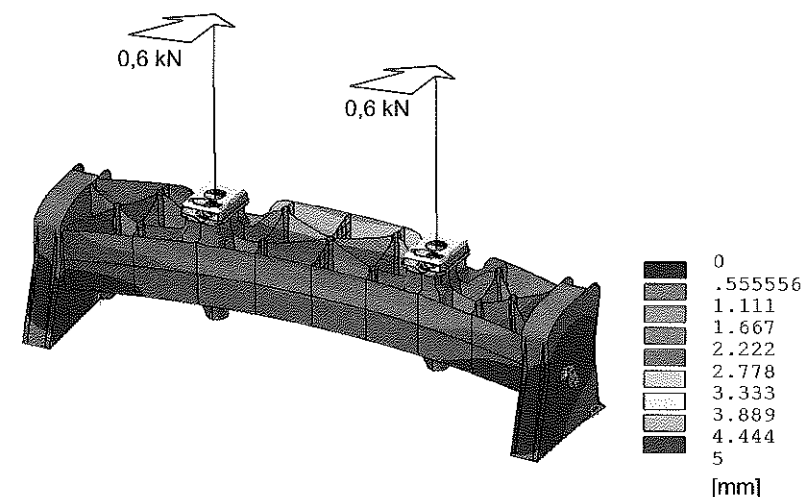


Bild 3.27: Gesamtverformung der oberen DLF_{FRP}-Lehen-Quertraverse unter symmetrisch angreifender, quasi-statischer Kopfstützen-Ersatzlast von 1,2 kN bei 23 °C.

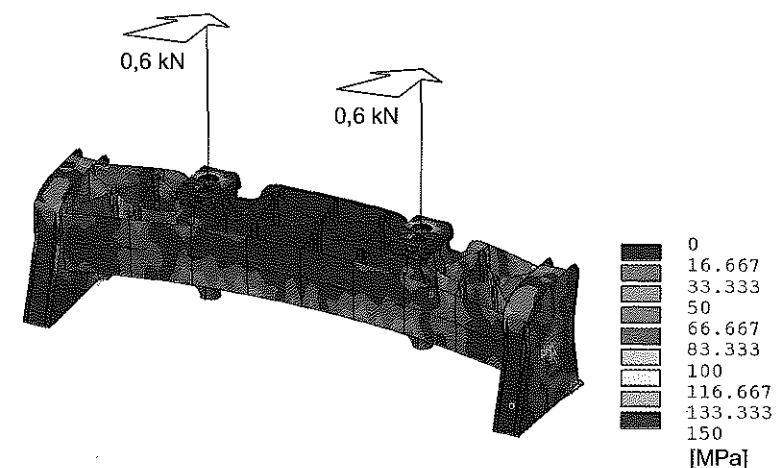


Bild 3.28: VON-MISES-Vergleichsspannungen in der oberen DLF_{FRP}-Lehen-Quertraverse unter symmetrisch angreifender, quasi-statischer Kopfstützen-Ersatzlast von 1,2 kN bei 23 °C.

nungen im Bauteil für den gleichen Lastfall. Sie liegen überwiegend im Bereich von deutlich unter 100 MPa und sind damit bei einer zugrunde gelegten Festigkeit von 150 MPa unkritisch. Spannungsspitzen von bis zu 150 MPa treten im Bereich der beiden oberen Kreuzverrippungen in der Nähe der Lehenholm-Einschubgehäuse auf.

Die in Bild 3.28 identifizierten Spannungsüberhöhungen sind lokal sehr begrenzt und beruhen insbesondere auf dem Diskretisierungsgrad des Finite-Elemente-Modells. Hieraus sind keine Schädigungen zu erwarten, die zu einem Bruch des Bauteils führen. Die Krafteinleitungspunkte an den Kopfstützenstangen verformen sich bei der angegebenen Gesamtlast von 1,2 kN um 13,7 mm in positiver x-Richtung. Dies entspricht einer Gesamtsteifigkeit des DLFRP-Bauteils mit Kopfstützenstangen von etwa 88 N/mm, die im später vorgestellten Bauteilversuch verifiziert wurde.

Im weiteren wird der kritische Lastfall für den Heck-Crash betrachtet, bei dem bei 80 °C eine asymmetrische Kopfstützenlast auf die beiden Kopfstützenstangen mit 0,4 kN und 0,8 kN wirkt. Dies kann real dann eintreten, wenn der Hinterkopf des Insassen durch das Unfallgeschehen nicht in der Mitte der Kopfstützenbreite auftrifft. Die sich für diese Lastsituation ergebende Spannungsverteilung im DLFRP-Bauteil zeigt Bild 3.29.

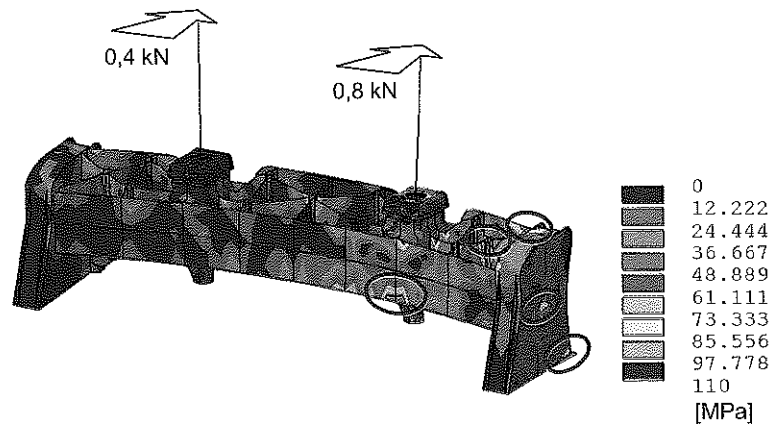


Bild 3.29: VON-MISES-Vergleichsspannungen in der oberen Lehenen-Quertraverse unter asymmetrisch angreifender, quasi-statischer Kopfstützen-Ersatzlast von 0,4 kN und 0,8 kN bei 80 °C.

In Bild 3.29 wird deutlich, daß bei ungleichförmiger Lasteinleitung und der bei 80 °C reduzierten Werkstofffestigkeit von 110 MPa der Werkstoff im Bereich des Anschlages am Lehen-

holm-Einschubgehäuse, am Drehlager, an der oberen Kreuzverrippung nahe dem Lehenholm-Einschubgehäuse, am Übergang des hinteren I-Profil-Gurtes an das Lehen-Einschubgehäuse sowie an der Unterkante des vorderen I-Profil-Gurtes lokal überbeansprucht wird. Das Schädigungsbild mit sehr lokal begrenzten Schädigungsbereichen läßt jedoch den Schluß zu, daß das Bauteil trotz dieser Grenzbelastung zwar örtliche Risse aufweisen, jedoch strukturell intakt bleiben dürfte. Hierbei ist insbesondere die sehr hohe Schlagzähigkeit von DLFRP zu berücksichtigen, die den Werkstoff deutlich von vergleichbaren kurzfaserverstärkten Spritzgießmassen abhebt.

Lastfall „Seiten-Crash“

Nachfolgend wird die Beanspruchungssituation der oberen DLFRP-Quertraverse bei der Aufbringung einer Seitenlast von 30 kN untersucht. Als kritisch muß auch hier die Seitenlasteinwirkung bei einer Temperatur von 80 °C angesehen werden. Die Druck-Seitenlast wird dazu einseitig auf die dem Traversen-Mittelteil zugewandte Innenseite eines Lehen-Einschubgehäuses in y-Richtung aufgegeben. Die Innenwand des anderen Lehenholm-Einschubgehäuses ist entsprechend an einer Verformung in y-Richtung gehindert. Bild 3.30 zeigt die hieraus resultierenden VON-MISES-Vergleichsspannungen in der DLFRP-Quertraverse. Das Bauteil wird bei Seitenlast um ca. 3,8 mm in y-Richtung verformt. Dies entspricht einer Quersteifigkeit des DLFRP-Bauteils von etwa 7895 N/mm.

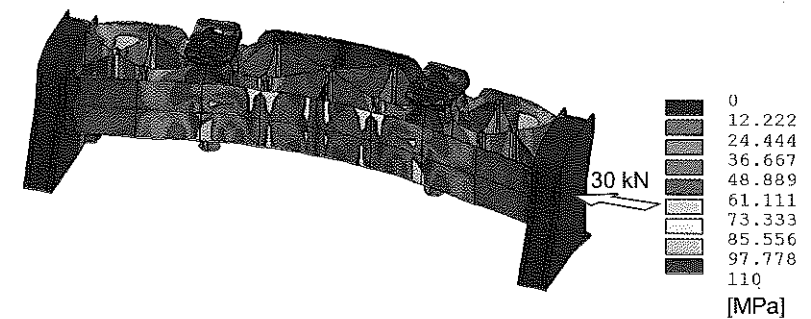


Bild 3.30: VON-MISES-Vergleichsspannungen in der oberen Lehenen-Quertraverse unter quasi-statischer Seitenlast von 30 kN bei 80 °C.

Bild 3.30 verdeutlicht, daß der Werkstoff bei extremer Seitenlast und einer Temperatur von 80 °C im vorderen I-Profil-Gurt - insbesondere in den vergleichsweise steifen Anbindungs-bereichen des Gurtes mit der Verrippung - lokal überbeansprucht wird. Der vordere Gurt ist aufgrund der bereits vorgekrümmten Grundgeometrie des Bauteils einer Druckbelastung ausgesetzt. Großteile des zugbelasteten hinteren I-Profil-Gurtes und insbesondere des Steges

bleiben jedoch intakt. Das gesamte Schadensbild läßt auch hier den Schluß zu, daß das DLFRP-Bauteil nach einer Seitenlast von 30 kN in Teilbereichen zwar deutlich geschädigt sein dürfte, insgesamt jedoch nicht katastrophal versagen wird.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, daß die vorgestellte Konstruktion der oberen Lehen-Quertraverse aus DLFRP den gestellten mechanischen Anforderungen genügt und somit in die Prototypen-Phase übergegangen werden kann.

Vor der Werkzeugkonstruktion muß sichergestellt werden, daß das Bauteil mit dem zur Verfügung stehenden Spritzgießautomaten (siehe Anhang A, Tabelle A.1) auch herstellbar und wie vorgesehen die Werkzeugfüllung mit einem zentralen Stangenanguß möglich ist. Hierzu wird im folgenden Abschnitt die durchgeführte Werkzeug-Füllsimulation - ebenfalls auf der Basis der Finite-Elemente-Methode - mit dem Spritzgieß-Simulations-Programm MOLDFLOW® vorgestellt.

3.4.3 Spritzgießsimulation der oberen Lehen-Quertraverse aus DLFRP

Ziel der Spritzgießsimulation für die obere DLFRP-Quertraverse ist es, Informationen zum Füllvorgang, wie die benötigte Füllzeit, die Temperaturverteilung in der Kavität und der aufzubringende Einspritzdruck zu gewinnen und daraus die Herstellbarkeit des Bauteils auf dem zur Verfügung stehenden Spritzgießautomaten abzuklären.

Hauptproblem der Simulation ist, daß die im Simulationsprogramm integrierte Werkstoffdatenbank generell keine rheologischen Kennwerte des hier vorgesehenen langfaserverstärkten Werkstoffes PA6.6 LGF50 zur Verfügung stellt. Daher konnte lediglich auf ein mit 40 Gew.% langglasfaserverstärktes Polyamid 6 (PA6 LGF40) zurückgegriffen werden. PA 6 weist im Vergleich zu PA6.6 eine um ca. 25 % niedrigere Schmelztemperatur mit einer bei gleicher Temperatur weit geringeren Schmelzviskosität auf. Hinzu kommt der geringere Glasfasergehalt von lediglich 40 Gew.-% anstelle von 50 Gew.-%, der zu einer weiteren Schmelzviskositätsreduzierung im Vergleich zum vorgesehenen DLFRP führt. Daher muß davon ausgegangen werden, daß die in der Füllsimulation ermittelten Werkzeugdrücke und Füllzeiten deutlich geringer als die real zu erwartenden Größen sein wird.

Bild 3.31 zeigt das aus der Strukturanalyse abgeleitete Finite-Elemente-Schalenmodell der oberen DLFRP-Quertraverse. Die Simulationssoftware kann aus numerischen Gründen ausschließlich Dreieckselemente handhaben. Dazu muß das FE-Modell zur strukturmekanischen Auslegung entsprechend modifiziert werden, indem die Viereckselemente durch Teilung in Dreieckselemente überführt wurden. Als werkstoffgerechter Anguß ist ein zentraler, großzügig dimensionierter Stangenanguß von ca. 45 mm Länge und 5,5 mm Durchmesser am Einspritzpunkt (Anschnitt) sowie 8,5 mm am Bauteil-Einlauf gewählt. Dem Modell ist wie bereits in

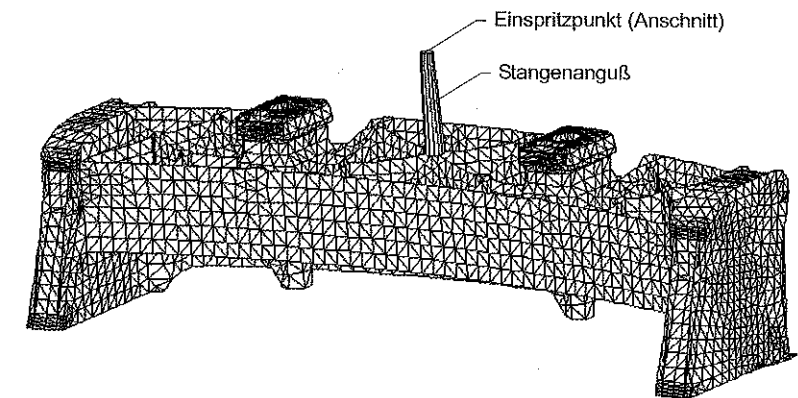


Bild 3.31: Finite-Elemente-Schalenmodell aus Dreiecks-Elementen für die Spritzgieß-Simulation.

der strukturmekanischen Auslegung eine mittlere Wanddicke von 2 mm zugeordnet. Auch bei der Spritzgießsimulation sind Änderungen der Wanddicke aufgrund von Ausformschragen nicht berücksichtigt. Es wird stets eine Einspritztemperatur von 320 °C und eine konstante Werkzeugtemperatur von 90 °C angenommen.

Bild 3.32 bis Bild 3.34 zeigen den für PA6 LGF40 errechneten Fließfrontverlauf sowie die Temperatur- und die Druckverteilung nach der Werkzeugfüllung.

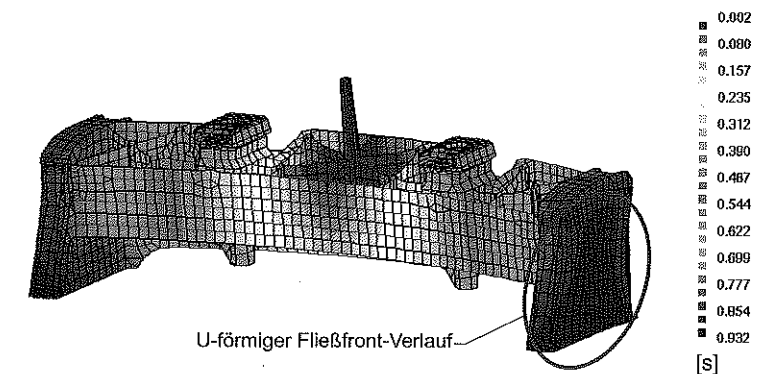


Bild 3.32: Fließfrontverlauf von PA6 LGF40 bei einer Einspritztemperatur von 320 °C und einer Werkzeugtemperatur von konstant 90 °C.

Ergebnis der Füllsimulation gemäß Bild 3.32 war, daß der eigentliche Einspritzvorgang bis zur vollständigen Füllung der Kavität ca. 0,93 s andauern wird (ohne Haltezeit mit Nachdruck und Abkühlzeit). Dabei bildet sich an den außenliegenden Flächen des Lehenholm-Einschubgehäuses eine nach unten geöffnete, U-förmige Fließfront aus, die zu einer Beendigung des Fließvorganges am äußeren unteren Rand des Gehäuses führt. Beim Schließen dieser U-förmigen Fließfront ist daher mit einer vertikal verlaufenden Bindenaht an der jeweiligen Außenfläche der Lehenholm-Einschubgehäuses zu rechnen.

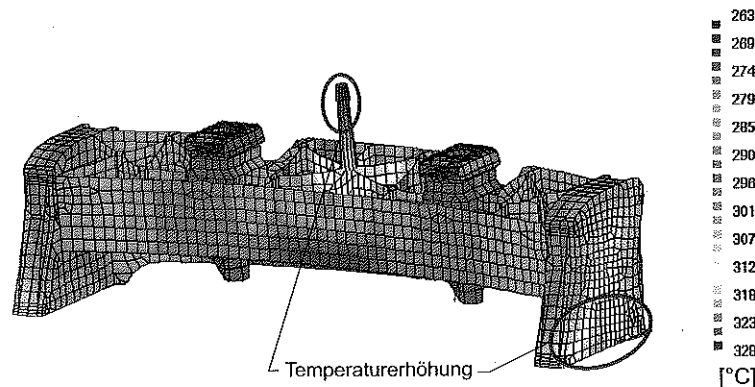


Bild 3.33: Temperaturverteilung für PA6 LGF40 bei einer Einspritztemperatur von 320 °C und einer Werkzeugtemperatur von konstant 90 °C.

Die errechnete Temperaturverteilung in der Kavität (Bild 3.33) macht deutlich, daß im Angußbereich und im Außenwandbereich der Lehneneinschubgehäuse die Maximaltemperaturen erreicht werden. Diese liegen bis zu 9 °C über der Einspritztemperatur von 320 °C, da der Fließkanal im Angußbereich einen nur sehr engen Querschnitt aufweist und damit hohe Fließgeschwindigkeiten erreicht werden. Folge ist die Entstehung von Reibungswärme. Die Temperaturerhöhung am unteren, äußeren Rand des Lehenholm-Einschubgehäuses ist durch die Komprimierung der in der Kavität eingeschlossenen Luft - einhergehend mit deren Erwärmung - zu erklären. Aufgrund der dortig vergleichsweise langen Verweildauer der Schmelze muß hier darauf geachtet werden, daß die eingeschlossene erhitzte Luft nicht zu einem örtlichen thermischen Abbau der Thermoplastmatrix führt, bevor die Luft über Werkzeugspalte vollständig entweichen kann.

Der zur Füllung der Kavität in der Simulation errechnete, maximal benötigte Einspritzdruck beträgt umgerechnet ca. 458 bar (Bild 3.34). Dies läßt auch unter Berücksichtigung der rheologischen Unterschiede des in der Simulation verwendeten PA6 LGF40 und des real einzuset-

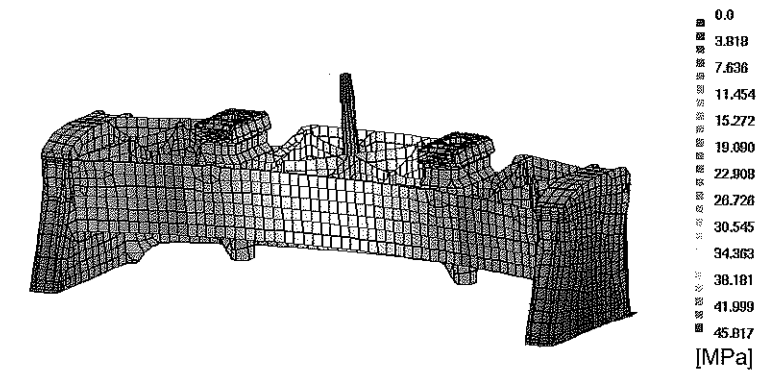


Bild 3.34: Druckverteilung in der Kavität für PA6 LGF40 bei einer Einspritztemperatur von 320 °C und einer Werkzeugtemperatur von konstant 90 °C.

zenden PA6.6 LGF50 den Schluß zu, daß der maximal vom Spritzgießautomaten zu Verfügung gestellte Einspritzdruck von 1500 bar für die Bauteilfertigung ausreichend sein würde.

3.4.4 Prototypenfertigung der oberen Lehen-Quertraverse aus DLFRP

Spritzgießwerkzeug

Die geometrische Komplexität des zu fertigenden Spritzgießbauteils erfordert eine vergleichsweise aufwendige Werkzeugkonstruktion, mit der Vorgabe, aus Kostengründen möglichst wenige Schieber zur Ausbildung von Hinterschneidungen zu verwenden. Ersatzweise sollen metallische Einlegeile, die vor dem Schließen des Werkzeuges manuell eingelegt und nach dem Spritzen und der Werkzeugöffnung wieder mit dem Bauteil zusammen entnommen werden, zum Einsatz kommen. Dies erscheint für eine Prototypenfertigung von maximal 300 Bauteilen gerechtfertigt.

Das gemeinsam mit einem auf die Konstruktion und Fertigung von Spritzgießwerkzeugen spezialisierten Industriepartner konzipierte Werkzeug besteht im Grundaufbau aus plattenförmigen Stahl-Normalien und weist eine Einzelkavität auf (Einfach-Werkzeug). Die auswerferseitig aufgesetzten Kernelemente sind aus Aluminium gefertigt, um durch die einfachere Bearbeitbarkeit die Werkzeugkosten zu verringern. Komplexe Geometrien sind mit Hilfe der Elektroden-Erodier-Technik gefertigt. Zur Temperierung des Werkzeuges sind entsprechende Kanäle eingearbeitet, die das Hindurchleiten eines vorgewärmten Mediums erlauben.

Eine zentrale Problemstellung bei der Werkzeugkonzipierung stellt der Dombereich der oberen DLFRP-Quertraverse dar. Dieser ist dadurch gekennzeichnet, daß zum einen der gesamte Dom in der Vertikalen durch eine Bohrung für die Kopfstützen-Führungsstangen durchtreten wird und zum anderen ein die Kopfstützenführungsbohrung kreuzender Durchbruch für die Aufnahme der Dearretierungsfeder ausgebildet werden muß (vergleiche Bild 3.25). Beide Durchbrüche können nur mit Hilfe von Schiebern hergestellt werden, die sich im Innern des Doms gegenseitig durchdringen. Daraus folgt zwangsläufig, daß beim Auseinanderfahren des Werkzeuges eine bestimmte Reihenfolge beim Herausziehen der Schieber eingehalten werden mußte. Um diese Aufgabe mit nur einem separat hydraulisch betätigten Schieber zu realisieren, wurde bereits bei der Konstruktion des DLFRP-Bauteils darauf geachtet, daß die Führungsbohrungen der Kopfstützenstangen in der Entformungsrichtung der oberen und unteren I-Profil-Verrippung der Quertraverse verlaufen. Somit kann das Ziehen des Kerns für die Kopfstützenstangen-Führungsbohrungen allein durch das Auffahren des Werkzeuges bewerkstelligt werden.

Der außenliegende, absatzähnliche Hinterschnitt der Domstruktur zum Einrasten der später aufgesteckten Schnapphaken der Dearretierungskappe wird ebenfalls durch einen Schieber erzeugt, der über schräg gestellte Klinken beim Auffahren des Werkzeuges aus dem Hinterschnittbereich herausgefahren wird. Zur Einsparung eines weiteren kostenintensiven Schiebers kommen für die Freistellung des äußeren Hinterschnittes am Lehnholm-Einschubgehäuse zwei Stahl-Einlegeiteile zum Einsatz. Diese werden vor jedem Spritzzyklus manuell auf der Spritzseite in das geöffnete Werkzeug eingelegt und nach dem Spritzvorgang und dem partiellen Auswerfen des Bauteils wiederum manuell zusammen mit dem Produkt entnommen. Anschließend wird das Einlegeiteil außerhalb der Spritzgießmaschine vom Bauteil entfernt und wieder in das Werkzeug eingelegt.

Zusammenfassend gestaltet sich ein Spritzgießzyklus nach erfolgtem Einspritzvorgang werkzeugtechnisch wie folgt:

- Auffahren des Werkzeuges um zunächst 30 mm, dabei Freistellung des Hinterschnittes an der äußeren Domkontur durch Klinken
- Herausziehen eines die Kopfstützenstangen-Führungen formenden Schiebers, dadurch Freistellung des Schiebers zur Ausformung des Hohlraumes für die Dearretierungsfeder (Auflösen der Durchdringung beider Schieber)
- Hydraulisches Ziehen des Schiebers zur Ausformung des Hohlraumes für die Dearretierungsfeder
- Werkzeug öffnet ganz, dabei vollständiges Herausziehen des Schiebers zur Ausformung der Kopfstützenstangen-Führung
- Betätigung der Auswerfer, Bauteil jetzt von den Kernen der Lehnholm-Einschubgehäuse abnehmbar

- Manuelle Entnahme des Bauteils mit Einlegeiteilen aus dem Werkzeug
- Manuelles Wiedereinlegen der Einlegeiteile
- Werkzeug fährt bis auf 30 mm zu
- Hydraulischer Kernzug zum Ausformen des Hohlraumes für die Dearretierungsfeder fährt wieder ein
- Werkzeug schließt wieder vollständig
- Neuspritzung.

Die speziell entworfene Werkzeugsteuerung ist mit der Spritzgießmaschinen-Steuerung gekoppelt, so daß bis auf die manuelle Bauteilentnahme und die Handhabung der Einlegeiteile der Spritzzyklus automatisch ablaufen kann. Da ein Abweichen des Werkzeug-Öffnungs-Ablaufs zwangsläufig zu einer Zerstörung einzelner Schieber führen würde, sind alle Schieber und Werkzeugpositionen mittels Endschaltern lagekontrolliert. Bild 3.35 zeigt die beiden Werkzeughälften, die über vier Führungsbolzen (Auswerferseite) und entsprechende Buchsen (Spritzseite) zueinander positioniert werden. Das Werkzeug hat ein Gesamtgewicht von etwa 455 kg.

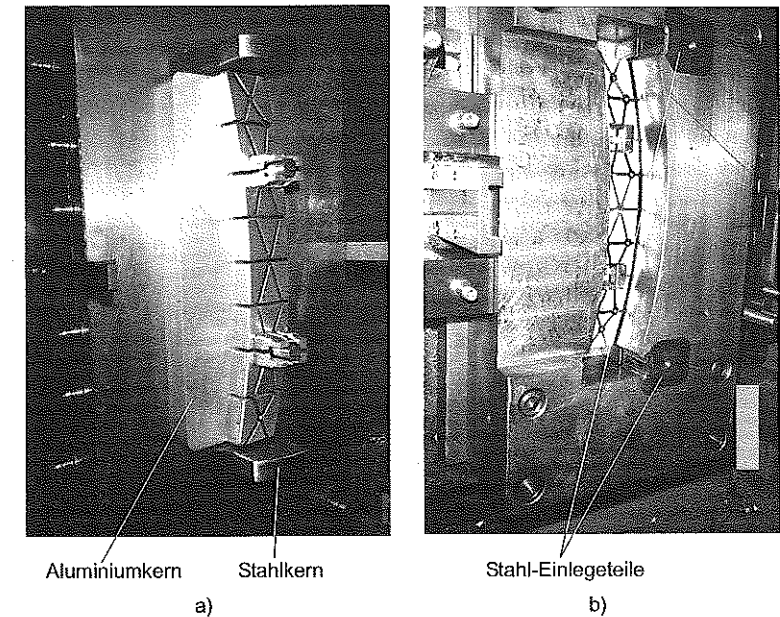


Bild 3.35: Spritzgießwerkzeughälften zur Herstellung von DLFRP-Quertraversen-Prototypen: (a) Auswerferseite, (b) Spritzseite mit Stahl-Einlegeiteilen.

Bauteilfertigung

Die Bauteilprototypen der oberen Lehenen-Quertraverse aus DLFRP wurden bei einem erfahrenen Spritzgießbetrieb hergestellt. Dabei kam wie bereits für die Schulterproben- und Versuchsbauteil-Herstellung der Spritzgießautomat ARBURG ALLROUNDER 470 C 2000-675 mit einer Schließkraft von 2000 kN (siehe Anhang A, Tabelle A.1) zum Einsatz. Es wurden insgesamt ca. 110 Stück Prototypenbauteile aus PA6.6 LGF50 und PA6.6 LGF60 (Handelsname CELSTRAN® von TICONA) abgemustert. Die DLFRP-Pellets wurden zuvor 6 Stunden in einem Umluftofen getrocknet, da PA6.6 zur Aufnahme von Wasser neigt.

Die Verarbeitung von DLFRP gestaltete sich analog vergleichbaren kurzfaserverstärkten Spritzgießmassen. Bestätigt werden konnte die Herstellerempfehlung, eine möglichst große Maschine mit großem Granulateinlauf und auch möglichst großer Schnecke zu verwenden, um eine Brückenbildung am Schneckeneinlauf sowie ein Verkleben einzelner Partikeln im Schneckenraum zu vermeiden. Im Vorfeld wurden diesbezüglich negative Erfahrungen bei der Verwendung kleinerer Spritzgieß-Maschinen mit lediglich 1000 kN bzw. 50 kN Schließkraft gesammelt. Die Bauteile wiesen eine sehr hohe Formtreue und Maßhaltigkeit auf. Lediglich an den unversteiften äußeren Seitenflächen der Lehenholm-Einschubgehäuse konnte erwartungsgemäß ein leichter Einfall (< 1 mm) zum Inneren des Gehäuses hin festgestellt werden. Die Oberflächengüte der Prototypen war trotz des hohen Fasergehaltes wie erwartet sehr gut. Fließspuren an der Bauteiloberfläche traten nicht auf.

Zur Vermeidung einer vorzeitigen Schädigung der Fasern beim Einspritzvorgang kam eine offene Einspritzdüse ohne Nadelverschluß mit 6 mm Durchmesser zum Einsatz. Da die Verarbeitungstemperatur für DLFRP aufgrund dessen größerer Viskosität höher als bei vergleichbaren kurzfaserverstärkten Materialien gewählt werden muß, besteht grundsätzlich die Gefahr, daß bei längeren Zyklusunterbrechungen nach einem Schuß bereits vordosiertes, sehr niedrigviskoses Material aus der stets offenen Düse hinausläuft und somit die korrekte Dosierung für den folgenden Schuß nicht mehr gegeben ist. Folge war somit oftmals eine unzureichende Füllung der Kavität. Daher wurde wegen der prinzipiell zeitintensiven manuellen Entnahme der Einlegeeile darauf geachtet, möglichst wenig Zeit zwischen den Spritzzyklen zu verlieren. Weiter wurde die Temperatur an der Düsenspitze im Laufe der Spritzserien von 320 °C auf 305 °C reduziert, um die Schmelzviskosität des DLFRP leicht zu erhöhen. Bei einer entsprechenden Serienproduktion mit schneller Spritzfolge sind diese Probleme nicht zu erwarten.

Ein zunächst zu hoch gewählter Nachdruck im Anschluß an die eigentliche Werkzeugfüllung führte dazu, daß der Werkstoff mit der sehr hohen Glasfaserfüllung derart in das Werkzeug eingepreßt wurde, daß ein normaler Entformungsvorgang über die Auswerfer nicht mehr möglich war. Ein Nachdruck von 50 bar bei einer Haltezeit von 0,2 s stellte sich schließlich als optimale Maschineneinstellung heraus.

Bild 3.36 a zeigt ein Prototypenbauteil aus DLFRP PA6.6 LGF50, bei dem der zentrale Stan-

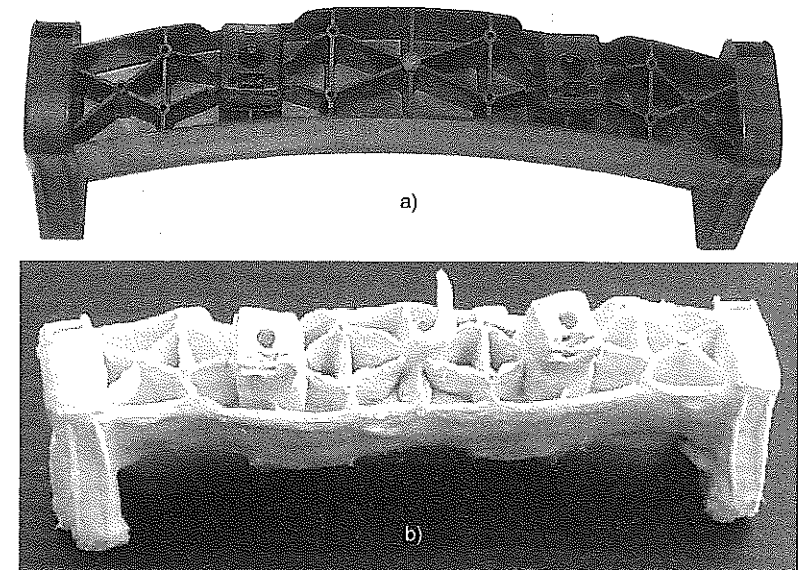


Bild 3.36: (a) Prototyp der oberen Lehenen-Quertraverse aus DLFRP PA6.6 LGF50 mit bereits abgetrenntem Stangenanguß und (b) Langfaserskelett des Bauteils nach Veraschung der Polyamid-Matrix.

genanguß auf der Oberseite bereits abgetrennt ist. Das Langglasfaser-Skelett (Bild 3.36 b), veranschaulicht nochmals analog zum bereits im Vorfeld untersuchten Versuchsbauteil die innige Verhakung der Langglasfasern und die daraus resultierenden vorteilhaften mechanischen Eigenschaftsverbesserungen bezüglich Schlagzähigkeit, Elastizitätsmodul, Festigkeit, Oberflächenqualität und Verzug. Es wird ferner deutlich, daß auch vergleichsweise filigran ausgebildete Bereiche vollständig mit Langglasfasern gefüllt sind. Die Faserlänge im Bauteil konnte aufgrund der gezielt werkstoffgerechten Konstruktion und fertigungstechnischen Maßnahmen im Bereich von 4-8 mm erhalten werden. Beleg hierfür ist die gegenüber dem Kunststoffbauteil deutlich erhöhte Wanddicke des reinen Faserskelettes, was auf das Aufstellen der während des Spritzgießprozesses elastisch verformten, nur wenig oder gar nicht geschädigten Glasfasern zu zurückzuführen ist.

Wie bei der Spritzgießsimulation in Kapitel 3.4.3 bereits angedeutet, wurde real eine deutlich längere Einspritzzeit von etwa 2,1 s im Vergleich zu den berechneten 0,9 s benötigt. Die Differenz läßt sich auf die an der Düse bei der realen Fertigung abgesenkten Einspritztemperatur auf

305 °C, dem höheren Fasergehalt des eingesetzten Werkstoffes sowie die erhöhte Viskosität von PA6.6 gegenüber PA6 zurückführen. Die Messung des realen Werkzeuginnendruckes während des Füllvorganges war nicht möglich. Als maschinenseitiger Einspritzdruck vor der Einspritzdüse wurden ca. 1100 bar gemessen, was den in der Simulation errechneten maximalen Werkzeugdruck von 458,2 bar ebenfalls deutlich übertrifft.

Der errechnete Fließfrontverlauf stimmt gut mit dem real beobachteten überein. Dies wird darin ersichtlich, daß vor der vollständigen Werkzeugfüllung abgebrochene Spritzversuche (Füllstudien) eingefrorene Fließfronten aufweisen, die jenen bei der Spritzgießsimulation bezüglich Position und Form sehr nahekommen. Da die Außenflächen der Lehneneinschubgehäuse zuletzt gefüllt werden, wird die dort eingeschlossene Luft komprimiert und auf ein Niveau oberhalb der Einspritztemperatur von 305 °C erhitzt. Bestätigt wird dies an einigen Prototypenbauteilen durch eine lokal leicht bräunliche Verfärbung des Polyamids, was auf den Beginn des thermischen Abbaus der Thermoplastmatrix durch die Reaktion mit dem heißen Luftsauerstoff zurückzuführen ist. Der in der Simulation ermittelte Ort des thermischen Abbaus am Lehn-Einschubgehäuse stimmt mit dem real beobachteten sehr gut überein.

Demonstrator

Bild 3.37 zeigt zur Veranschaulichung der Einbausituation der integrierten DLFRP-Lehnen-Quertraverse eine Demonstrator-Sitzstruktur mit montierten Kopfstützen. Die Lehnholmenden des Prototypsitzes sind dazu entsprechend der Vorgabe in Bild 3.22 modifiziert. Die Arretierung des Bauteils erfolgt über zwei Zylinderkopfschrauben, die über eine Mutter gesichert werden. Als Großserienlösung ist anstelle der Schrauben beidseitig ein Kopfbolzen vorgesehen, der mittels einer selbsthemmenden Scheibe axial gesichert wird.

3.4.5 Bauteilprüfung

Zur Verifikation der in der Entwicklungsphase durchgeführten Bauteilauslegung wurden bei einem Sitzhersteller quasi-statische Bauteilprüfungen für den Lastfall „Heckaufprall“ bei Raumtemperatur sowie Fallpendelversuche zur Simulation eines dynamischen Kopfaufschlages bei 23 °C Raumtemperatur und bei -7 °C durchgeführt.

Quasi-statische Bauteilprüfung

Bild 3.38 zeigt den Versuchsaufbau für den statischen Zugversuch an der Kopfstütze entgegengesetzt der Fahrtrichtung entsprechend den gesetzlichen Vorgaben nach ECE-R 17 [ERL99a] und ECE-R 25 [ERL99b] (vergleiche auch Bild 3.4).

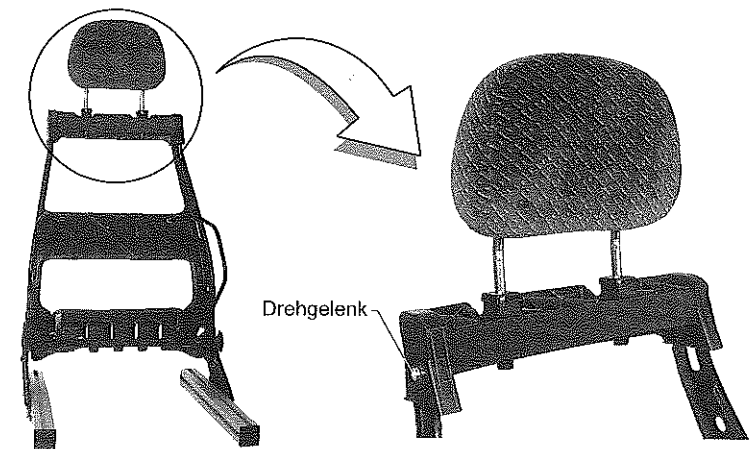


Bild 3.37: Demonstrator-Lehnenstruktur mit axial drehbarer, oberer Lehn-Quertraverse aus PA6.6 LGF50.

Für die Rückenlehnenholme kamen zwei massive Ersatz-Lehnenholme aus Stahl zum Einsatz. Zur Lasteinleitung diente ein ebenfalls massiv ausgeführter Kopfstützenersatz in Form einer Stahlplatte, an der die entgegengesetzt der Fahrtrichtung wirkende Zugkraft aufgebracht wurde. Der Krafteinleitungspunkt an der Stahlplatte entsprach dabei dem Fall einer maximal ausgezogenen Kopfstütze mit einem vertikalen Abstand zwischen Krafteinleitungspunkt und Oberkante des Domes der Kopfstützenführung an der DLFRP-Quertraverse von 155 mm. Die Prüfgeschwindigkeit betrug 500 mm/min. Zur Dokumentation wurde das Versuchsgeschehen zusätzlich mit Hilfe von Video-Kameras aus zwei verschiedenen Blickwinkeln aufgezeichnet.

Bild 3.39 zeigt eine im Zugversuch ermittelte Kraft-Weg-Kurve. Aus deren Steigungen im linear-elastischen Bereich wurde für die beiden Messungen eine Gesamtsteifigkeit der geprüften DLFRP-Struktur zusammen mit der Kopfstützen-Ersatzkonstruktion von 84 N/mm und 100 N/mm ermittelt werden. Die in der FEM-Simulation prognostizierte Gesamtsteifigkeit beträgt 88 N/mm und stimmt damit recht gut mit dem Versuchsergebnis überein.

Die Video-Aufzeichnungen dokumentieren, daß erste Risse der Struktur bei ca. 2,1 kN auftreten. Dies macht sich vor deren Sichtbarwerdung durch ein deutlich hörbares Knistern der Struktur bemerkbar. Der erste Steigungsabfall der Kraft-Weg-Kurve bei etwa 2,1 kN bestätigt dies. Weiter geht aus Bild 3.39 hervor, daß das geprüfte Bauteil bei Raumtemperatur eine maximale Kopfstützen-Zugkraft von ca. 3,2 kN erträgt, bevor ein progressiver Versagensprozeß einsetzt. Der nicht plötzlich eintretende Kraftabfall nach dem Überschreiten der maximal ertragbaren Zugkraft ist charakteristisch für ein „gutmütiges“ Versagensverhalten.

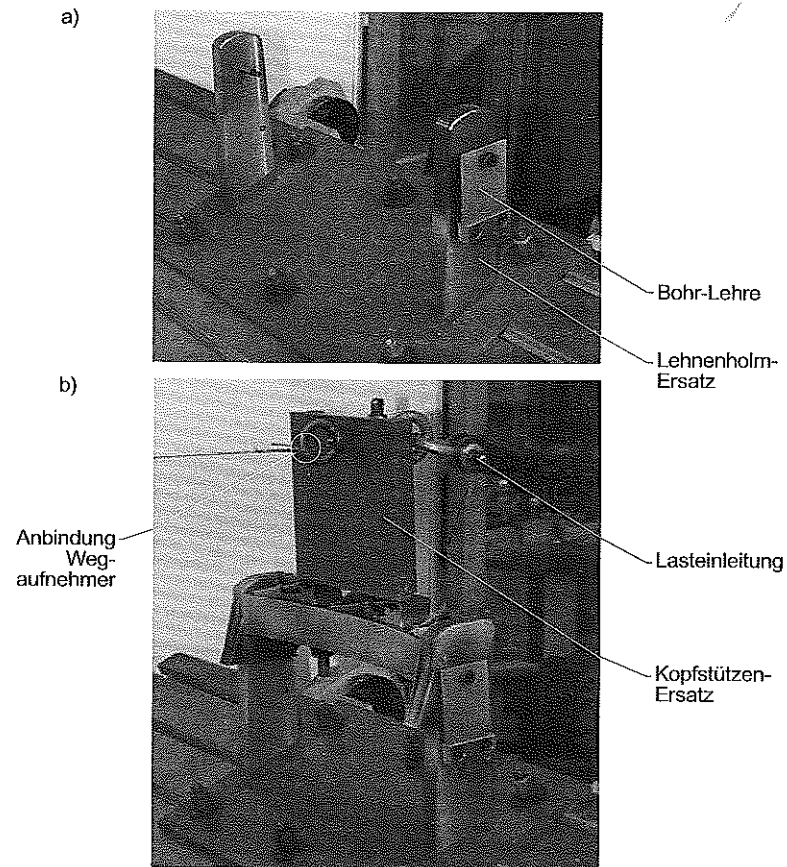


Bild 3.38: (a): Ersatz-Lehnenholme zur statischen Simulation des Lastfalls „Heckaufprall“ mit Bohrlehre auf Zugprüfstand und (b) Ausgangssituation zu Beginn der Prüfung.

Bild 3.40 zeigt das Bruchbild der unter statischer Kopfstützenlast bei Raumtemperatur geprüften oberen DLFRP-Quertraverse, bei der die Zugkraft ohne Wegbegrenzung bis zur vollständigen Trennung des Bauteils aufrechterhalten wurde. Gemäß Bild 3.39 erfolgte erst nach ca. 85 mm Weg des Krafteinleitungspunktes eine annähernde Durchtrennung des Bauteils. Die Bauteilbereiche, in denen erste Risse und später offene Bruchflächen entstanden, sind in Bild 3.40 markiert.

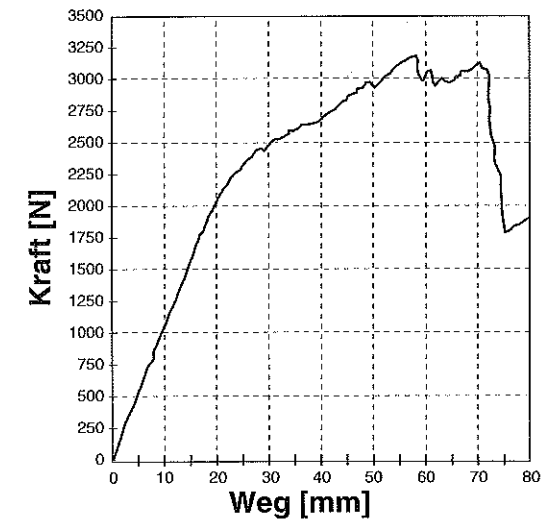


Bild 3.39: Kraft-Weg-Diagramm der quasi-statischen Zugprüfung einer DLFRP-Quertraverse aus DLFRP PA6.6 LGF50 für den Lastfall „Heckaufprall“ bei einer Prüfgeschwindigkeit von 500 mm/s und Raumtemperatur.

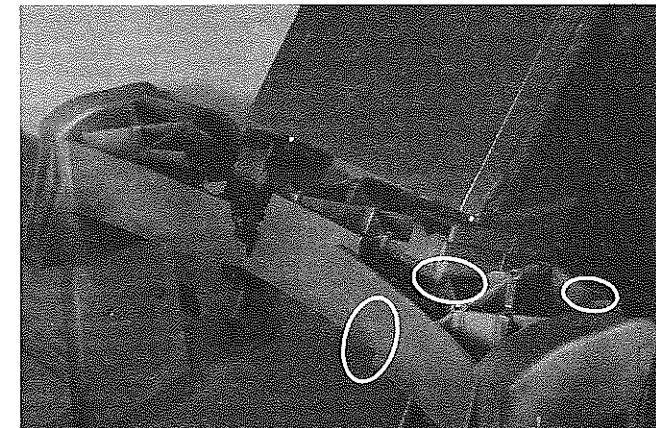


Bild 3.40: Bruchbild der oberen DLFRP-Quertraverse aus PA6.6 LGF50 nach der statischen Bauteilprüfung für den kritischen Lastfall „Heckaufprall“ bei Raumtemperatur.

Zur Abdeckung von Fertigungstoleranzen wurde ergänzend eine modifizierte Zugprüfung mit einer um 0,3 kN erhöhten quasi-statischen Kopfstützenlast von insgesamt 1,5 kN durchgeführt. Die Höchstlast wurde anschließend für zwei Minuten aufrecht erhalten. Auch diese statische Prüfung führte weder zu einem erkennbaren Kraftabfall noch zu einer sichtbaren Schädigung des Bauteils.

Zum Abgleich des Versagensbildes aus dem Bauteilversuch mit den Berechnungsergebnissen wird im folgenden eine abschließende FEM-Berechnung vorgestellt. Dazu wird das Bauteil mit der Kopfstützenlast von 2,1 kN beaufschlagt, bei der im Versuch erste Risse auftraten. Bild 3.41 zeigt die in der Berechnung ermittelten VON-MISES-Vergleichsspannungen im Bauteil bei 2,1 kN Kopfstützenlast und Raumtemperatur.

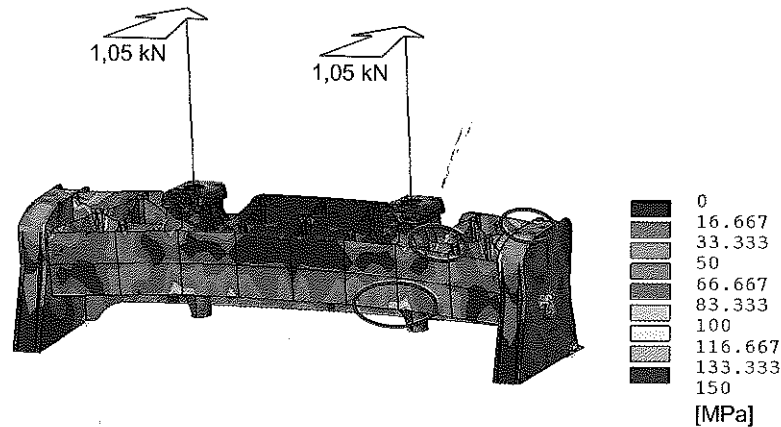


Bild 3.41: VON-MISES-Vergleichsspannungen in der oberen DLFRP-Lehnen-Quertraverse unter symmetrisch angreifender, quasi-statischer Kopfstützen-Ersatzlast von 2,1 kN bei 23 °C.

Vergleicht man das bei der Prüfung real entstandene Versagensbild in Bild 3.40 mit den in der Berechnung prognostizierten Spannungsüberhöhungen gemäß Bild 3.41, so kann eine recht gute Übereinstimmung der Simulation mit der Bauteilprüfung festgehalten werden. Damit kann gleichzeitig davon ausgegangen werden, daß die für den kritischen quasi-statischen Ersatzlastfall einer asymmetrisch angreifenden Kopfstützenlast bei 80 °C ermittelten Berechnungsergebnisse der Realität ausreichend nahe kommen.

Dynamischer Kopfaufschlag bei tiefen Temperaturen

Zur Überprüfung der Crash-Tauglichkeit der DLFRP-Quertraverse wurden ergänzend zu den quasi-statischen Kopfstützen-Zugversuchen Fallpendelversuche bei 23 °C und -7 °C durchgeführt. Zweck des Versuchs entsprechend dem vorgegebenen Versuchsaufbau nach ECE-R 17 [ERL99a] (vergleiche Bild 3.4 b) ist die Simulation eines kurzzeitigen dynamischen Kopfaufschlages auf die Kopfstütze. Wie der reale Versuchsaufbau in Bild 3.42 zeigt, kam hierzu eine 6,8 kg schwere Kopfkugel mit einem Durchmesser von 165 mm zum Einsatz, die mit einer Geschwindigkeit von $\geq 6,7$ m/s auf die Kopfstütze prallt. Zur Aufnahme der Lehn-Quertraverse dienten wiederum die bereits in den statischen Zugversuchen verwendeten massiven Ersatz-Lehnenholme.

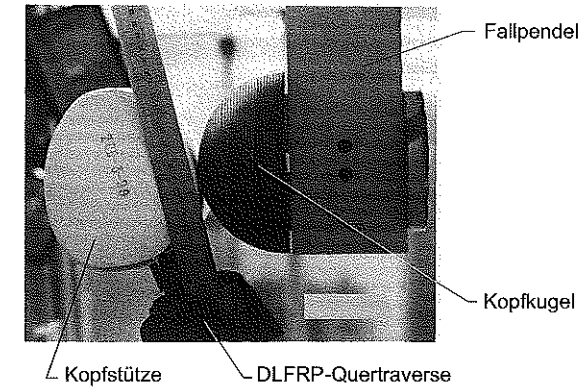


Bild 3.42: Seitenansicht des Fallpendel-Versuchs zur Simulation des kurzzeitigen dynamischen Kopfaufschlages auf die Kopfstütze.

Ergebnis der bei einem Industriepartner durchgeführten Versuche bei einer Temperatur von -7 °C und einer Aufschlaggeschwindigkeit von 6,7 m/s war, daß die Kopfkugel durch den Aufschlag auf die Kopfstütze eine negative Beschleunigung (Verzögerung) von 256 g über einen Zeitraum von 13 ms erfährt.

Bild 3.43 zeigt die Risse, die sich bei der Kopfaufschlag-Prüfung am hinteren Gurt der DLFRP-Quertraverse ausbilden. Ausgangspunkt der Ribildung ist dabei beidseitig die jeweils äußere Ecke der Aussparungen des hinteren I-Profil-Gurtes. Daraus kann abgeleitet werden, daß die dort vergleichsweise scharfkantig ausgeführte Geometrie zu einer kerbspannungsinduzierten Ribildung geführt hat. Trotz der tiefen Temperaturen und der dynamischen Beanspruchung kam es nicht zu einer Ausbildung offener Bruchflächen oder gar zu einem Trennbruch. Somit kann auch die dynamische Kopfaufschlagprüfung als bestanden gewertet werden.

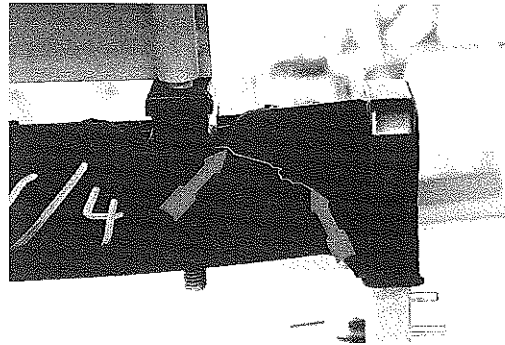


Bild 3.43: Rißbildung am hinteren Gurt der oberen DLFRP-Quertraverse nach dynamischem Kopfaufschlag im Fallpendelversuch bei $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$.

3.5 Diskussion der Ergebnisse und Ausblick

Abschließend gilt es zu bewerten, inwieweit die aus der übergeordneten Aufgabenstellung der Arbeit abgeleiteten Zielsetzungen bei der vorgestellten Substitution eines hochbelasteten metallischen Sitzstrukturbauteils durch eine FKV-Lösung erreicht werden konnten. Grundlage der Bewertung bildet das in Kapitel 2.1 (Tabelle 2.1) hergeleitete allgemeine Schema, das Rückschlüsse auf etwaige Vorteile der Substitution in Form einer *Kostenreduktion* oder *Gebrauchswertsteigerung* zuläßt.

Kostenreduktion

Aus der auf die obere DLFRP-Quertraverse angewandten Bewertung in Tabelle 3.4 geht hervor, daß von der Substitution der metallischen Bauweise durch eine DLFRP-Konstruktion eine Reihe potentieller *Kostenreduktionen* zu erwarten sind. Die DLFRP-Lösung ist *rationeller fertiger*, da es sich um ein einziges Integralbauteil handelt. Für das entsprechende Stahlbauteil sind mehrere Umform- und Stanz-Werkzeuge mit mehreren Bearbeitungsstufen erforderlich. Die hierfür benötigte Anlagentechnologie ist mit einem hohem *Energieeinsatz* verbunden. Die *Montage* des Kunststoff-Bauteils wird durch die einfache Steck-Verbindungstechnik mit Bolzensicherung erheblich erleichtert. Der Montageprozeß ist gut automatisierbar und bietet eine hohe Prozeßsicherheit. Die für das äquivalente Stahlbauteil notwendige Schweißtechnologie entfällt, so daß auch keine aus der Wärmeinbringung resultierenden Verzugsprobleme auftreten. Die für das *Recycling* bedeutende *Demontage* ist ebenso leicht möglich wie die Montage. Das Bauteil ist werkstofflich sortenrein (One-Material-Design), da es keine metallischen Einlege-teile (Inserts) besitzt.

Tabelle 3.4: Bewertung der Substitution einer metallischen Lehnen-Quertraverse durch eine werkstoff- und fertigungsgerechte FKV-Lösung.

	Bewertungskriterium	DLFRP-Lehnen-Quertraverse
Kostenreduktion	rationellere Fertigung	👍 erreicht durch Spritzgießfertigung nur noch eines Bauteils
	Vereinfachung der Montage	👍 erreicht durch Steckverbindung
	Einsparen von Montagevorgängen	👍 erreicht durch Integralbauweise (kein thermisches Fügen)
	Vermeidung von Nachbearbeitungsvorgängen	👍 erreicht durch Spritzgießverarbeitung (lediglich Abtrennen des Angusses)
	preiswerterer Werkstoff	👎 nicht erreicht aufgrund hoher Halbzeug-Kosten
	Reduktion von Lager- und Transportkosten	👍 erreicht durch Zulieferung nur eines Bauteils oder Spritzgießfertigung vor Ort
	Energieeinsparung	👍 zu erwarten, da weder Umformen, noch Stanzen, noch Schweißen
Gebrauchswertsteigerung	Gewichtsreduktion	👉 neutral, da auch Mehrgewicht der Metall-Lösung bei höheren Anforderungen
	Design-Verbesserung	👉 neutral, da kein Sichtteil (grundsätzliche Verbesserung durch Spritzguß möglich)
	Erhöhung der Sicherheit	👍 erreicht durch höhere ertragbare Kopfstützen- und Seitenlast sowie Drehbarkeit der Kopfstütze
	Verbesserung der Funktionserfüllung	👍 erreicht durch zusätzliche Drehbarkeit der Kopfstütze
	Volumenreduktion	👉 neutral, da Bauraum nahezu unverändert
	Lebensdauer	👉 noch offen, erhöhte Korrosionsbeständigkeit gegeben
	Vereinfachung von Wartung und Instandhaltung	👉 neutral, da weder bei Metall- noch bei Kunststoffbauteil erforderlich

Das DLFRP-Rezyklat bietet auch für technisch anspruchsvolle Produkte noch ausgezeichnete mechanische Eigenschaften. *Nachbearbeitungsvorgänge*, wie beispielsweise das Entgraten von Stanzkanten, entfallen. Das beim vorgestellten Spritzgießbauteil erforderliche Abtrennen

des Stangenangusses kann noch im Arbeitsraum der Spritzgießmaschine automatisiert erfolgen.

Eine Ausnahme bei der wirtschaftlichen Betrachtung der Substitution bilden die Werkstoffkosten. Die Analyse der Herstellkosten für eine zugekaufte DLFRP-Quertraverse hat ergeben, daß etwa 76 % der zu erwartenden Stückkosten von ca. 6,50 DM allein auf den Werkstoff entfallen [Ste98b]. Verantwortlich hierfür sind DLFRP-Halbzeugkosten von derzeit etwa 9,50 DM/kg (PA6.6 LGF50) bei einer Mindest-Abnahmemenge von 400 t/Jahr, die in der Hauptsache aus dem kostenintensiven Produktionsverfahren resultieren. Sollen DLFRP für die Spritzgießverarbeitung konkurrenzfähig werden, so muß eine Kostenhalbierung auf das Niveau vergleichbarer kurzfaserverstärkter Kunststoffe von ca. 5 DM/kg (PA6.6 KGF30) erzielt werden. Ein zur Erreichung des Ziels möglicher Schritt ist daher die am IVW neu entwickelte Fertigungstechnologie für DLFRP-Granulat auf der Basis eines Imprägnierrades [Lut98] (vergleiche Kapitel 3.3.1).

Inwieweit die genannten Werkstoff-Mehrkosten der DLFRP-Lösung trotz der zu erwartenden Kostenvorteile bei Fertigung, Montage/Demontage sowie Lager- und Transportkosten eine Preissteigerung im Vergleich zu einer Metall-Bauweise bewirken, kann letztendlich nur eine detaillierte Wirtschaftlichkeitsbetrachtung auf der Basis einer ganzheitlichen Bilanzierung - „Life Cycle Engineering“ - erbringen [Eye96], [Sau98], [Lie97].

Gebrauchswerterhöhung

Auf seiten der *Gebrauchswerterhöhung* sind gemäß Tabelle 3.4 keine Nachteile der DLFRP-Lösung zu verzeichnen. Grundlegend schwierig gestaltet sich die *Gewichtsbetrachtung*, da lediglich eine Bauweisenentwicklung für das Kunststoff-Bauteil, jedoch nicht für ein vergleichbares, den höheren Anforderungen angepaßtes metallisches Bauteil durchgeführt wurde. Die ausgeführte obere Lehnen-Quertraverse in DLFRP-Bauweise weist ein Mehrgewicht von etwa 125 g (+43 %) gegenüber der Basis-Stahllösung auf, bietet jedoch eine bedeutende *Funktionserweiterung* und eine deutlich erhöhte Kopfstützen- und Seitenlastaufnahme. Bei einer äquivalenten Metallkonstruktion ist ebenfalls von einer deutlichen Gewichtserhöhung auszugehen. Die erhöhte Kopfstützen- und Seitentragfähigkeit von 1,2 kN bzw. 30 kN sowie die Drehbarkeit des Bauteils führen insgesamt zu einem deutlichen *Sicherheitszugewinn* bei Heck- und Seiten-Crash, zudem weist das Bauteil durch den Einsatz von Langfasern ein gutmütigen Versagensverhalten bei Überlast auf.

Es bleibt abschließend festzuhalten, daß die erzielten Gebrauchswerterhöhungen ausschließlich auf die besonderen mechanischen Eigenschaften langglasfaserverstärkter Thermoplaste zurückzuführen sind. Beim Einsatz klassischer kurzfaserverstärkter Thermoplaste muß von

einer weiteren Erhöhung des Bauteilgewichtes und vor allem von einem deutlich ungünstigeren Versagensverhalten ausgegangen werden.

Ferner muß beachtet werden, daß die vorgestellten Konzepte die Substitution einer einzelnen Strukturkomponente im System „Fahrzeugsitz“ zur Aufgabe hatten. Können die aufgezeigten Potentiale der DLFRP bei zukünftigen Neuentwicklungen in einem auf den Kunststoffeinsatz besser abgestimmten Sitz-Gesamtkonzept zum Tragen kommen, so erwachsen hieraus insbesondere in Bereichen der Anbindung der Kunststoff-Konstruktion an die verbleibende Tragstruktur weitere Vorteile. Als Beispiel wurde bereits die in Kapitel 1.2.2 beschriebene Entwicklung von Sitzstrukturen in Metall-Kunststoff-Hybrid-Bauweise angeführt. Der Einsatz von DLFRP könnte hier dazu beitragen, das derzeit noch problematische Versagensverhalten der Metall-Kunststoff-Hybrid-Rückenlehne beim Heck-Crash zu verbessern und Teile der Sitzstruktur - beispielsweise die obere und untere Lehnen-Quertraverse - in reiner Kunststoff-Bauweise auszuführen. Zudem erscheint der Ansatz für eine abgewandelte Hybrid-Bauweise vielversprechend, bei der anstelle der Metall-Tragstruktur umgeformte, kontinuierlich langfaserverstärkte Thermoplast-Bleche (Organobleche) zum Einsatz kommen [Ste97c], [Zep97].

4 Substitution metallischer Fahrwerk-Komponenten

4.1 Aufbau, Kinematik und Elastokinematik längsorientierter Pkw-Hinterachsen

Die Fahrzeugachsen (Radaufhängungen) stellen das Bindeglied zwischen Fahrzeug und Fahrbahn dar. Ihre primäre Aufgabe ist das *Tragen des Fahrzeugaufbaus*. Um diese Aufgabe sicher zu erfüllen, müssen die Räder exakt geführt werden, so daß das Haftungspotential der Reifen in allen Fahrsituationen möglichst vollständig genutzt werden kann. Allgemein können bei Vorder- und Hinterachsen *angetriebene* und *nicht angetriebene*, *lenkbare* und *nicht lenkbare* sowie *längs-*, *quer-* und *schrägorientierte* Radaufhängungen unterschieden werden. Dem Fahrwerk kommen damit insgesamt die Aufgaben

- Tragen des Aufbaus,
- Radführung,
- Federn/Dämpfen,
- Schwingungsisolierung (Fahrbahnebenheiten, Reifen-Abrollhärte) und
- Geräuschisolierung (Abrollgeräusche)

zu [Rei88a]. Die Gestaltungsweise des Fahrwerks beeinflusst direkt den Fahrkomfort und bestimmt im wesentlichen die Fahrsicherheit, vornehmlich charakterisiert durch das Kurvenverhalten und die Wankneigung des Aufbaus. Die ebenfalls komfortrelevanten Funktionen Schwingungs- und Geräuschisolierung werden vor allem durch die Art der Anbindung des Fahrwerkes an den Aufbau bestimmt [Rei88b].

Bild 4.1 zeigt die bei Radaufhängungen für Vorder- und Hinterachse grundlegend zu unterscheidenden Bauarten *Starrachse*, *Einzelradaufhängung* und *Verbundlenkerachse*. Starrachsen werden heute aufgrund ihres großen Raumbedarfs unter dem Fahrzeug und der nachteiligen permanenten Kopplung der Räder einer Achse nur noch für Nutzfahrzeuge und vereinzelt für allradgetriebene Mehrzweck-Pkw eingesetzt. Bei den im modernen Pkw-Fahrzeugbau meist anzutreffenden Einzelradaufhängungen, die eine bauraumsparende und weitgehend unabhängige Führung der Räder einer Achse ermöglichen, können Unterarten anhand der Anordnung der Lenker und der Zahl der Lenkerebenen unterschieden werden. Verbundlenkerachsen werden seitens der Kinematik zwischen den Starrachsen und Einzelradaufhängungen eingeordnet. Sie zeichnen sich durch die Beanspruchung eines nur geringen Bauraumes aus, weisen deutliche Kostenvorteile auf und werden ausschließlich als nicht angetriebene Pkw-Hinterachsen eingesetzt.

Wie bereits in Kapitel 1.1 erläutert, ist die Umsetzung von Leichtbau insbesondere bei solchen Fahrwerk-Komponenten vorteilhaft, die den reifengefederten Massen zugeschrieben werden.

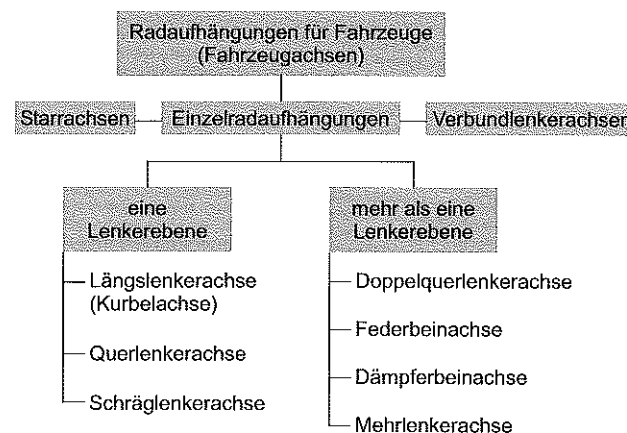


Bild 4.1: Einteilung der Radaufhängungen für Fahrzeuge.

Neben der Reduzierung des Fahrzeugleergewichtes führt eine Gewichtsreduktion der ungefederten Massen zu einer Komfortverbesserung durch die damit einhergehende Erhöhung der Radeigenfrequenz (siehe Gleichung 1.3). Zudem wird auch die Fahrsicherheit erhöht, da durch eine Gewichtsreduktion die auf die Räder wirkenden Trägheitskräfte reduziert werden und damit der zur Kraftübertragung notwendige Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn verbessert wird. Bild 4.2 verdeutlicht, daß das Fahrwerk am Fahrzeugleergewicht den nicht unerheblichen Anteil von knapp 20 % besitzt und somit eine Gewichtsreduktion lohnend erscheint.

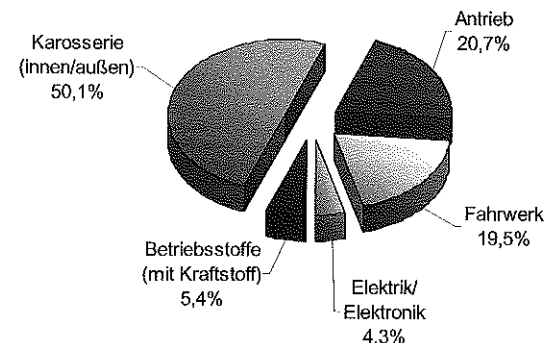


Bild 4.2: Gewichtsanteile der einzelnen Fahrzeug-Baugruppen eines modernen Pkw der oberen Mittelklasse mit einem fahrfertigen Leergewicht von 1420 kg (in Anlehnung an [Hut98]).

Die Bauweise der Hinterachse beeinflusst die Anordnung von Komponenten im Bereich des Fahrzeugunterbodens (Abgasanlage, Tank) und insbesondere die Größe und mögliche Gestaltung (auch Variabilität) des Laderaumes. Quer- und schrägorientierte Achskonstruktionen weisen im wesentlichen auch quer durchschwingende Lenker auf und erfordern in der Regel einen ebenso querorientierten, großvolumigen Achsträger. Beides führt zu Einbußen bei der Laderaumgestaltung. Nachteilig bei Feder- und Dämpferbein-Hinterachsen sind insbesondere in den Laderaum hineinragende Dome zur Abstützung der Feder- und Dämpferelemente.

Längsorientierte Radaufhängungen wie Längslenker- und Verbundlenker-Hinterachsen hingegen können ohne die vorgenannten Einschränkungen des Laderaums ausgeführt werden. Daher erscheinen sie im besonderen für den Einsatz in Pkw der Kompakt- und unteren Mittelklasse interessant, wo der praktische Nutzen in Form von Variabilität und Gestaltungsmöglichkeiten des Laderaums für eine Kaufentscheidung von erheblicher Bedeutung ist. Belegt wird dies durch den in diesen Marktsegmenten zunehmenden Einsatz längsorientierter Achstypen [Ber96].

Auffallend ist, daß in der Vergangenheit keine ernsthaften Versuche bekannt geworden sind, Längslenker- oder Verbundlenker-Hinterachsen in konventionell metallischer Bauweise vorteilhaft durch eine hochintegrierte FKV-Leichtbauweise zu substituieren, die insbesondere auch die Federfunktion mit einschließt. Dies ist vornehmlich in der Anordnung der Lenker begründet, die einseitig (als Kragträger) gelagert sind und keine weitere Querabstützung aufweisen. Hierauf wird in Kapitel 4.2 nochmals im Detail eingegangen.

Bevor im folgenden ein innovativer Ansatz für die Gestaltung einer nicht angetriebenen längsorientierten Hinterachse in FKV-Bauweise vorgestellt wird, bei der die typischen Bauraum- (Laderaum-) Vorteile dieser Achstypen erhalten bleiben, soll zunächst die Kinematik und Elastokinematik von Längs- und Verbundlenker-Hinterachsen betrachtet werden. Das für Fahrwerke übliche Bezugskordinatensystem sowie Definitionen fahrwerkspezifischer Begriffe können dem Anhang B.1 entnommen werden.

4.1.1 Längslenker- und Verbundlenker-Hinterachse

Aufgrund der heute üblichen Zulieferung fertiger Systemeinheiten an das Montageband wird auch meist für Radaufhängungen eine zusammenhängende Baueinheit gefordert, die eine schnelle und zugleich sichere Montage mit wenigen Befestigungspunkten am Fahrzeug-Chassis ermöglicht. Dazu dient bei Einzelradaufhängungen in der Regel ein Achsträger, auch Hilfsrahmen oder Fahrschemel genannt, an dem beide Radaufhängungen mit bereits fertig justierter Achskinematik vormontiert sind.

Eine Längslenkerachse gemäß Bild 4.3 a ist eine Einzelradaufhängung mit einer Lenkerebene (vergleiche Bild 4.1).

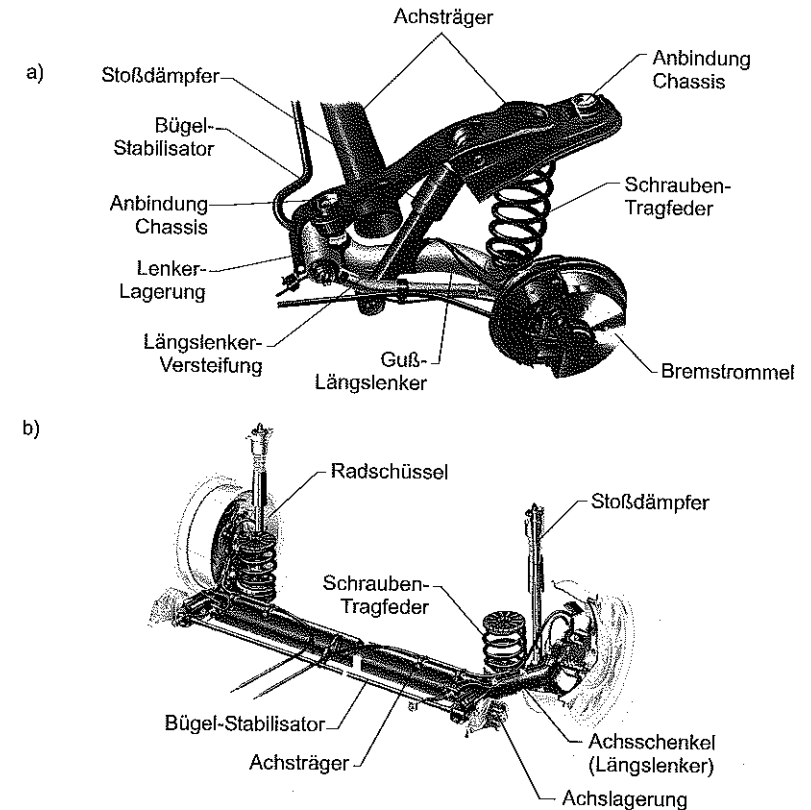


Bild 4.3: (a) Linke Seite der nicht angetriebenen Längslenker-Hinterachse der MERCEDES BENZ A-KLASSE [Hac98] und (b) Verbundlenker-Hinterachse des AUDI A6 [Hei97] in konventioneller Metallbauweise.

Bei der oben dargestellten Ausführung einer nicht angetriebenen Längslenker-Hinterachse besteht der Achsträger aus einem in Fahrzeug-Querrichtung verlaufenden Stahlrohr, an das beidseitig jeweils ein umgeformter, offener Blechträger angeschweißt ist. Das quer verlaufende Stahlrohr des Achsträgers hat die Aufgabe, Radseitenkräfte vorteilhaft auf beide Längslenker-Lagerungen zu verteilen. Die als Guß-Hohlträger ausgeführten Längslenker sind jeweils in einer angestellten Kegelrollenlagerung am Achsträger aufgehängt. Die Lenker-

Bei wechselseitigem Federn hingegen dient der Mittelteil des Bügelstabilisators zwischen den Schulterlagern A und B als Drehstabfeder. In Abhängigkeit von der tordierten Stabilisatorlänge l_S und vom Differenz-Verdrehwinkel $\Delta\phi_S$ wirkt das Drehmoment $M_{T,S}$ mit

$$M_{T,S} = F_{R,S} \cdot l_h = \frac{G \cdot J_T}{l_S} \cdot \Delta\phi_S \quad (4.2)$$

- mit $F_{R,S}$: Anteilig auf den Stabilisator entfallende Radkraft
 l_h : Wirksamer Hebelarm der Stabilisatorschenkel
 l_S : Frei tordierbare Stabilisatorlänge
 $G \cdot J_T$: Stabilisator-Torsionssteifigkeit mit
 G : Schubmodul des Stabilisator-Werkstoffes
 J_T : Flächenträgheitsmoment gegen Torsion des Querschnittes

Bei gegebener Stabilisator-Torsionssteifigkeit kann die am Rad wirkende Stabilisator-Federate C_S dann in guter Näherung mit

$$C_S = \frac{\Delta F_{R,S}}{\Delta w_R} \approx \frac{G \cdot J_T}{l_S \cdot l_h^2} \quad (4.3)$$

errechnet werden. Bei Einzerradaufhängungen werden im Falle wechselseitigen Federn Tragfedersteifigkeit und Stabilisator-Federsteifigkeit parallel geschaltet. Damit ergibt sich die Gesamt-Federsteifigkeit der Achse C_w bei wechselseitigem Federn zu:

$$C_w = C_T + C_S \text{ (wechselseitiges Federn)}. \quad (4.4)$$

Die bei wechselseitigem Federn im Vergleich zum gleichseitigen Federn erhöhte Gesamt-Federsteifigkeit C_w wirkt der Wankbewegung der Karosserie entgegen und führt zu einer Angleichung der Radlasten einer Achse. Der Stabilisator trägt demnach wesentlich zu einer Erhöhung von Fahrsicherheit und Komfort bei.

4.1.3 Seitenkraft-Übersteuern

Jede Achskonstruktion weist Nachgiebigkeiten auf, die bei Einwirkung von Kräften zu einer elastischen Verformung von Elementen der Radaufhängung führen. Dadurch hervorgerufene Änderungen der Achskinetik, wie Spurlinien, Sturzwinkel, Spurlinienweite oder Radstand werden unter dem Begriff „Elastokinematik“ zusammengefasst. Wichtiges Merkmal eines sicheren Fahrwerks ist ein „gutmütiges“ Kurvenverhalten. Die Beherrschbarkeit des Fahrzeuges in kri-

tischen Fahrzuständen wird dabei in großem Maße vom Steuerverhalten (Eigenlenkverhalten) der Hinterachse bestimmt, die eine wichtige Aufgabe in der Stabilisierung des Fahrzeuges hat. Ziel der Achskonstruktion muß es daher sein, elastokinematisch bedingte Effekte konstruktiv entweder zu minimieren oder diese gezielt für eine Verbesserung des Fahrverhaltens zu nutzen [Bre93].

Die einseitig aufgehängten Längslenker von Verbund- und Längslenkerachsen sind bei den aus der Kurvenfahrt resultierenden Seitenkräften F_S besonders hoch belastet. Die bauartbedingt geringe Seitenabstützung bewirkt eine vergleichsweise große elastische Verformung des Lenkers, an dessen freien Ende das Rad aufgehängt ist. Dies bewirkt zwangsläufig eine Änderung der Radausrichtung um die Spurlinienwinkel-Differenz $\Delta\delta$ (siehe Bild 4.5).

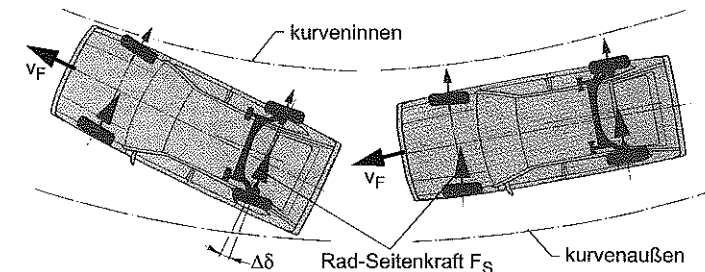


Bild 4.5: Übersteuern einer Verbundlenker-Hinterachse bei Kurvenfahrt [Rei88a].

Die Räder einer Achse werden gleichsinnig verschoben, das kurvenäußere Rad zur Fahrzeugmitte hin in Richtung „Nachspur“, das kurveninnere Rad nach außen hin, in Richtung „Vorspur“. Folge ist ein Schieben des Hecks radial nach außen, das einer Verkleinerung des momentanen Kurvenradius und - bei angenommen gleichbleibender Fahrzeug-Bahngeschwindigkeit v_F - einer Zunahme der Zentrifugalkraft gleichkommt. Dieses als „Übersteuern“ bezeichnete Fahrverhalten birgt bei falscher Reaktion des Fahrers die Gefahr des unkontrollierten Verlassens der Fahrbahn und vor allem in Rechtskurven das Abkommen auf die Gegenfahrbahn - Rechtsverkehr vorausgesetzt.

Um ein gegenteiliges, untersteuerndes oder seitenkraftneutrales Fahrverhalten zu erzielen, muß das kurvenäußere Hinterrad des Fahrzeuges in Vorspur, das kurveninnere in Nachspur gehen, d. h. das Eigenlenkverhalten des Fahrzeuges muß zu einem vergrößerten bzw. unveränderten Kurvenradius und damit zu einer Verringerung bzw. Konstanz der Zentrifugalkraft führen. Das Untersteuern ist von einem Fahrer mit durchschnittlichem Können einfacher beherrschbar und kann in der Regel durch „Zusatzsteuern“ (Vergrößerung des Lenkwinkels) ausgeglichen werden. Die Aufgabe wird in der Regel mit Hilfe von spurkorrigierenden Elasto-

mer-Metall-Lagern gelöst, die richtungsabhängig definierte Lagerelastizitäten aufweisen, wie dies Bild 4.6 am Beispiel einer Verbundlenkerachse zeigt.

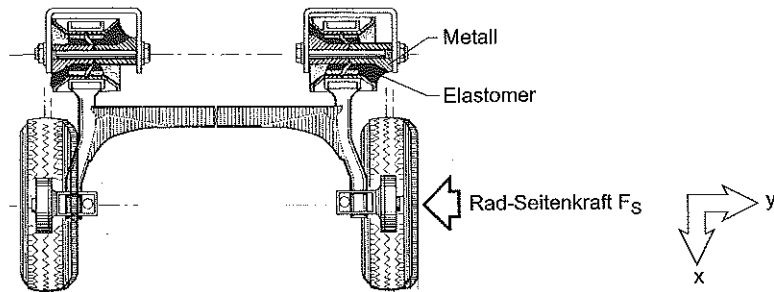


Bild 4.6: Spurkorrigierende Elastomer-Metall-Lagerung einer Verbundlenker-Hinterachse zur Erlangung eines neutralen bis untersteuernden Fahrverhaltens [Rei88b].

Grundlegender Nachteil aller Elastomer-Metall-Lagerungen ist, daß sie zum einen kostenintensiv sind und zum anderen das Elastomer einem Alterungsprozeß unterliegt. Die Alterung führt zu einer Versprödung des Gummis, einhergehend mit einer Veränderung der elastischen Eigenschaften. Der fortschreitende Versprödungsprozeß kann letztlich den Verlust der definierten Radführung und damit ein nur schwierig beherrschbares Fahrverhalten zur Folge haben.

4.1.4 Anforderungen an eine längsorientierte Hinterachse in FKV-Bauweise

Ausgangspunkt der Definition konkreter Anforderungen an eine nicht angetriebene, längsorientierte Pkw-Hinterachse in FKV-Bauweise sollen die in den vorangegangenen Abschnitten verdeutlichten Defizite heutiger metallischer Lösungen, wie der Einsatz von teuren Elastomerelementen zur Erzielung einer günstigen Elastokinematik, die geringe Funktionsintegration aufgrund einer differentiellen Bauweise und das hohe Gewicht, sein. Zusammengefaßt können daraus folgende übergeordnete Anforderungen an eine innovative, längsorientierte Pkw-Hinterachse in FKV-Bauweise abgeleitet werden:

- bauraumsparende, längsorientierte Bauweise mit möglichst geringer Einschränkung von Laderaum und Fahrzeugunterbau
- Integration der Aufbaufederung und den Fahrkomfort bestimmender elastischer Eigenschaften, insbesondere Längselastizität
- Integration definierter kinematischer und elastokinematischer Eigenschaften, insbesondere ein untersteuerndes Fahrverhalten bei Seitenkraft

- hohe Funktions- und Teileintegration (geringe Komponentenzahl)
- Netto-Achsgewicht ≤ 10 kg
- Umsetzbarkeit in einem Serienfahrzeug.

Das den weiteren Überlegungen zugrunde liegende Lastenheft für eine nicht angetriebene, längsorientierte Pkw-Hinterachse in FKV-Bauweise ist in Anhang B.1 ersichtlich.

Bereits anhand der oben aufgeführten allgemeinen Anforderungen ist es naheliegend, den Längslenker einer FKV-Hinterachskonstruktion gleichzeitig als Federelement auszuführen, um der Forderung nach hohem Funktionsintegrationsgrad und der Gewichtsreduktion entsprechen zu können. Dieser Federlenker stellt eine Längsblattfeder dar, die in vertikaler Richtung (z-Richtung) die zur Aufbaufederung erforderlichen elastischen Eigenschaften aufweist und in Querrichtung (y-Richtung) sehr steif ausgeführt sein muß, um insbesondere ein Übersteuern des Fahrzeuges bei Kurvenfahrt zu verhindern. Hierzu sollen im folgenden einige grundlegende Überlegungen angestellt werden.

4.2 Vorüberlegungen zur Gestaltung und Fertigung einer längsorientierten FKV-Federlenker-Hinterachse

Die Eignung von Faserverbundwerkstoffen zur Ausgestaltung von radführenden Fahrwerk-Elementen wurde bereits in Kapitel 1.2.3 anhand ausgeführter Blattfederungen für Pkw und vor allem als Ersatz von Stahl-Blattfedern bei Nutzfahrzeugen behandelt. FKV können für Federelemente insbesondere deshalb vorteilhaft genutzt werden, weil sie ein günstiges Verhältnis von Steifigkeit und Festigkeit bei geringer Dichte aufweisen - dies führt zu einem hohen elastischen Energiespeichervermögen (vergleiche Kapitel 2.2). Werden die Fasern in Richtung des Kraftflusses in Feder-Längsrichtung orientiert, so wird der Werkstoff bestmöglich ausgenutzt.

Zur Umsetzung der im vorangegangenen Kapitel 4.1.4 aufgeführten allgemeinen und der im Lastenheft in Anhang B.1 speziellen Anforderungen muß das längsorientierte FKV-Achskonzept vor allem ein In-Vorspur-Gehen des kurvenäußeren und entsprechend ein In-Nachspur-Gehen des kurveninneren Rades ermöglichen. In einem weiteren Schritt muß die Integration von Längselastizität (in x-Richtung), die maßgeblich den Abroll-Komfort der Radaufhängung bestimmt, Berücksichtigung finden. Schließlich muß auch grundlegend geklärt werden, wie die geforderte Seitenkraft- und Momentabstützung konstruktiv umgesetzt werden kann.

4.2.1 FKV-Längsblattfeder mit elastokinematischer Spuränderung und Längselastizität

Bild 4.7 zeigt zwei Vorschläge von DAIMLER CHRYSLER, bei denen die Funktionen „Federn“ und „In-Vorspur-Gehen des kurvenäußeren Rades“ in speziell geformten Längsblatt-

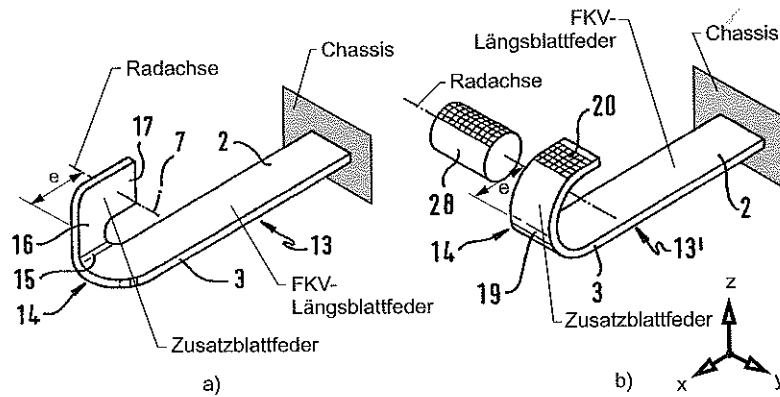


Bild 4.7: Von DAIMLER CHRYSLER vorgeschlagene FKV-Längsblattfeder-Konzepte für eine nichtangetriebene Hinterachse (jeweils linke Fahrzeugseite), die ein In-Vorspur-Gehen des kurvenäußeren Rades bewirken [DPA99a].

federelementen integriert sind. Beiden Konzepten ist gemeinsam, daß eine die Aufbaufederung sicherstellende, einseitig aufgehängte FKV-Längsblattfeder mit der effektiv am Rad wirkenden Federsteifigkeit $C_T = C_g$ in eine zweite, in Richtung der Längsblattfeder-Aufhängung zurückführende FKV-Zusatzblattfeder übergeht. Die Aufhängung des Rades erfolgt jeweils im Endbereich der integrierten Zusatzblattfeder, die in Verbindung mit dem Hebelarm e durch auf das Rad wirkende Seitenkräfte elastisch verformt wird. Die Verformung muß dabei so groß sein, daß die daraus hervorgehende Spuränderung des Rades in Richtung Vorspur die aus der Verformung der Haupt-Längsblattfeder resultierende Nachspur kompensiert. Variante b ermöglicht zudem eine Längselastizität, indem sich der Übergangsradius der Zusatzblattfeder erweitert.

Aus den in Bild 4.7 dargestellten Lösungsvorschlägen längsorientierter FKV-Federlenker wird bereits deutlich, daß Konzepte mit einem einzigen Blattfederelement nicht in der Lage sind, das Rad definiert zu führen. Die im Radaufstandspunkt RAP (Definition siehe Anhang B.1) angreifende Seitenkraft F_S bewirkt eine Längstorsion des Federlenkers, die von einer unidirektional verstärkten FKV-Einzelblattfeder aufgrund der geringen Torsionssteifigkeit und Schubfestigkeit nicht aufgenommen werden kann. Weiter bietet der Blattfederquerschnitt wegen des für die Federfunktion erforderlichen geringen Verhältnisses von Höhe zu Breite eine nur unzureichende Seitenstabilität. Das Federelement würde daher durch Drillknicken versagen, auch wenn die reine Seitenkraftbelastung prinzipiell zu keiner spannungsseitigen Überbeanspruchung führt. Zudem wird bei obiger Variante a die Spuränderung bei Seitenkraft mit einem Querschnittsübergang am radseitigen Blattfederende gelöst, der seitens der auftretenden Spannungen und der Fertigung als sehr problematisch anzusehen ist.

Daher müssen für die Umsetzung von Achskonzepten, die einen Federlenker aus jeweils nur einer einzigen FKV-Blattfeder aufweisen, grundsätzlich folgende Einschränkungen berücksichtigt werden:

- Zur Stabilisierung des Federlenkers bei Seitenkraft muß die FKV-Blattfeder mit einem zusätzlichen Achselement abgestützt werden (Seitenabstützung).
- Die aus der Seitenkraft F_S und der Radkraft F_R resultierenden Momente müssen von einem „radführenden Stoßdämpfer“ aufgenommen werden.
- Die FKV-Längsblattfeder und die Zusatz-Blattfeder zur Spuränderung bei Seitenkraft können nicht in einem Bauteil realisiert, sondern müssen separat ausgeführt und über ein geeignetes Element miteinander verbunden werden.

Der Federlenker übernimmt damit ausschließlich die Federfunktion sowie die Abstützung von Längskräften.

4.2.2 Radführender Stoßdämpfer

Zur Aufnahme der Momente aus der Seitenkraftbelastung bietet sich wie oben vorgeschlagen ein radführender Stoßdämpfer an, wie er heute in den meisten Vorderachsen mit McPherson-Federbein und auch bei einigen hinteren Einzelradaufhängungen eingesetzt wird [Rei88b]. Im vorliegenden Einsatzfall muß der radführende Stoßdämpfer mit dem freien Ende des FKV-Federelementes so verbunden werden, daß dort eine Drehung um die Feder-Querachse nicht behindert wird, die Anbindung an die Blattfeder aber bezogen auf die Federlängsachse drehstarr ist. Ist die fahrzeugseitige Anbindung des Stoßdämpfers zudem frei drehbar (Kugelgelenk), so ergibt sich für den Stoßdämpfer und die daran gekoppelte, einseitig aufgehängte FKV-Blattfeder beim Federn die in Bild 4.8 dargestellte Kinematik. Über die Geometriegrößen $d_{SD,y}$ und $d_{SD,z}$ ist der Stoßdämpfer so angeordnet, daß die daraus resultierende Zwangsführung der Blattfeder die geforderte Sturzänderung $\Delta\gamma$ bewirkt.

4.2.3 Anordnung des Stabilisator-Elementes

Eine weitere im Vorfeld zu klärende Fragestellung ist, wie ein Stabilisator-Element geeignet in das Hinterachskonzept eingebunden werden kann. Analog zu konventionellen längsorientierten Verbundlenker- und Längslenker-Achsbauweisen bieten sich hierzu integrierte beziehungsweise differenzielle Lösungsprinzipien an, d. h.

- *Integration des Stabilisator-Elementes in den Achskörper* oder
- *separates Stabilisator-Element mit konventioneller Ansteuerung.*

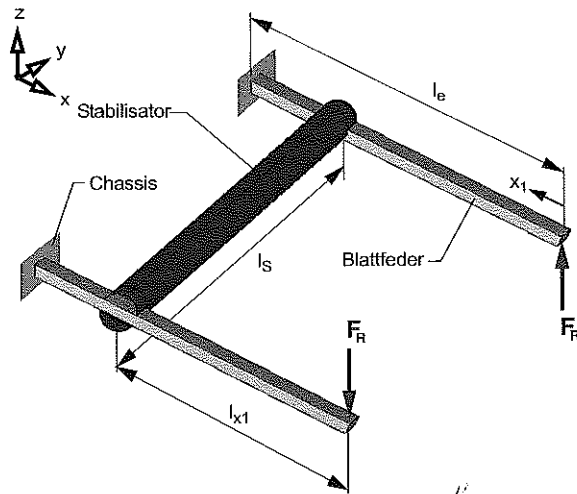


Bild 4.9: Finite-Elemente-Ersatzmodell zur Ermittlung der Federsteifigkeit C_w der FKV-Hinterachse mit Federlenkern bei wechselseitigen Federn.

Tabelle 4.2: Dem Finite-Elemente-Modell zugrunde gelegte geometrische, mechanische und werkstoffliche Kenngrößen.

	Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Federlenker (GFK)	Federsteifigkeit je Federlenker (entspricht Federsteifigkeit bei gleichseitigen Federn)	$C_T = C_g$	19,2	[N/mm]
	freie Federlänge	l_c	370	[mm]
	Faserorientierung (UD)	θ	0	[°]
	Biegesteifigkeit	$E_x \cdot J_{yy}$	$324,7 \cdot 10^6$	[N mm ²]
Stabilisator (CFK)	Länge	l_s	1224	[mm]
	Durchmesser, außen	$d_{s,a}$	42,3	[mm]
	Wanddicke	t_s	4,5	[mm]
	Torsionssteifigkeit	$G_{xy} \cdot J_T$	$4 \cdot 10^9$	[N mm ²]
	Faserorientierung (ausgeglichen)	θ	± 45	[°]
Zielgröße	Gesamt-Federsteifigkeit wechselseitiges Federn	C_w	33,3	[N/mm]

Variationsrechnungen mit veränderlicher Stabilisator-Anordnung ergaben, daß erst bei einer Stabilisator-Position von $l_{x1} = 270$ mm die im Lastenheft geforderte wechselseitige Federsteifigkeit von $C_w = 33,3$ N/mm erreicht werden kann. Daraus können folgende Schlußfolgerungen für die Lösung gemäß Tabelle 4.1 a gezogen werden:

- Bei ideal starrer Anbindung des Stabilisators an die Blattfedern kann - von der Einspannung aus gesehen - erst nach fast einem Drittel der freien Blattfederlänge l_e die geforderte wechselseitige Federsteifigkeit der Achskonstruktion erreicht werden. Real zu erwartende Nachgiebigkeiten der Anbindungsstellen werden zu einer bauraumseitig weiteren, nachteiligen Verschiebung des Stabilisators in Richtung Rad führen.
- Die Torsionssteifigkeit des Stabilisators muß sehr hoch angesetzt werden. Aus Bauraumgründen erfordert dies den Einsatz von CFK.

Für die in Tabelle 4.1 c dargestellte vollintegrierte Variante muß davon ausgegangen werden, daß das extrem radferne, kombinierte Achsträger-/Torsionselement die geforderte Torsionssteifigkeit bei wechselseitigen Federn nicht bereitstellen kann. Somit wird für die weiteren Überlegungen zunächst ausschließlich Variante b mit separat angeordnetem Stabilisator weiterverfolgt.

4.2.4 Auslegung von FKV-Blattfedern

Blattfedern sind biegebeanspruchte Federn, die entweder an beiden Enden eingespannt sind oder - wie im vorliegenden Fall - nur eine einseitige Auflagerung besitzen und damit einer Kragträger-Belastung unterworfen sind. Die einfachste Form der Blattfeder ist die Rechteck-Blattfeder mit konstantem Rechteck-Querschnitt. Für die Auslegung einer Blattfeder mit optimaler Werkstoffausnutzung und damit bestmöglicher Leichtbaugüte sowie geringer Randfaserdehnung hingegen ist die Konzeption eines Trägers mit über der Trägerlänge gleichbleibender Biegespannung erforderlich. Dies erfordert die Anpassung des Trägerquerschnittes an den Biegemomentenverlauf.

Bekannte Trägerquerschnitte gleicher Biegenormalbeanspruchung sind solche mit parabolischer Änderung der Trägerhöhe h bei konstanter Breite $b = B$ (Parabel-Blattfeder), Träger mit linearer Änderung der Trägerhöhe h bei gleichzeitig hyperbolischer Änderung der Trägerbreite b (Hyperbel-Blattfeder) sowie Träger mit konstanter Federhöhe $h = H$ und linearer Änderung der Federbreite b (Dreieck-Blattfeder). Bei der Anwendung anisotroper Werkstoffe wie den FKV sind zudem Trägerquerschnitte gleicher Biegenormalspannung möglich, die lediglich eine lineare Höhenänderung bei konstanter Trägerbreite aufweisen (Keil-Blattfeder). Dazu wird der Elastizitätsmodul in Trägerlängsrichtung durch Anpassung des örtlichen Faservolumengehaltes hyperbolisch verändert.

Die für FKV-Blattfedern typischerweise zum Einsatz kommenden Großserien-Fertigungsverfahren - bekannt sind Wickeln, Pullforming und Pressen - ermöglichen es, in Metall nur sehr aufwendig und kostenintensiv herstellbare Blattfedergeometrien zu fertigen. Metallische Parabelfedern waren daher lange Zeit nicht marktfähig, so daß auf Trapezfedern - eine Abwandlung der Dreieckfedern - zurückgegriffen wurde. Der für die Herstellung von metallischen Hyperbel-Blattfedern aufgrund der komplexen Geometrie erforderliche kostenintensive Walzvorgang hat bis heute den Einsatz dieses Federquerschnittes als Federelement im Fahrzeugbau verhindert.

Tabelle 4.3 stellt in Anlehnung an GÖTTE [Göt89] die für den Einsatz von FKV am besten geeigneten Blattfedertypen mit deren mechanischen Eigenschaften sowie zugehörige wichtige Berechnungsgleichungen zusammen. Alle betrachteten Federtypen weisen einen Rechteck-Querschnitt auf. Somit ergibt sich die jeweils angegebene Biegespannung $\sigma_{b,x}(x_1)$ aus der Beziehung

$$\sigma_b(x_1) = \frac{M_b(x_1)}{J_{yy}(x_1)} \cdot \frac{h(x_1)}{2} = E_x(x_1) \cdot \epsilon_{x, \max}(x_1) \quad (4.6)$$

mit $M_b(x_1) = F_z \cdot x_1$ (Biegemoment an der Stelle)

$$J_{yy}(x_1) = \frac{b(x_1) \cdot [h(x_1)]^3}{12} \quad (\text{Flächenträgheitsmoment Rechteck-Querschnitt})$$

- und $h(x_1)$: Höhe des Querschnittes
- $b(x_1)$: Breite des Querschnittes
- E_x : Elastizitätsmodul in Blattfeder-Längsrichtung
- $\epsilon_{x, \max}$: maximale Dehnung an der geometrischen Randfaser.

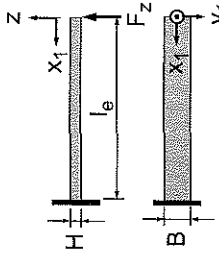
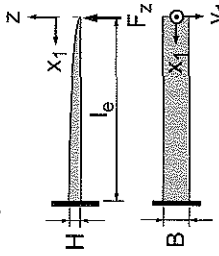
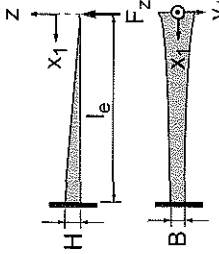
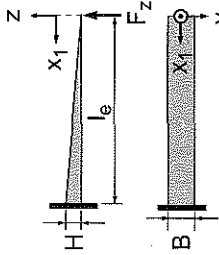
Die örtliche Durchbiegung $z(x_1)$ des einseitig eingespannten Trägers erhält man durch zweifache Integration der linearisierten Differenzialgleichung der elastischen Linie nach EULER mit

$$z''(x_1) = \frac{M_b(x_1)}{E_x(x_1) \cdot J_{yy}(x_1)} \quad (4.7)$$

Zur Ermittlung der Integrationskonstanten gelten für den hier betrachteten Kragträger die folgenden Randbedingungen:

$$z'(x_1 = l_e) = z(x_1 = l_e) = 0 \quad (4.8)$$

Tabelle 4.3: Geometrie und Mechanik ausgewählter FKV-Blattfedern unter Kragträger-Belastung.

	Rechteckfeder	Parabelfeder	Hyperbelfeder	Keilfeder
Querschnitt und Abmessungen				
E-Modul $E_x(x_1)$	konst.	konst.	konst.	$\frac{l_e}{E_x(l_e) \cdot x_1}$ mit $x_1 \neq 0$
Federhöhe $h(x_1)$	H = konst.	$H \cdot \sqrt{\frac{x_1}{l_e}}$	$H \cdot \frac{x_1}{l_e}$	$H \cdot \frac{x_1}{l_e}$
Federbreite $b(x_1)$	B = konst.	B = konst.	$\frac{l_e}{B} \cdot \frac{x_1}{l_e}$ mit $x_1 \neq 0$	B = konst.
Biegespannung $\sigma_b(x_1)$	$\frac{6 \cdot F_z \cdot x_1}{B \cdot H^2}$	$\frac{6 \cdot F_z \cdot l_e}{B \cdot H^2} = \text{konst.}$	$\frac{6 \cdot F_z \cdot l_e}{B \cdot H^2} = \text{konst.}$	$\frac{6 \cdot F_z \cdot l_e}{B \cdot H^2} = \text{konst.}$
Biegelinie $z(x_1)$	$\frac{4 \cdot F_z \cdot l_e^3}{E_x \cdot B \cdot H^3} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{x_1}{l_e} \right)^3 - \frac{3}{2} \frac{x_1}{l_e} + 1 \right]$	$\frac{8 \cdot F_z \cdot l_e^3}{E_x \cdot B \cdot H^3} \left[\frac{3}{2} \left(\frac{x_1}{l_e} \right)^2 - 3 \frac{x_1}{l_e} + 1 \right]$	$\frac{12 \cdot F_z \cdot l_e^3}{E_x \cdot B \cdot H^3} \left[\frac{x_1}{l_e} \ln \left(\frac{x_1}{l_e} \right) - \frac{x_1}{l_e} + 1 \right]$	$\frac{12 \cdot F_z \cdot l_e^3}{E_x(l_e) \cdot B \cdot H^3} \left[\frac{x_1}{l_e} \ln \left(\frac{x_1}{l_e} \right) - \frac{x_1}{l_e} + 1 \right]$

In Tabelle 4.3 wird ersichtlich, daß bei Parabel-, Hyperbel- und auch Keil-Blattfeder die Querschnittsfläche an der Kräfteinleitungsstelle zu Null wird. Für eine technische Anwendung dieser Blattfedertypen ist es daher zwingend erforderlich, einen Bereich der Länge l' vor der Kräfteinleitung jeweils als Rechteck-Blattfeder mit konstanter Resthöhe H' bzw. Restbreite B' auszuführen. Bei der Hyperbel-Blattfeder muß zudem berücksichtigt werden, daß ohne diese Maßnahme die Feder an der Kräfteinleitung theoretisch auch unendlich breit würde. Eine Begrenzung der Blattfeder-Abmessungen an der Kräfteinleitung ist auch daher von Bedeutung, da der Blattfeder-Endbereich teilweise in die Radschüssel hineinragt, in der je nach Bauart bereits Bremscheibe und Bremssattel oder die Bremsstrommel untergebracht sind. Zudem bestimmt die Blattfederbreite den seitlichen Versatz des Federlenkers zur Fahrzeugmitte hin, um den am Rad notwendigen Freigang zu gewährleisten.

Die Tatsache, daß die Hyperbel-Blattfeder an der Kräfteinleitung bei gleicher Biegesteifigkeit und -länge die bis zu zweifache Breite einer Parabel-Blattfeder mit gleichen Biegeeigenschaften aufweist (vergleiche Tabelle 4.3), verdeutlicht bereits, daß die Parabel-Blattfeder am besten für ein Längsblattfeder-Achskonzept geeignet ist. Dies ist auch einer der Gründe des Einsatzes von Parabel-Blattfedern bei der Substitution von längsorientierten Stahl-Blattfedern im Nkw-Bereich. Auch weist die Parabel-Blattfeder im Vergleich zu anderen unidirektional faserverstärkten Federtypen die geringste Randfaserdehnung und das größte Energiespeichervermögen auf und besitzt damit das größte Leichtbaupotential [Göt89]. Hinzu kommt, daß die Quersteifigkeit von Hyperbel-Blattfedern aufgrund deren geringer Breite an der Einspannung deutlich unter der vergleichbarer Parabel-Blattfedern liegt. Gerade jedoch eine hohe Quersteifigkeit ist für längsorientierte Achskonzepte vorteilhaft, da auch die bei Kurvenfahrt entstehenden Seitenkräfte mit möglichst kleinen Verformungen vom Federelement aufgenommen werden müssen. Bessere Einsatzmöglichkeiten für die Hyperbel-Blattfeder ergeben sich bei querorientierten Achskonzepten, wie dies am Beispiel der CHEVROLET CORVETTE (siehe Kapitel 1.2.3) bereits aufgezeigt wurde. Daher konzentrieren sich die folgenden Betrachtungen ausschließlich auf unidirektional in Federlängsrichtung verstärkte Parabel-Blattfedern, die die Funktion eines Federlenkers übernehmen.

Auslegung von FKV-Parabel-Blattfedern hinsichtlich Steifigkeit

Bild 4.10 zeigt eine aus den vorangegangenen Überlegungen abgeleitete, einseitig aufgehängte Parabel-Blattfeder mit einem am freien Federende als Rechteck-Blattfeder ausgebildeten Plateau der Länge l' und der im Radaufstandspunkt wirkenden Vertikalkraft (Radkraft) $F_z = F_R$, der Längskraft $F_x = F_L$ und der Seitenkraft $F_y = F_S$.

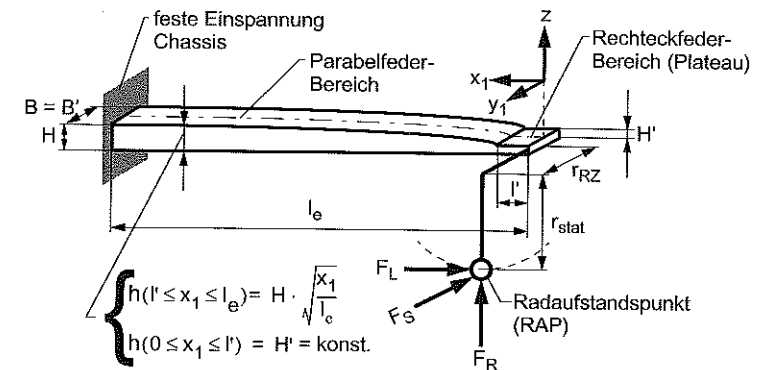


Bild 4.10: Geometriegrößen und Kräfte an einer einseitig aufgelagerten Parabel-Längsblattfeder mit Lage des lokalen Blattfeder-Koordinatensystems und Plateau an der Kräfteinleitung (in Anlehnung an [Göt89]).

Zur Berechnung der Federdurchbiegung z ($0 \leq x_1 \leq l'$) im rechteckigen Endteil in Abhängigkeit der Radkraft F_R müssen die in Tabelle 4.3 angegebenen Gleichungen der Biegelinie für die Parabel- und Rechteck-Blattfeder wie folgt überlagert werden:

$$z(0 \leq x_1 \leq l') = z_{\text{Parabel}}(x_1 = l') + z_{\text{Rechteck}}(x_1). \tag{4.9}$$

Führt man weiter das aus der Parabel-Gleichung in Bild 4.10 hergeleitete Verhältnis der Federhöhe H an der Einspannung zur Resthöhe H' an der Kräfteinleitung mit

$$\left(\frac{H'}{H}\right)^2 = \frac{l'}{l_e} \tag{4.10}$$

ein, so kann Gleichung 4.9 wie folgt ausgeschrieben werden:

$$z(x_1) = \frac{8 \cdot F_R \cdot l_e^3}{E_x \cdot B \cdot H^3 \cdot \eta_m} \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{H'}{H}\right)^3 - 3 \cdot \frac{x_1}{l_e} + \frac{9}{4} \cdot \frac{x_1}{l_e} \cdot \left(\frac{H'}{H}\right) + \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{x_1}{l_e}\right)^3 \cdot \left(\frac{H'}{H}\right)^{-3} \right] \text{ für } 0 \leq x_1 \leq l' \tag{4.11}$$

mit η_m : Korrekturfaktor für Kantenfasung ($0 < \eta_m \leq 1$).

Der Faktor η_m (keine Fase: $\eta_m = 1$) berücksichtigt, daß die vier empfindlichen Längskanten der FKV-Blattfeder gefast sein müssen und dies zu einer Verringerung des Flächenträgheitsmomentes gegen Biegung führt. Mit $x_1 = 0$ ergibt sich aus Gleichung 4.11 dann die gesuchte maximale Durchbiegung $z_{\max} = w_R$ am Federende zu:

$$w_R = \frac{8 \cdot F_R \cdot l_e^3}{E_x \cdot B \cdot H^3 \cdot \eta_m} \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{H}{H} \right)^3 \right] = f \cdot \frac{F_R \cdot l_e^3}{E_x \cdot B \cdot H^3 \cdot \eta_m} \quad \text{für } x_1 = 0 \quad (4.12)$$

$$\text{mit } f = \frac{w_R}{\left(\frac{F_R \cdot l_e^3}{E_x \cdot B \cdot H^3 \cdot \eta_m} \right)} = 8 \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{H}{H} \right)^3 \right] \quad (\text{Parabel-Blattfeder}).$$

Der dimensionslose Durchbiegungs-Formfaktor f dient dem schnellen Vergleich der Biegeeigenschaften verschiedener Blattfeder-Typen in Abhängigkeit des gewählten Höhenverhältnisses (H/H). Je größer der Durchbiegungs-Formfaktor f ist, desto biegeweicher wird die Blattfeder.

Aus Gleichung 4.6 folgt, daß sich am oberen und unteren Rand des Blattfeder-Parabelbereiches eine konstante maximale Randfaser-Dehnung von

$$\varepsilon_{x, \max} = \frac{6 \cdot F_R \cdot l_e}{B \cdot H^2 \cdot E_x \cdot \eta_m} \leq \varepsilon_{x, \text{zul}} \quad \text{für } l' \leq x_1 \leq l_e \quad (4.13)$$

mit $\varepsilon_{x, \text{zul}}$: zulässige Randfaser-Dehnung

einstellt, die stets kleiner als die zulässige Normaldehnung des Faserverbundwerkstoffes sein muß. Zur Dimensionierung des Blattfeder-Querschnittes kann die zulässige Randfaser-Dehnung $\varepsilon_{x, \text{zul}}$ als Eingangsgröße gewählt werden, so daß sich aus Gleichung 4.12 und Gleichung 4.13 die Blattfeder-Abmessungen H und B bei vorgegebenem Höhenverhältnis (H/H) wie folgt ergeben:

$$H = f \cdot \frac{l_e^2 \cdot \varepsilon_{x, \text{zul}}}{6 \cdot w_R} \quad \text{und} \quad (4.14)$$

$$B = 216 \cdot \frac{C_g}{(f)^2 \cdot \eta_m} \cdot \left(\frac{w_R}{l_e} \right)^3 \cdot \frac{1}{E_x \cdot \varepsilon_{x, \text{zul}}} \quad (4.15)$$

$$\text{mit } C_g = \frac{F_R}{w_R} \quad (\text{Federrate bei gleichseitigem Federn}). \quad (4.16)$$

Meist jedoch ist der Bauraum für den Fahrwerksbereich sehr beengt, so daß insbesondere die maximale Federbreite beschränkt werden muß. In diesem Falle dient eine bauraumseitig realisierbare Blattfederbreite B als fixe Eingangsgröße, so daß sich die Blattfederhöhe H mittels Gleichung 4.11 und Gleichung 4.14 wie folgt ergibt:

$$H = \sqrt[3]{f \cdot C_g \cdot \frac{6 \cdot l_e^3}{E_x \cdot B \cdot \eta_m}} \quad (4.17)$$

Mittels Gleichung 4.13 muß nun überprüft werden, ob die zulässige Dehnung des gewählten FKV mit der vorliegenden Geometrie überschritten wird. Ist dies der Fall, so müssen entweder die Geometrie- oder Werkstoffdaten verändert oder die einzelne Blattfeder in zwei oder mehr parallel geschaltete Federblätter aufgeteilt werden.

FKV-Blattfeder-Auslegung hinsichtlich Festigkeit

Neben den Steifigkeitsanforderungen muß die FKV-Längsblattfeder auch Festigkeits-Anforderungen erfüllen. Das Lastenheft weist aus, daß ein federndes Achsbauteil bis zu 10^7 Lastwechsel ertragen muß, so daß die aus einzelnen bzw. dem Zusammenwirken verschiedener Belastungen resultierenden Beanspruchungen die Dauerfestigkeit des Blattfeder-Elementes nicht überschreiten dürfen.

Die auf das Federelement wirkenden Spannungen resultieren gemäß Bild 4.10 aus den im Rad aufstandspunkt RAP angreifenden Vertikal- und Längskräften sowie der vom radführenden Stoßdämpfer aufgezwungenen Torsion um die Längsachse. Die seitenkraftinduzierten Biege- und Schubspannungen beanspruchen das FKV-Blattfeder-Element im vorliegenden Fall nicht, da diese wie zuvor erläutert von einer noch zu definierenden Seitenabstützung aufgenommen werden. Tabelle 4.4 gibt einen Überblick zu den einzelnen Spannungskomponenten, dem jeweiligen Beanspruchungs-Ursprung und der jeweiligen Berechnungsgleichung.

Tabelle 4.4: Spannungskomponenten in einem längsorientierten, einseitig eingespannten Parabel-Blattfeder-Element in der äußeren Randfaser infolge der Radkräfte in RAP und der aufgezogenen Sturzänderung.

Kraftkomponente in RAP / Verformung	Beanspruchung und deren Ursache	Formelzeichen	Berechnungsgleichung	
Vertikalkraft F_R (Radkraft)	Normalspannung aus Querkraft-Biegung (vergleiche Tabelle 4.3)	$\sigma_{b,FR}(x_1)$	$\frac{6 \cdot F_R \cdot x_1}{B \cdot [h(x_1)]^2}$	
	Schubspannung aus Querkraft-Biegung	$\tau_{b,xz,FR}(x_1)$	$\lambda \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{F_R}{B \cdot h(x_1)}$	
	nimmt der radführende Stoßdämpfer auf	Schubspannung aus Längs-Torsion	$\tau_{t,xy,FR}(x_1)$	$\frac{F_R \cdot r_{RZ}}{c_1(x_1) \cdot B \cdot [h(x_1)]^2}$
		Schubspannung aus Längs-Torsion	$\tau_{t,xz,FR}(x_1)$	$c_3(x_1) \cdot \tau_{t,xy,FR}(x_1)$
Seitenkraft F_S (Querkraft)	Normalspannung aus Querkraft-Biegung	$\sigma_{b,FS}(x_1)$	$\frac{6 \cdot F_S \cdot x_1}{[h(x_1)] \cdot B^2}$	
	Schubspannung aus Querkraft-Biegung	$\tau_{b,xy,FS}(x_1)$	$\lambda \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{F_S}{h(x_1) \cdot B}$	
	nimmt die Seitenabstützung auf	Schubspannung aus Längs-Torsion	$\tau_{t,xy,FS}(x_1)$	$\frac{F_S \cdot r_{stat}}{c_1(x_1) \cdot B \cdot [h(x_1)]^2}$
		Schubspannung aus Längs-Torsion	$\tau_{t,xz,FS}(x_1)$	$c_3(x_1) \cdot \tau_{t,xy,FS}(x_1)$
Längskraft F_L	Normalspannung aus Zug/Druck	$\sigma_{x,FL}(x_1)$	$\frac{F_L}{B \cdot h(x_1)}$	
	Normalspannung aus reiner Biegung	$\sigma_{b,yy,FL}(x_1)$	$\frac{6 \cdot F_L \cdot r_{stat}}{B \cdot [h(x_1)]^2}$	
	Normalspannung aus reiner Biegung	$\sigma_{b,zz,FL}(x_1)$	$\frac{6 \cdot F_L \cdot r_{RZ}}{h(x_1) \cdot B^2}$	
Sturzänderung $\Delta\gamma$	Schubspannung aus Längs-Torsion	$\tau_{t,xy,\Delta\gamma}(x_1)$	$c_2(x_1) \cdot \frac{G_{xy}}{l_e} \cdot h(x_1) \cdot \Delta\gamma$	
	Schubspannung aus Längs-Torsion	$\tau_{t,xz,\Delta\gamma}(x_1)$	$c_3(x_1) \cdot \tau_{t,xy,\Delta\gamma}(x_1)$	

Besonderes Augenmerk ist auf die infolge Querkraft-Biegung und Längs-Torsion wirkenden Schubspannungen in der xy- und xz-Ebene zu legen. Unidirektional orientierte FKV weisen eine nur sehr geringe Schubfestigkeit im Vergleich zu Metallen auf. Folge von Schubspannungsüberhöhungen kann die Aufspaltung (Delamination) der Feder in der entsprechenden Wirkebene der Schubspannung sein. Die aus der Querkraft-Biegung resultierenden Schubspannungen erfahren an den Rändern des Brettformigen Biegeträgers zudem eine Überhöhung, die durch den Vorfaktor λ Berücksichtigung findet. Dieser kann nach [Göt89] mittels folgender Potenzfunktion ermittelt werden:

$$\lambda = 1 + 0,07 \cdot \left(\frac{B}{H}\right)^{1,24} \quad (4.18)$$

Die für die Berechnung des Torsions-Widerstandsmomentes von Rechteckquerschnitten benötigten Faktoren $c_1(x_1)$, $c_2(x_1)$ und $c_3(x_1)$ sind vom örtlichen Verhältnis $B/h(x_1)$ abhängig und können beispielsweise [Sth88] entnommen werden.

Analytische Vorauslegung eines längsorientierten FKV-Federlenkers

Für die analytische Vorauslegung eines unidirektional in Federlängsrichtung verstärkten FKV-Federlenkers soll ein E-glasfaserverstärktes Epoxidharz mit einem Faservolumenanteil von 60 % zum Einsatz kommen. Die mechanischen Kennwerte des UD-Prepreg-Laminates sind im Anhang B.2 in Tabelle B.4 aufgeführt. Die im Lastenheft festgelegten bauraumseitig einzuhaltenen Geometrie-Größen für die Blattfederauslegung sind in Tabelle 4.5 aufgelistet. Im Rahmen dieser Grenzen kann nun eine Bewertung verschiedener Lösungen vorgenommen werden, die sich zunächst aus den reinen Steifigkeitsanforderungen ableiten lassen.

Tabelle 4.5: Bauraumseitige Grenzen für die Blattfederauslegung.

Geometriegröße	Formelzeichen	Wertebereich	Einheit
Federbreite	B	0 - 150	[mm]
freie Federlänge	l_e	370 - 520	[mm]
Feder-Höhenverhältnis	(H'/H)	0,3 - 0,8	[1]

Als Auslegungskriterium seitens des Beanspruchungszustandes wird zudem festgelegt, daß jede aus den am Rad angreifenden Kräften resultierende Einzelspannungskomponente die jeweilige Laminat-Dauerfestigkeit nicht überschreiten darf. Weiter wird gefordert, daß die Summe aller gleichnamigen Spannungskomponenten nicht die zugehörige statische Bruchfestigkeit überschreiten soll. Diese vergleichsweise konservative Spannungsbetrachtung stellt sicher, daß bei einem theoretisch gleichzeitigen Auftreten aller Maximallasten gerade die

zulässige statische Bruchspannung des Werkstoffes erreicht wird. Einzelbelastungen hingegen, wie beispielsweise maximales Durchfedern, können dauerhaft ertragen werden. Innerhalb der gegebenen geometrischen Grenzen existieren in Verbindung mit den oben genannten Auslegungskriterien für die Parabel-Blattfeder ausschließlich Lösungen für Höhenverhältnisse im Bereich von $(H'/H) = 0,6 - 0,8$. Die Ergebnisse sind im folgenden mit Hilfe von Lösungskurven so aufbereitet, daß die Ermittlung von Mindest-Abmessungen der Parabel-Blattfeder für verschiedene (H'/H) -Verhältnisse auch grafisch erfolgen kann.

Bild 4.11 zeigt die für die Parabel-Blattfeder-Höhenverhältnisse $(H'/H) = 0,6, 0,7$ und $0,8$ ermittelten Lösungskurven, aus denen nach Vorgabe einer möglichen Federbreite B die resultierende freie Federlänge l_0 der Parabel-Blattfeder bestimmt werden kann.

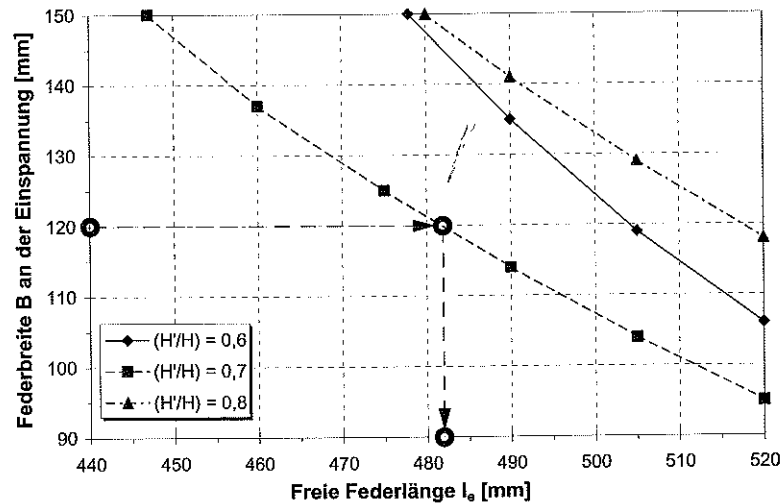


Bild 4.11: Mögliche Breite einer UD-GFK-Parabel-Blattfeder in Abhängigkeit der freien Federlänge für verschiedene (H'/H) -Verhältnisse.

Bild 4.11 läßt erkennen, daß ein Höhenverhältnis von $(H'/H) = 0,7$ bauraumseitig zur günstigsten Federgeometrie führt. Daraus kann eine freie Federlänge von $l_0 = 482$ mm ermittelt werden, die im weiteren als Eingangsgröße zur Bestimmung der Federhöhe H an der Einspannung (Bild 4.12) und der Netto-Federmasse m für die GFK-Parabel-Blattfeder ohne Einspannbebereich und Einspannelemente (Bild 4.13) dient. Bezüglich des Leichtbaupotentials wird dort auch ersichtlich, daß die Parabel-Blattfeder mit einem Höhenverhältnis von $(H'/H) = 0,7$ innerhalb des hier betrachteten Wertebereichs am günstigsten abschneidet.

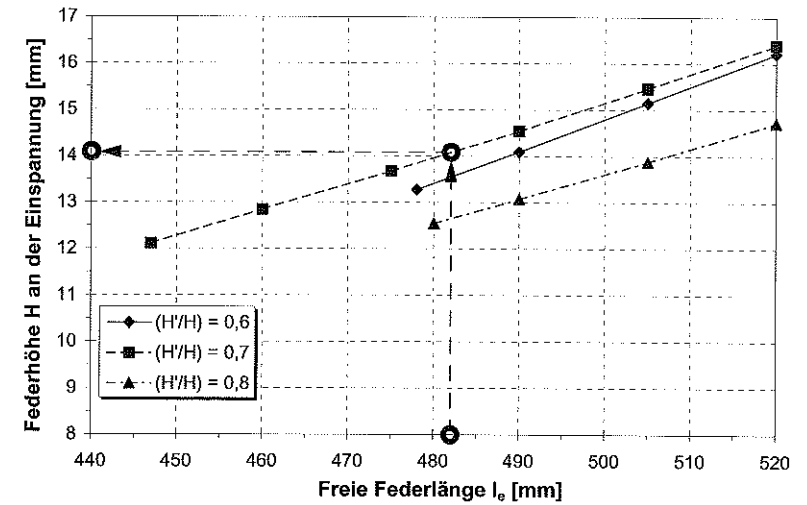


Bild 4.12: Höhe einer UD-GFK-Parabel-Blattfeder an der Einspannung in Abhängigkeit der freien Federlänge für verschiedene (H'/H) -Verhältnisse.

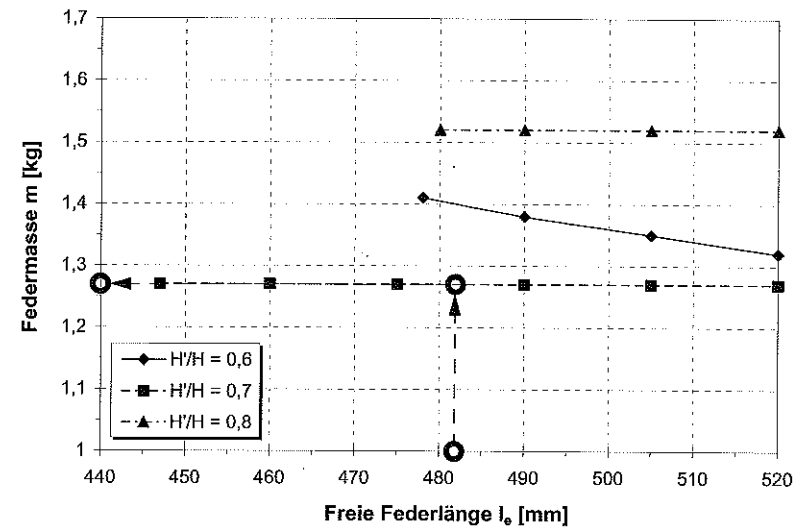


Bild 4.13: Netto-Masse einer UD-GFK-Parabel-Blattfeder in Abhängigkeit der freien Federlänge für verschiedene (H'/H) -Verhältnisse.

Bei dem zu Verfügung stehenden Bauraum erscheint eine Parabel-Blattfeder der Breite $B = 120,0$ mm mit einem Höhenverhältnis $(H'/H) = 0,7$ und einer freien Länge von $l_e = 485,0$ mm günstig. Weiter sich hieraus ergebende Geometrie-Eckdaten sind eine Blattfederhöhe an der Einspannung von $H = 14,2$ mm und einer Federhöhe $H' = 9,9$ mm im Bereich $0 \leq x_1 \leq l' = 237,7$ mm. Das Gewicht der Feder ergibt sich dann zu ca. $m = 1,3$ kg. Bei maximaler Radkraft $F_{R,max} = 4804$ N beträgt die Randfaserdehnung der Parabel-Blattfeder $\epsilon_{x1,max} = 1,3$ %.

Das Beanspruchungsmaximum der Feder wird bei $x_1 = l'$ durch die Biege-Normalspannung in Faserrichtung mit $\sigma_{b,x1,FR,max} = 596$ MPa erreicht. Die Summe aller Biege-Normalspannungen in Faserrichtung beträgt 1060 MPa und liegt damit unter der Laminat Bruchfestigkeit von $\sigma_{Z,D,11}^B = 1100$ MPa.

Vorkrümmung der Blattfeder

In der Achsgrundstellung „Konstruktions- (KO-) Lage“ (vergleiche hierzu Anhang B.1) lasten bereits das Fahrzeuggewicht und eine definierte Beladung des Fahrzeuges auf der Achse. Damit die Feder in der KO-Lage bauraumseitig vorteilhaft/in gestreckter Form vorliegt, muß sie mit einer Vorkrümmung versehen werden, die bei der zugehörigen Radlast gerade wieder kompensiert wird. Der erforderliche mittlere Feder-Krümmungsradius $r_{BF,m}$ kann dabei in Abhängigkeit von der freien Federlänge l_e und der sich aus der Radlast $F_{R,KO}$ und der Federate C_g ergebenden Durchbiegung $w_{R,KO}$ über

$$\frac{l_e}{r_{BF,m}} \cdot \frac{1}{\arcsin \sqrt{2 \cdot w_{R,KO} - \left(\frac{w_{R,KO}}{r_{BF,m}}\right)^2}} = 1 \quad (4.19)$$

bestimmt werden. Aus Gleichung 4.19 resultiert für den vorliegenden Fall ein mittlerer Krümmungsradius von $r_{BF,m} = 792,4$ mm. Die durch die Vorkrümmung des Biegeträgers resultierenden Fehler bei der analytischen Vorauslegung können nach [Göt89] vernachlässigt werden.

Numerische Überprüfung der analytischen Blattfeder-Vorauslegung

Zur Überprüfung der analytischen Vorauslegung des oben beschriebenen GFK-Blattfeder-elementes dient ein Finite-Elemente-Volumen-Modell, bei dem die Belastung am freien Blattfederende durch die Radkraft F_R nachbildet wird. Bild 4.14 a zeigt das im Programmsystem ANSYS® geometrisch vollständig parametrisierte Finite-Elemente-Modell mit geschichteten, achtknotigen Volumenelementen des Typs SOLID46, das den realen FKV-Lagenaufbau der Feder mit unidirektional in Federlängsrichtung ausgerichteten Fasern nachbildet.

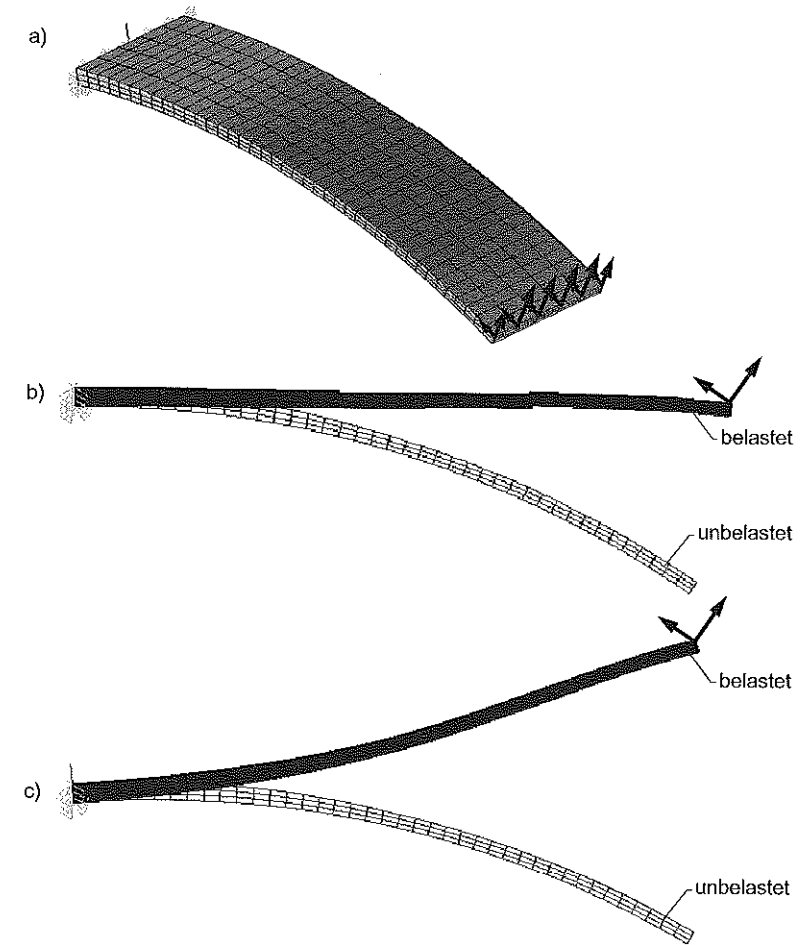


Bild 4.14: (a) Finite-Elemente-Volumen-Modell der einseitig fest eingespannten und vorgekrümmten FKV-Parabel-Blattfeder
(b) Seitenansicht des Verformungsbildes in KO-Lage ($w_R = 144,8$ mm)
(c) Seitenansicht des Verformungsbildes bei maximaler Einfederung ($w_{R,max} = 249,8$ mm).

Zur Abbildung der einseitig festen Einspannung der Parabel-Blattfeder sind die translatorischen Freiheitsgrade der Elementknoten des betreffenden Federendes zu Null gesetzt. Die

Radkraft am freien Federende ist mit Hilfe eines entsprechenden Kräftepaars in positiver Fahrzeug-z-Richtung aufgegeben. Die im Vergleich zu den Abmessungen der Gesamtstruktur großen Verformungen der Feder werden durch eine geometrisch nicht lineare Rechnung berücksichtigt. Bild 4.14 b zeigt die Federverformung in KO-Lage im gestreckten Zustand bei $F_{R,KO} = 2850$ N und einem entsprechenden Federweg von $w_R = 144,8$ mm zusammen mit der unverformten Feder. Bild 4.14 c zeigt das Verformungsbild der Blattfeder in der Seitenansicht bei maximaler Radkraft $F_{R,max} = 4673$ N zusammen mit dem unverformten Zustand. Die Auslenkung der Feder in dieser Lastsituation entspricht dabei dem geforderten Federweg von $w_{R,max} = 249,8$ mm.

Bild 4.15 zeigt die Ergebnisse der Spannungsanalyse jeweils auf der Federoberseite bei maximaler Radkraft $F_{R,max}$. Es ist ersichtlich, daß die Biege-Normalspannungen in Faserrichtung (Bild 4.15 a) mit maximal etwa $\sigma_{b,x,max} = 610$ MPa sehr gut mit dem analytisch berechneten Wert von $\sigma_{b,x,max} = 596$ MPa übereinstimmen. Im Gegensatz zur analytischen Berechnung werden in der FE-Rechnung auch die Schubspannungen τ_{xy} in der Laminatenebene (Bild 4.15 b) berücksichtigt. Diese resultieren aus der Querkontraktion und der Verformungsbehinderung des Laminates in der Einspannung. Die aus der Querkraft-Biegung resultierende Schubspannung τ_{xz} (Bild 4.15 c) mit einem in der numerischen Berechnung ermittelten Spannungsniveau zwischen $\tau_{xz} = 11 - 28$ MPa stimmt ebenfalls recht gut mit dem analytisch vorausgerechneten Wert von etwa $\tau_{xz} = 15$ MPa überein. Auch hier sind wie bei der Schubspannung τ_{xy} Spannungsspitzen in der Einspannung zu beobachten, die allein aus der idealisierten Randbedingung einer vollkommen starren Einspannung resultieren. Die Spannungsspitzen sind daher in der Realität nicht zu erwarten und können unberücksichtigt bleiben.

4.2.5 Fertigung unidirektional verstärkter FKV-Blattfedern mittels Schichtlege-Preßtechnik

Aufseiten der duromeren FKV-Halbzeuge für Bauteile hoher Qualität und höchsten mechanischen Anforderungen (exakte Faserausrichtung, geringe Faserwelligkeit, sehr gleichmäßige Faser-Matrix-Verteilung) sind insbesondere vorimprägnierte Fasergebilde, genannt „Prepregs“ von „pre-impregnated“, zu nennen, die hauptsächlich in Bandform, („Tape“) mit unidirektionaler, Gewebe- oder Gelegeverstärkung in verschiedenen Breiten eingesetzt werden [Fle93]. Gebräuchliche Verstärkungsfasern sind die klassischen Glas-, Kohlenstoff- und Aramidfasern. Typische Kunstharze für die Prepreg-Verarbeitung sind Epoxid- (EP), Bismaleinimid- (BMI) und Phenolharze (PF). Die Aushärtereaktion der Prepreg-Duromermatrix ist im „B-Stadium“ eingefroren, so daß das Halbzeug noch flexibel und damit verformbar ist. Zudem weist die Oberfläche aufgrund der unvollständigen Aushärtereaktion des Harzes eine Rest-Klebrigkeit („Tack“) auf, so daß einzelne Lagen bei der Bauteilfertigung zu einem Mehrschichtverbund miteinander verklebt und anschließend gemeinsam je nach Verarbeitungsverfahren in einem Ofen oder einer beheizten Presse vollständig ausgehärtet werden können.

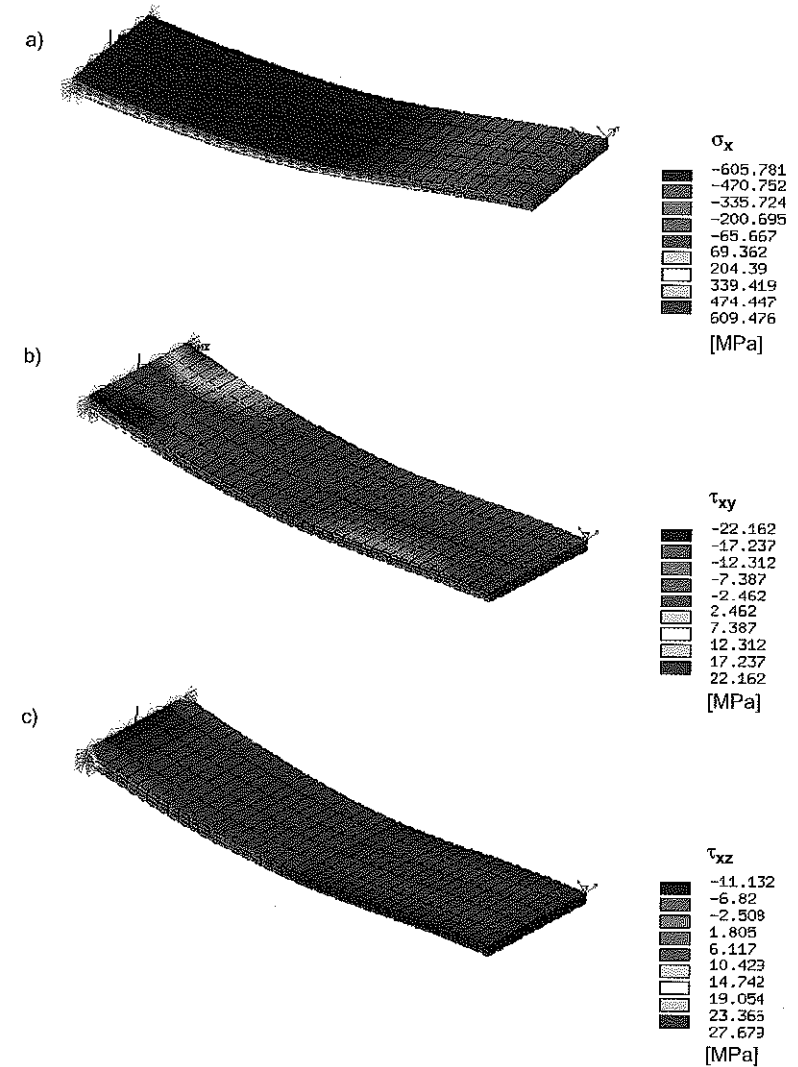


Bild 4.15: Normal- und Schubspannungen auf der Oberseite des UD-GFK-Federlenkers bei maximaler Radkraft $F_{R,max}$:

(a) Normalspannung σ_x in Faserrichtung,

(b) Schubspannung τ_{xy} ,

(c) Schubspannung τ_{xz}

Zur Herstellung von Endlos-Prepreg-Bändern oder Streifen sind drei kontinuierliche Verfahren etabliert: das einstufige Lösungsmittelverfahren, das zweistufige Filmverfahren und das Imprägnierbandverfahren. Allen Herstellungsverfahren ist gemeinsam, daß das Prepreg als Rollenmaterial in beliebigen Breiten bis zu ca. 500 mm zur Verfügung gestellt werden kann. Um ein Verkleben der Prepreg-Lagen nach dem Aufrollen zu vermeiden, werden Ober- und Unterseite zuvor mit einem Trennpapier oder einer Polyethylenfolie versehen.

Wie Bild 4.16 zeigt, kommen bei der Verarbeitung duromerer Prepregs das Vakuumsack-, Autoklav-, Wickel-, Drucksack- und das Preßverfahren mit zweischaligem, beheiztem Metall-Werkzeug zur Anwendung [Hex97].

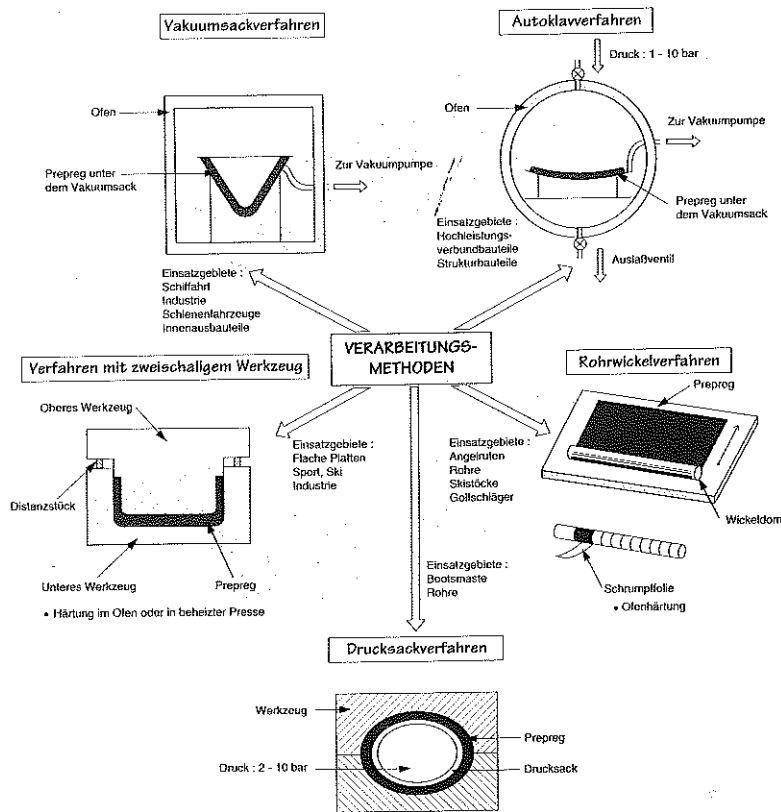


Bild 4.16: Mögliche Fertigungsverfahren bei der Verarbeitung duromerer Prepregs [Hex97].

Insbesondere das zuletzt erwähnte Pressen von schichtweise in einem zweischaligen, beheizten Metallwerkzeug abgelegten Prepregs ist dazu geeignet, durch den Einsatz von Tape-lege-Robotern eine hohe Ausbringung für Serienanwendungen bei gleichzeitig hoher Qualität sicherzustellen.

Bei der Fertigung von FKV-Bauteilen im Tape-lege-Verfahren können zur Erzielung eines hohen Automatisierungsgrades vorher mittels einer geeigneten Schneideinrichtung auf die benötigte Länge zugeschnittene Prepreg-Lagen mit Hilfe eines Tape-lege-Roboters (NC-Tape-Legen) in Portal- oder Knickarm-Bauweise in das metallische Unterwerkzeug eingelegt und angedrückt werden, wie dies Bild 4.17 zeigt [Zen92].

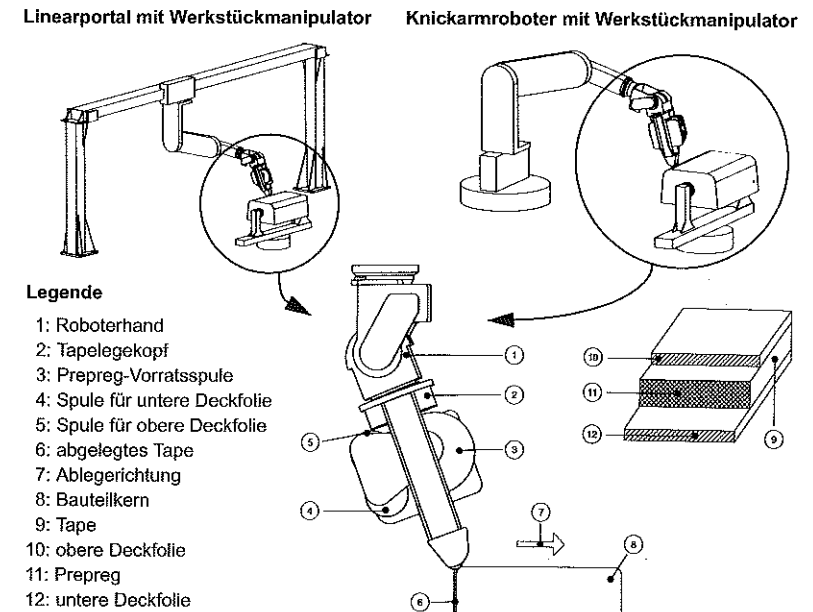


Bild 4.17: Linearportal und Knickarmroboter mit Werkstückmanipulator zur automatisierten Herstellung komplex geformter Bauteile im Tape-lege-Verfahren [Zen92].

Dieses als „Schichtlege-Preßtechnik“ bezeichnete Tape-lege-Verfahren eignet sich im besonderen Maße für die Herstellung von Rechteck- oder Parabel-Blattfedern, da diese im Gegensatz zu Hyperbel- oder Keilfedern einen variierenden Querschnitt aufweisen und daher Stöße von FKV-Prepreg-Lagen möglichst im Bereich der neutralen Faser positioniert sein sollten.

Dabei können erhebliche Kosten eingespart werden, wenn die Prepreg-Herstellung direkt im weiterverarbeitenden Betrieb geschieht, da der Zukauf von vorkonfektioniertem Prepreg-Material in der Regel teurer als die Summe der Werkstoff-Einzelkosten ist. Zudem entfällt bei der Prepreg-Herstellung am Ort der Bauteilfertigung das Aufbringen und anschließende Abziehen der Prepreg-Schutzfolien [Göt89].

Aus [Dud96] ist im weiteren eine eigens für das automatisierte Schneiden von Prepregs entwickelte Vorrichtung bekannt, die in der Lage ist, bei der Verarbeitung zugekaufter Tapes mit Schutzfolie gezielt nur das Tape zu durchtrennen, so daß die Schutzfolie kontinuierlich, d.h. ohne Unterbrechung des Tape-Lege-Prozesses, abgezogen und aufgewickelt werden kann. Die in die Tape-Lege-Einheit voll integrierte Schneidvorrichtung arbeitet mit einem elektromotorisch getriebenen, rotierenden Messer und erfüllt die für eine rationelle Fertigung und eine hohe Reproduzierbarkeit zwingend einzuhaltenden Anforderungen [Dud96]:

- glatter Anschnitt ohne Wulstbildung und Querschub,
- präziser Schnitt durch Harz und Fasern ohne nennenswerte Erwärmung des Schneidmessers,
- geringe Neigung zur Anhaftung von Schneiderückständen und
- hohe Präzision in bezug auf Einhaltung der Schnitttiefe ohne Beschädigung der Schutzfolie.

Sowohl pneumatisch getriebene als auch ultraschallerregte Messer führten entweder zu nicht reproduzierbaren Schnittqualitäten oder waren nicht in der Lage, die Schutzfolie unbeschädigt zu lassen. Der versuchsweise Einsatz des Laserschneidens von Prepreg-Tapes führte zu einem chemischen Abbau der Matrix an der Schnittkante, woraus sich insbesondere Nachteile für Bauteile ergeben, die konstruktionsbedingt Prepreg-Schnittkanten im Bauteilinneren aufweisen. Dies betrifft beispielsweise die oben erwähnte Fertigung von FKV-Parabel-Blattfedern.

4.2.6 Fertigung von FKV-Drehrohrfedern im Drehbank-Wickelfahren

Das Drehbank-Wickelfahren ist eines der bekanntesten und weitverbreitesten automatisierten FKV-Verarbeitungstechniken und dient vorzugsweise der Herstellung von rotationssymmetrischen FKV-Hohlkörpern mit geschlossener Oberfläche, wie Behälter, Rohre, Achsen, Wellen, in Ausnahmefällen auch ebenen Platten [Nei97].

Beim Naßwickeln werden ein oder mehrere Faser-Rovings, Gewebestreifen oder Mattenbänder von einem Spulenständer abgezogen, durch ein Tränkbad mit duromerem Harz hindurchgeführt, mit Hilfe im Tränkbad installierter Umlenkwalzen imprägniert (Tauch- oder Walzenränkung) und schließlich auf einem rotierenden Kern abgelegt. Zur Platzierung der Fasern dient ein Fadenableger - bei der Einzel-Roving-Bearbeitung oft ein kreisrundes Faden-

auge - der mit einem Schlitten (Support) in einer Hin- und Herbewegung parallel zur Kern-Rotationsachse geführt wird. Bei reinen Umfangswicklungen, entsprechend einem Wickelwinkel α von annähernd 90° , wird vom sogenannten Parallelwickeln gesprochen, welches beispielsweise zur Umfangsverstärkung metallischer Druckbehälter zum Einsatz kommt. Werden die imprägnierten Verstärkungsfasern hingegen mit einem Wickelwinkel $0^\circ < \alpha < 90^\circ$ abgelegt, so kommt es zu einem Überkreuzen der Wickellagen, man spricht vom Kreuzwickeln [Nei97], [Fun96] (Bild 4.18).

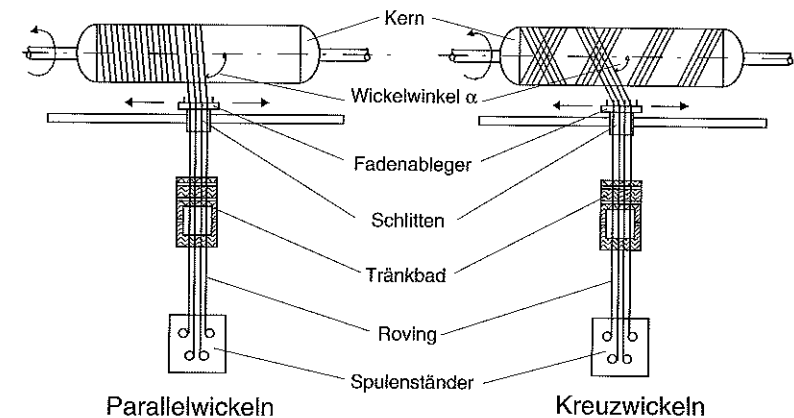


Bild 4.18: Parallel- und Kreuzwickeln beim Drehbank-Naßwickeln [Fun96].

Das Naßwickelverfahren erlaubt eine nahezu beliebige Variation der Wickelwinkel mit hoher Reproduzierbarkeit und Fasergehalten zwischen 50 und 80 Gew.-%. Der Wickelwinkel wird dabei über das Verhältnis von Kern-Rotationsgeschwindigkeit und Vorschubgeschwindigkeit der Fadenführung bestimmt. Die maximal mögliche Wickelgeschwindigkeit beim Naßwickeln wird von der Kern-Drehzahl vorgegeben, bei der das flüssige Harz infolge der Zentrifugalbeschleunigung vom Kern weggeschleudert würde. Daraus resultieren typische maximale Roving-Abzugsgeschwindigkeiten zwischen 0,3-1,0 m/s. Je nach Anwendung und Geometrie verbleibt der Kern nach dem Wickeln im Bauteil (verlorener Kern), um entweder strukturelle Aufgaben oder die Funktion einer Medienbarriere (beispielsweise als sogenannter „Liner“ bei Druckbehältern) zu übernehmen, oder er wird nach dem Wickelprozeß entfernt. Erlaubt die Geometrie das Entfernen des Kernes nach dem Wickelprozeß nicht, so kommen hierzu entweder ausschmelzbare Kerne oder teilbare Kerne zum Einsatz [VDI73].

Durch die Verwendung eines sogenannten „Ringfadenauges“ können bis zu 48 um die Kernperipherie verteilte, zuvor imprägnierte Rovings gleichzeitig auf dem Kern abgelegt werden.

Vorteil hierbei ist, daß bei jedem Entlangfahren der Fadenführung an der Kernoberfläche diese vollständig mit Rovings bedeckt wird (Bild 4.19). Die Wickelzeit für eine Kardanwelle oder Drehrohrfeder aus FKV kann so auf wenige Minuten reduziert werden. Hierzu wird von SCHREIBER [Sre88] ein sowohl diskontinuierlicher als auch - zur Vermeidung von Stillstandszeiten der Wickelmaschine - kontinuierlicher Wickelprozeß für eine vollautomatisierte Großserienfertigung vorgestellt.

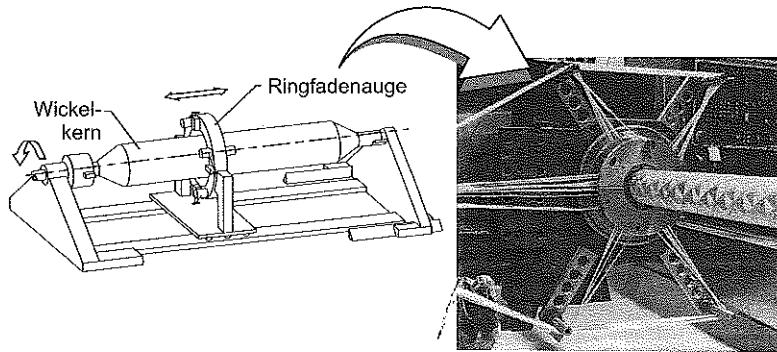


Bild 4.19: Wickeln von langen, zylindrischen Bauteilen mittels Ringfadenaue [Nei97] (Quelle Foto: BASF).

4.3 FKV-Hinterachse mit Einblatt-Federlenker in Differentialbauweise

Im folgenden wird ein auf den vorangegangenen Überlegungen basierendes, erstes Gesamt-Hinterachskonzept in FKV-Bauweise mit einem längsorientierten Federlenker vorgestellt, das in Zusammenarbeit mit einem Fahrzeughersteller entwickelt wurde [Ste97a]. Bild 4.20 a zeigt hierzu die gewählte Anordnung der FKV-Hinterachselemente der linken Fahrzeugseite in der Draufsicht, Bild 4.20 b das CAD-Modell des ausgeführten Entwurfs in räumlicher Darstellung mit Verbindungselementen und radführender Zusatz-Blattfeder.

4.3.1 Anordnung der Komponenten

Der Federlenker in Form einer GFK-Parabel-Blattfeder und die Seitenabstützung bilden einen Winkel von $\alpha_{SA} = 20^\circ$. Die am Chassis befestigte Lagerung der Seitenabstützung und der Stabilisator sind koaxial angeordnet. Der über die Fahrzeugbreite verbleibende Bauraum ermöglicht eine wirksame Stabilisatorlänge von $l_S = 440$ mm. Der Abstand (Hebelarm) r_{SA} von der Lagerung der Seitenabstützung bis zur Radachse ist so gewählt, daß die beim Federn vom Rad beschriebene Kurve und die vom freien Ende der Seitenabstützung beschriebene Kreisbahn nahezu identisch sind. Dadurch werden Zwängungen in der gelenkig ausgeführten Verbin-

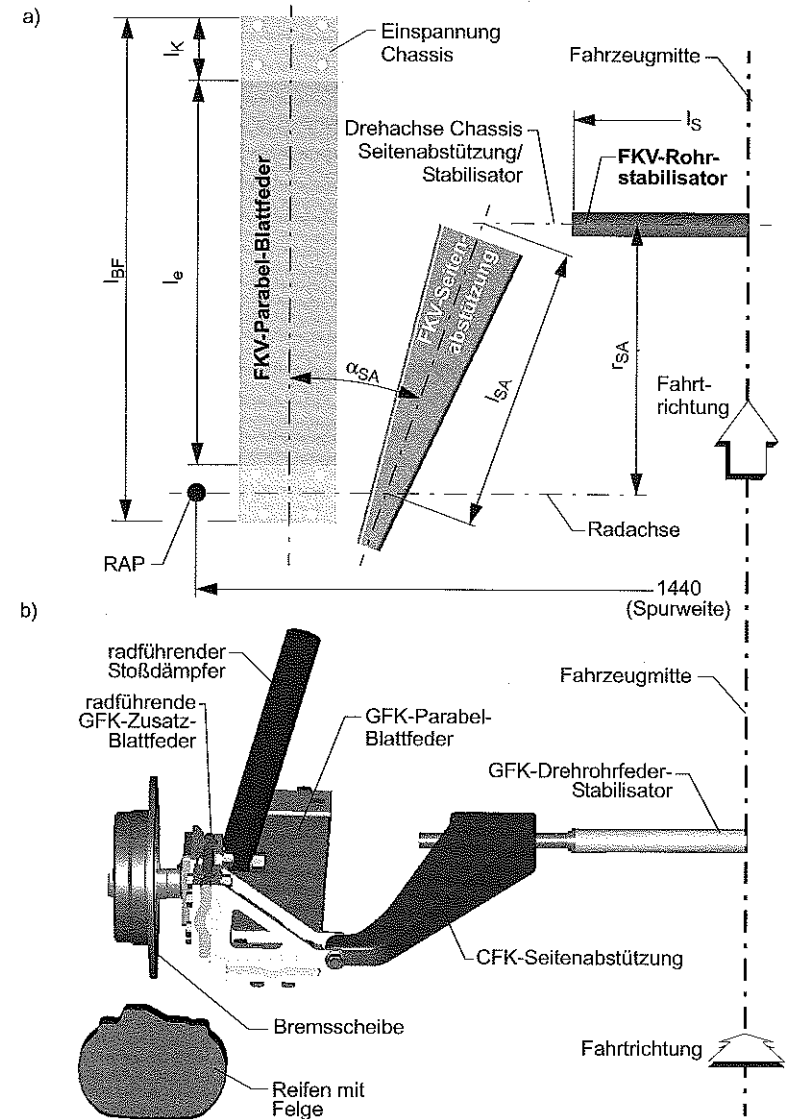


Bild 4.20: (a) Draufsicht auf die Anordnung der FKV-Hinterachskomponenten Parabel-Blattfeder, Seitenabstützung und Stabilisator und (b) ausgeführte Konstruktion mit Verbindungselementen (linke Fahrzeugseite).

dungsstelle Seitenabstützung/Blattfeder weitestgehend vermieden. Zur Ermittlung von r_{SA} wurde das zuvor beschriebene Finite-Elemente-Modell der FKV-Parabel-Blattfeder herangezogen. Dazu wird die Blattfeder in der FE-Simulation mit drei verschiedenen Radkräften F_R beaufschlagt und die jeweils daraus resultierende Position des freien Federendes bestimmt. Diese Positionen repräsentieren die Bahn des am Blattfederende befestigten Rades. Gleichzeitig läßt sich mit Hilfe der drei Bahnpunkte eindeutig ein Kreis mit dem gesuchten Radius r_{SA} definieren. Die am CAD mit Hilfe der FE-Ergebnisse durchgeführte Kreis-Hilfskonstruktion ergab im vorliegenden Fall einen Radius von $r_{SA} = 369,1$ mm. Die maximale Abweichung zwischen realer Radbahn und Kreisbahn beträgt im Bereich des Gesamtfederweges nur 0,02 mm und kann in der Anbindung der Seitenabstützung an die Blattfeder kompensiert werden.

4.3.2 Federlenker mit Kraffteinleitungen

Bild 4.21 zeigt das auf der obigen Vorauslegung basierende CAD-Modell der GFK-Parabel-Blattfeder, ergänzt durch Kraffteinleitungsbereiche an den Federenden.

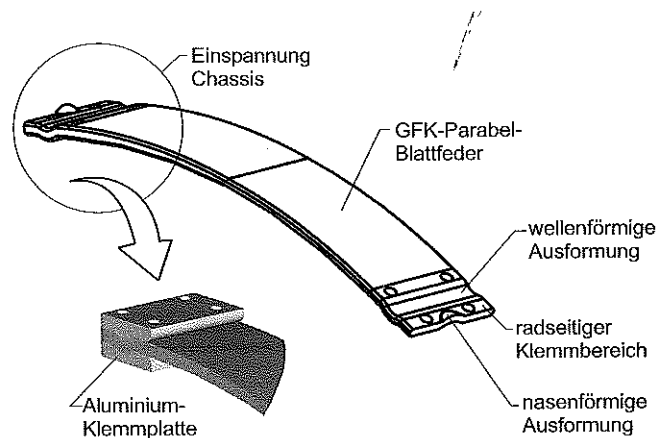


Bild 4.21: CAD-Modell des vorgekrümmten GFK-Federlenkes als Parabelblattfeder mit Aluminium-Klemmelementen.

Die Kraffteinleitung an den Enden des FKV-Blattfedererelementes erfolgt über eine metallische Klemmkonstruktion in Anlehnung an die von LEONHARD und JAKOBI [EPA91b] vorgeschlagene werkstoff- und fertigungsgerechte Lösung, die bereits in Kapitel 2.3.4, Tabelle 2.7 g, vorgestellt wurde. Die an beiden Enden geometrisch gleich gestalteten Klemmbereiche sind jeweils $l_K = 70$ mm lang und schließen jeweils tangential an den Feder-Krümmungsradius an. Die im Klemmbereich in Federlängsrichtung ausgebildete Wellenstruktur mit großen Radien,

und eine zusätzliche nasenförmige Ausformung am Blattfederende garantieren eine fertigungstechnisch günstige Volumenkonstanz und führen zu einem zweiseitigen Formschluß. Die aufgrund der geringen Oberflächenhärte des Faserverbundwerkstoffes empfindlichen Blattfeder-Längskanten sind zur Reduktion der Kantenpressung durchgehend mit einer Fase von $3 \text{ mm} \times 45^\circ$ versehen. So können Beschädigungen bei der Handhabung vermieden werden. Die aus der Fasung resultierende Querschnittsverringerung wurde bereits in der Auslegung mit dem Kantenfasung-Korrekturfaktor η_m berücksichtigt (siehe Gleichung 4.11). Der Federlenker weist damit inklusive der Einspannbereiche eine gestreckte Länge von $l_{BF} = 625$ mm auf und wiegt $m_{BF} = 1,65$ kg.

Die Klemmung erfolgt jeweils mit Hilfe eines Klemmplatten-Paares aus Aluminium und vier Durchgangsschraubverbindungen. Die Bohrungen im Federelement weisen Übermaß auf, so daß der FKV nicht durch Lochleibung beansprucht wird. Um eine gleichmäßige Flächenpressung zu erzielen sind die Federenden im Klemmbereich mit Polyurethan (PUR) beschichtet. So können Fertigungstoleranzen ausgeglichen und ein Verschleiß in der Berührungsfläche FKV-Feder/Metall-Klemmplatte infolge dort zu erwartender Mikrobewegungen reduziert werden. Auch Kontaktkorrosion aufgrund unterschiedlicher elektrochemischer Spannungspotentiale von GFK und Aluminium wird so vermieden. Die der Feder zugewandten Aluminium-Klemmplattenenden sind zur Reduktion der Kantenpressung im Betrieb zudem mit einem großen Radius versehen, so daß die Blattfeder hierauf abrollen kann.

4.3.3 Drehrohrfeder-Stabilisator

Für die Auslegung des Stabilisators wurde ein glasfaserverstärkter Epoxidharz (GFK) gewählt, der die gleichen mechanischen Eigenschaften wie das für die GFK-Blattfeder eingesetzte Prepreg aufweist (siehe Angang B.2, Tabelle B.4). Tabelle 4.6 zeigt den für die Stabilisator-Drehrohrfeder gewählten Laminataufbau und die daraus resultierenden Ingenieurkonstanten, die der Dimensionierung zugrunde gelegt wurden.

Wie in Bild 4.20 ersichtlich, sind der Stabilisator in seiner Eigenschaft als Drehrohrfeder und die Parabel-Blattfeder im Falle wechselseitigen Federns parallel geschaltet, so daß sich die Federsteifigkeiten beider Bauteile zur wechselseitigen Federsteifigkeit C_w addieren. Die Parallelschaltung ergibt sich hier aufgrund der Ankopplung der Seitenabstützung an gleicher Position wie das Rad (vergleiche hierzu Kapitel 4.2.3). Somit errechnet sich die erforderliche Federsteifigkeit C_S des Stabilisators am Rad analog zu klassischen Längs- und Verbundlenkerachsen aus Gleichung 4.4 zu $C_S = 14,1$ N/mm.

Tabelle 4.6: Ingenieurkonstanten des unidirektional E-glasfaserverstärkten Epoxidharzes (GFK) für den Drehrohrfeder-Stabilisator.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Anzahl der Wickellagen	n_S	8	[1]
Gesamt-Laminatdicke	$t_{S,ges}$	4,5	[mm]
Wickelwinkel (ausgeglichener Lagenaufbau)	θ_S	± 45	[°]
Elastizitätsmodul in Längs- und Umfangsrichtung des Rohres	$E_{xx} = E_{yy}$	18110	[MPa]
Querkontraktionszahl in der Laminebene	$\nu_{xy} = \nu_{yx}$	0,51	[1]
Schubmodul in der Laminebene	G_{xx}	13780	[MPa]

Zur Dimensionierung des Stabilisators muß die radbezogene Federsteifigkeit C_S in eine verdrehwinkelbezogene Torsionssteifigkeit $G \cdot J_{T,S}$ umgerechnet werden. Dazu kann der Verdrehwinkel φ_S des Stabilisators bei einer einseitigen Radauslenkung w_R über die Beziehung

$$\sin \varphi_S = \frac{w_R}{r_{SA}} \approx \varphi_S \quad (4.20)$$

angenähert werden. Weiter ergibt sich mit Hilfe von Gleichung 4.2 und Gleichung 4.3 die gesuchte Stabilisator-Torsionssteifigkeit in Abhängigkeit der bauraumseitig möglichen Stabilisatorlänge l_S zu:

$$G \cdot J_{T,S} = \frac{M_{T,S} \cdot l_S}{\varphi_S} \approx C_S \cdot r_{SA}^2 \cdot l_S \quad (4.21)$$

In obiger Gleichung 4.21 ist nur noch das Flächenträgheitsmoment gegen Torsion $J_{T,S}$ unbekannt, so daß aus der rechten Seite der Gleichung die erforderliche Torsionssteifigkeit des Stabilisators zu $(G \cdot J_T)_{erf} = 899 \text{ N/mm}^2$ errechnet werden kann. Mit Hilfe des in Tabelle 4.6 angegebenen Laminat-Schubmoduls $G = G_{xy}$ und der gewählten Rohrwanddicke $t_{S,ges}$ kann schließlich das Flächenträgheitsmoment gegen Torsion $J_{T,S}$ und weiter der mittlere Stabilisatorrohr-Radius mit $r_{S,m} = 13,1 \text{ mm}$ ermittelt werden. Um zu beurteilen, ob beim maximal möglichen Verdrehwinkel des FKV-Rohres von $\varphi_{S,max} = 31,8^\circ$ und dem zugehörigen Torsionsmoment von $M_{T,S,max} = 1129 \text{ Nm}$ Torsionsbeulen auftritt, hat sich die Betrachtung des kritischen Torsionsmomentes $M_{T,S,crit}$ nach SIMITSES bewährt [Noh92]:

$$M_{T,S,crit} = \kappa_{ES} \cdot \frac{\pi^3}{6} \cdot \frac{r_{S,m}^{5/4} \cdot t_{S,ges}^{9/4}}{\sqrt{l_S}} \cdot E_x^{3/8} \cdot \left(\frac{E_y}{1 - \nu_{xy} \cdot \nu_{yx}} \right)^{5/8} \quad (4.22)$$

mit κ_{ES} : Einspannungskoeffizient
 E_x : E-Modul des Laminates parallel zur Rohrachse
 E_y : E-Modul des Laminates in Rohr-Umfangsrichtung
 ν_{xy}, ν_{yx} : Querkontraktionszahlen in der Laminebene

Torsionsbeulen tritt dann auf, wenn das kritische Torsionsmoment kleiner als das maximal am Bauteil auftretende Moment ist. Für den Fall der nur einseitigen Einspannung des Stabilisatorrohres ergibt sich ein kritisches Torsionsmoment von $M_{T,S,crit} = 3649 \text{ Nm}$, so daß kein Torsionsbeulen zu erwarten ist. Zur Torsionsmomenteinleitung bei axialer Verschiebbarkeit über die Seitenabstützung ist in beide Stabilisatorenenden eine metallische Hülse mit Innen-Kerbverzahnung und äußeren Längsriefen eingeklebt (Querpreßverbindung). Damit die wechselnde Belastung dauerhaft ertragen werden kann, sollten die Stabilisatorenenden in den Kräfteinleitungsbereichen nochmals umfangsbewickelt oder mit einer aufgeschrunpften, äußeren Metallhülse umgeben werden (vergleiche Kapitel 2.3.3, z. B. Tabelle 2.5 e).

4.3.4 Seitenabstützung

Die Seitenabstützung ist zum einen durch die Seitenkraft F_S und zum anderen durch den zur Torsion des Stabilisators aufzubringenden Anteil der Radkraft $F_{R,S}$ zweifach als Kragträger belastet. Aufgrund der Anforderungen bezüglich Steifigkeit und Gewicht wurde ein CFK-Rechteck-Rohrquerschnitt gewählt, dessen Abmessungen in den Endbereichen an die dortigen Biegespannungen angepaßt wurden. Bei einem angenommenen Lagenaufbau mit quasi-isotropen Lamineigenschaften und einer konstanten Wanddicke von $t_{SA} = 3,5 \text{ mm}$ ergaben sich daraus Abmessungen der Profilenden von federseitig $30 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$ und stabilisatorseitig von $110 \text{ mm} \times 60 \text{ mm}$. Der verbleibenden Querschnitte entstanden aus Fertigungsgründen durch die lineare Verbindung beider Endquerschnitte. Zur Vermeidung von Beulen wurde vorgesehen, das Profilinnere mit einem Schaumkern zu füllen (Sandwich-Konstruktion). Die Anbindung der Seitenabstützung an die FKV-Blattfeder erfolgt über einen Gelenkbolzen, um die vom radführenden Stoßdämpfer aufgeprägte Torsion in Längsrichtung des Federlenkers nicht zu behindern. Zur Übertragung des Stabilisator-Torsionsmomentes $M_{T,S}$ ist der Endbereich des jeweils der Fahrzeugmitte zugewandten Lagerzapfens der CFK-Seitenabstützung außen kerbverzahnt.

4.3.5 Radführende Rechteck-Blattfeder

Die Spurkorrektur des kurvenäußeren Rades der FKV-Hinterachse bei Seitenkraft erfolgt mit Hilfe einer radführenden GFK-Blattfeder mit UD-Verstärkung in Federlängsrichtung. Der gewählte Federwerkstoff ist identisch mit dem des GFK-Federlenkers (siehe Anhang B.2, Tabelle B.4). Grundlage der Dimensionierung ist die Forderung nach einer sich definiert einstellenden Vorspur von $\varphi_{RBF,max} = 60'$ bei maximaler Seitenlast $F_{S,max}$. Der begrenzte Bau-raum, in dem die Blattfeder untergebracht werden muß, wird durch die Radschüssel definiert und ermöglicht eine Blattfeder mit einer freien Federlänge von $l_{RBF} = 50$ mm und einer Breite von $B_{RBF} = 100$ mm. Die konstante Federhöhe H_{RBF} ist damit neben den Werkstoffeigenschaften alleinige Auslegungsgröße. Die maximale Verdrehung $\varphi_{RBF,max}$ des freien Endes des hier vorliegenden, einseitig fest eingespannten Biegebalkens errechnet sich mit Gleichung 4.7 aus der ersten Ableitung der elastischen Biegelinie $w(x_1)$ zu

$$\varphi_{RBF,max} = w'(l_{RBF}) = \frac{F_{S,max} \cdot l_{RBF}^2}{2 \cdot E_x \cdot J_{zz}} \quad (4.23)$$

mit l_{RBF} : freie Federlänge der radführenden Zusatz-Blattfeder
 E_x : Elastizitätsmodul des Laminates in Federlängsrichtung
 J_{zz} : Flächenträgheitsmoment gegen Biegung um die Hochachse.

Aus dem Biegeträgheitsmoment J_{zz} kann schließlich die gesuchte Federhöhe $H_{RBF} = 14,1$ mm ermittelt werden. Aufgrund der Kürze der freien Blattfederlänge können Stabilitätsprobleme infolge der Radkraft F_R ausgeschlossen werden. Die Einspannbereiche der Rechteck-Blattfeder entsprechen der bereits oben beschriebenen Klemmkonstruktion des Federlenkers.

4.3.6 Gestaltung der sonstigen Kräfteinleitungen

Bild 4.22 zeigt die konstruktive Lösung der gelenkigen Anbindung der Seitenabstützung und die feste Einspannung der radführenden Zusatz-Blattfeder am radseitigen Federlenkerende über eine Aluminium-Winkelkonsole. Diese integriert jeweils eine Klemmplatte für den Federlenker und die Zusatz-Blattfeder sowie die Aufnahme des Lagerbolzens der Seitenabstützung. Zur Anbindung des radführenden Stoßdämpfers ist an der inneren, radseitigen Klemmplatte der Zusatz-Blattfeder ein Stahl-Gelenkstehbolzen verschraubt. Gleichzeitig wird an diese Klemmkonstruktion der Stahlflansch mit den Radzapfen verschraubt. Weitere konstruktive Details zu den einzelnen Achselementen inklusive Gewichtsangaben können der Explosionsdarstellung der gesamten Hinterachskonstruktion in Anhang B.2, Bild B.6, entnommen werden.

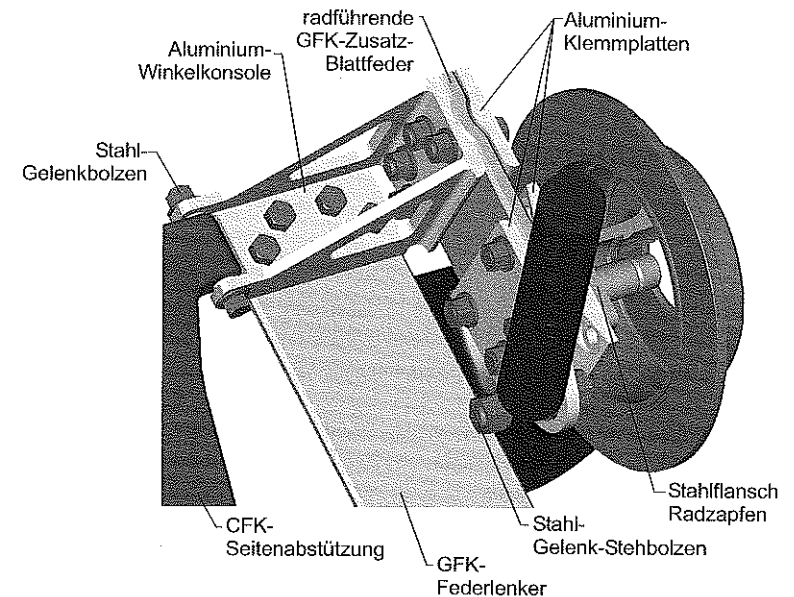


Bild 4.22: Verbindung von GFK-Federlenker, CFK-Seitenabstützung und radführender GFK-Zusatz-Blattfeder sowie Anbindung von Stoßdämpfer und Rad (linke Fahrzeugseite).

4.3.7 Bewertung des Einblattfeder-Hinterachskonzeptes in FKV-Bauweise

Die seitens des Gewichts der Hinterachselemente vorgegebene Zielgröße 10 kg ohne Rad, Bremse und Stoßdämpfer wird mit 14,8 kg für die hier vorgestellte Achskonstruktion nicht erreicht. Der weit überwiegende Gewichtsanteil entfällt dabei mit ca. 63 % auf die Verbindungselemente, insbesondere die Schraubverbindungen, die für das Zusammenfügen der einzelnen Achskomponenten notwendig sind.

Ausgangspunkt des vorgestellten FKV-Achskonzeptes war die Suche nach einer konstruktiven Lösung für eine längsorientierte, nicht angetriebene Pkw-Hinterachse in FKV-Bauweise auf der Basis eines einzelnen Federlenkers pro Fahrzeugseite. Dies führte aufgrund der hohen mechanischen und funktionellen Anforderungen zu einer weitgehend differentiellen Bauweise mit separaten Funktionselementen, einhergehend mit einer großen Zahl von Verbindungselementen. Die Konstruktion mußte daher um zwei zusätzliche Achselemente in Form der Seitenabstützung und der radführenden Zusatz-Blattfeder ergänzt werden. Die komfortrelevante

Längselastizität konnte nicht integriert werden. Die Defizite des vorgestellten ersten FKV-Hinterachskonzeptes in Differentialbauweise können demnach wie folgt zusammengefasst werden:

- separates radführendes Blattfederelement
- aufwendige, separate Seitenkraftabstützung
- Vielzahl an Verbindungselementen
- insgesamt nur geringe Funktionsintegration
- daraus resultierend zu hohes Gewicht
- unzureichende Längselastizität.

Ziel weiterführender Überlegungen mußte es daher sein, trotz der hohen mechanischen und funktionalen Anforderungen eine weitgehend integrierte Gestaltungsweise zu entwickeln, die im Vergleich zur oben vorgestellten Lösung folgende Verbesserungen aufweist:

- Vorspuränderung bei Seitenkraft ohne Zusatzelemente
- integrierte Seitenkraftaufnahme
- integrierte Längselastizität
- Nutzung der Werkstoff-Anisotropie
- Reduktion des Netto-Achsgewichtes auf die Zielgröße 10 kg.

4.4 FKV-Hinterachse mit Doppel-Federlenker in Integralbauweise

Im vorangegangenen Abschnitt wurde deutlich, daß die Seitenkräfte von einem einzelnen, längsorientierten FKV-Federlenker aus Steifigkeits- und Stabilitätsgründen nicht aufgenommen werden können. Der geforderte Gesamtfederweg bei vorgegebener Lenker-Federsteifigkeit kann nur mit einer vergleichsweise langen Blattfeder bewerkstelligt werden. Der brettförmige Biegeträger ist somit bauraumintensiv, äußerst instabil und kann lediglich Vertikal- und Längskräfte, jedoch keine Seitenkräfte und daraus resultierende Momente aufnehmen. Gleichzeitig kann die geforderte hohe Elastizität des Federträgers ausschließlich mit glasfaserverstärkten Kunststoffen erzielt werden (vergleiche hierzu das elastische Energieaufnahmevermögen von UD-GFK in Kapitel 2.2). Die große Blattfederlänge hat hohe Biegemomente und damit erhebliche Biegespannungen in der Federeinspannung zur Folge. Insgesamt können aus diesen Erkenntnissen folgende weiterführende Entwicklungsziele für einen FKV-Federlenker ohne separate Seitenkraftabstützung abgeleitet werden:

- Verkürzung der Blattfederlänge zur Erhöhung der Seitenstabilität und Reduktion der Biegemomente
- Überführung des Einblatt-Federlenkers in einen seitenkraftstabilen Doppel-Federlenker mit zwei parallel wirkenden Federblättern

- Einsatz von im Vergleich zu Glasfasern steiferen und festeren Kohlenstoffasern mit hoher Bruchdehnung.

Aus den obigen Maßnahmen resultiert zwangsläufig eine erhöhte Federsteifigkeit des Lenkers sowie aufgrund des Werkstoffwechsels eine geringere Elastizität. Dies erfordert ein modifiziertes Gesamtkonzept für die Hinterachse, bei dem die Federfunktion nicht mehr allein vom Federlenker, sondern vielmehr in Zusammenwirken mit einem in Reihe geschalteten, zusätzlichen Federelement erfüllt wird. Bild 4.23 zeigt hierzu einen prinzipiellen Lösungsansatz, bei dem die Doppel-Federlenker jeweils über ein Kopplungselement mit einer als Achs-Querelement ausgebildeten Drehrohrfeder-Anordnung in Reihe geschaltet sind, die gleichzeitig die Stabilisator-Funktion beinhaltet. In Bild 4.23 sind auch der zulässige Durchmesser des Achs-Querelementes $d_{DRF,max}$ sowie die zulässige wirksame Doppel-Blattfeder-Länge $l_{h,max}$ angegeben.

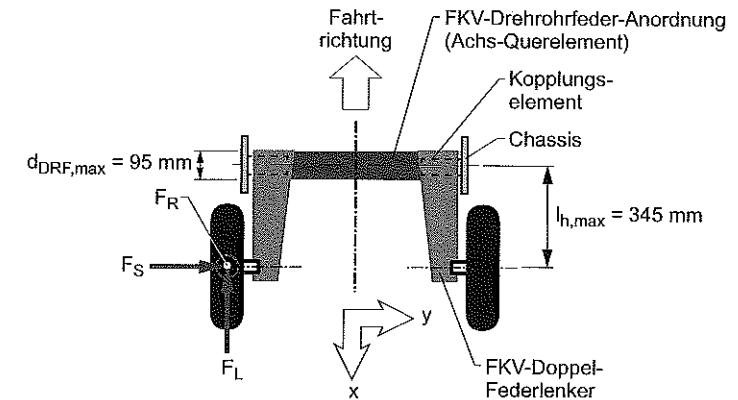


Bild 4.23: Draufsicht auf das neue FKV-Hinterachskonzept mit Doppel-Federlenker und Drehrohrfeder-Anordnung sowie zulässigen Hauptabmessungen.

Im folgenden werden zunächst mögliche Gestaltungsvarianten eines Doppel-Federlenkers in CFK-Bauweise diskutiert. Auf den inneren Aufbau des Achs-Querelementes wird in Kapitel 4.4.5 im Detail eingegangen.

4.4.1 Anbindung des Doppel-Federlenkers an das Kopplungselement

Bei der Konzipierung eines Federlenkers, bei dem zwei unidirektional in Federlängsrichtung verstärkte CFK-Blattfedern parallel miteinander gekoppelt werden sollen, ist gemäß Bild

4.24 a bis c zum einen ein vollkommen integriertes Federelement mit zwei Federlenker-Schenkeln denkbar.

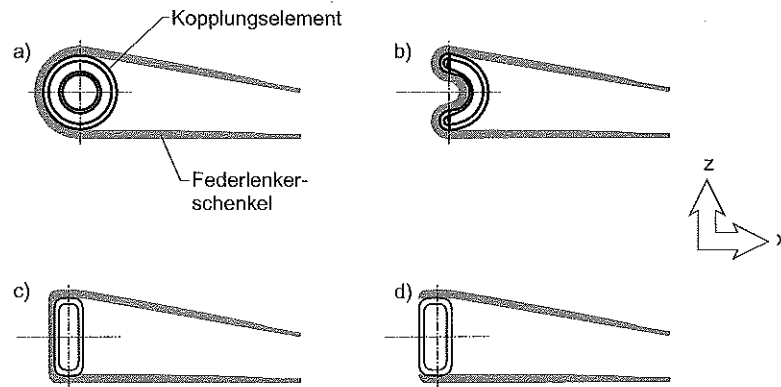


Bild 4.24: Mögliche Gestaltungsvarianten der Anbindung einer Doppel-Blattfeder-Anordnung an ein Kopplungselement in der Seitenansicht.

Das Kopplungselement wird dabei entweder rein kraftschlüssig (Variante a) oder kraft- und formschlüssig (Varianten b und c) mit der Doppel-Blattfeder-Anordnung verbunden.

Vorteile eines integrierten, einzelnen Federlenker-Bauteils (Lösungen a bis c) sind das einfachere Handling und eine wirtschaftlichere Montage. Zu beachten ist, daß beide Blattfeder-schenkel in dem Bereich, wo der erste Kontakt mit dem Kopplungselement stattfindet, niedergehalten werden müssen, um dort das Abheben und einen damit einhergehenden überproportionalen Verschleiß zu verhindern. Die Notwendigkeit der Niederhalter führt weiter zu der Überlegung, auf das Umschließen des Kopplungselementes ganz zu verzichten und den Federlenker aus zwei separaten Längsblattfedern zusammenzusetzen (Bild 4.24 d).

4.4.2 Radseitige Kopplung der freien Blattfederenden

Auch für die radseitige Kopplung der freien Blattfederenden gilt es werkstoff- und fertigungsgerechte Gestaltungsvarianten zu erarbeiten, die eine dortige Anbindung des Rades ermöglichen. Bild 4.25 zeigt hierzu beispielhaft Konzeptlösungen, bei denen die Blattfederenden entweder fest miteinander verbunden sind (Variante a), aufeinander abgleiten können (Variante b) oder über eine Koppel gelenkig miteinander verbunden sind.

Es muß bemerkt werden, daß eine feste, nicht gelenkige Kopplung der Federschenkel-Enden (Variante a) aufgrund der dann gegebenen Verformungsbehinderung zu einer Gesamtfederstei-

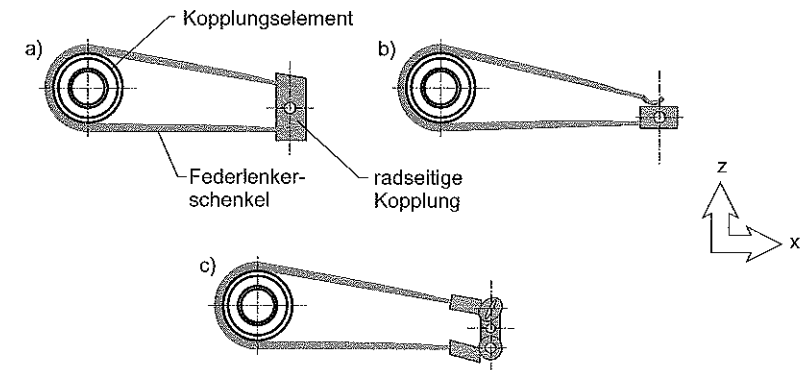


Bild 4.25: Mögliche Varianten der radseitigen Kopplung der freien Enden eines Doppel-Blattfeder-Elementes.

figkeit des Federlenkers führt, die größer als die Summe beider Einzelfederschenkel-Stifigkeiten ist. Die Auslegung kann dann nur noch bedingt analytisch erfolgen. Die Lösungsvarianten b und c hingegen entsprechen einer klassischen Parallelschaltung zweier Federelemente, da sie annähernd frei von Zwängungen sind.

4.4.3 Integration von Längselastizität

Ergänzend zu den in Bild 4.24 und Bild 4.25 dargestellten Gestaltungsvarianten zeigt Bild 4.26 eine Prinziplösung, bei der an die radseitigen Enden der Blattfederschenkel jeweils eine vertikal angeordnete Zusatzblattfeder angeformt ist. Dies kann als Übertragung des bereits in Bild 4.7 b vorgestellten Lösungsvorschlages für einen einzelnen Federlenker mit Längselastizität auf ein Doppel-Blattfeder-Element gesehen werden.

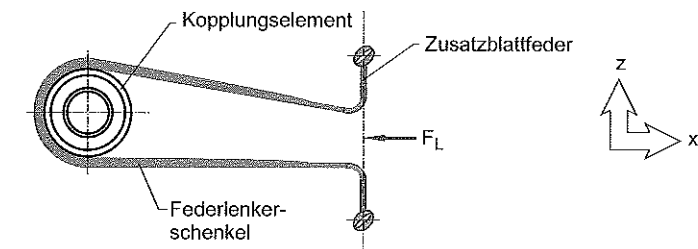


Bild 4.26: Mögliche Gestaltung eines Doppel-Blattfeder-Elementes mit radseitiger Integration von Längselastizität.

4.4.4 Integriertes Doppel-Blattfeder-Element mit radseitig biegeelastischem Verbindungssteg

Analysiert man die zuvor aufgeführten Gestaltungsvarianten, so kann hieraus ein neuer Lösungsvorschlag entwickelt werden, der die fertigungs- und montageseitigen Vorteile eines Doppel-Blattfeder-Elementes und die Funktion „Längselastizität“ miteinander vereint. Grundlage des in Bild 4.27 dargestellten Konzeptes sind die Lösungsvorschläge gemäß Bild 4.7 b, Bild 4.25 a und Bild 4.26.

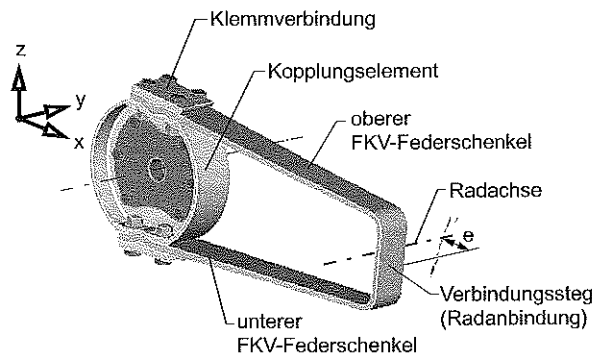


Bild 4.27: CAD-Modell eines integrierten FKV-Doppel-Federlenkers mit Verbindungssteg und Kopplungselement (linke Fahrzeugseite).

Es ist ersichtlich, daß die Blattfederenden nicht auf seiten des Kopplungselementes, sondern vielmehr radseitig mit Hilfe eines biegeelastischen Verbindungssteges zusammengeführt sind, an dem wiederum das Rad montiert werden kann. Die Radachse ist analog zu den vorgestellten Einzelblattfeder-Lösungen nicht genau in Höhe des Verbindungssteges, sondern zum Kopplungselement hin versetzt angeordnet. Der so zwischen Verbindungssteg und Radachse entstehende Hebelarm e führt bei Einwirken einer Seitenkraft zur Torsion des Verbindungssteges um die z-Achse und damit zu der gewünschten Spuränderung des kurvenäußeren Rades in Richtung Vorspur und analog in Richtung Nachspur beim kurveninneren Rad. Die Gestaltungsweise ermöglicht zudem, beispielsweise nur dem Verbindungssteg durch einen speziellen Laminataufbau oder die Wahl eines anderen Werkstoffes gezielt besondere mechanische Eigenschaften zu verleihen.

4.4.5 Doppel-Federlenker mit zugeschalteter Drehrohrfeder-Anordnung

Die zu konzipierende Drehrohrfeder-Anordnung erstreckt sich gemäß Bild 4.23 am Fahrzeugunterboden über die gesamte Fahrzeugbreite. Der maximal zu Verfügung stehende Bauraum wird durch einen kreisrunden Querschnitt mit einem maximalen Durchmesser von $d_{DRF,max} = 95 \text{ mm}$ beschrieben. Innerhalb dieser Grenzen sind das jedem Doppel-Blattfeder-Element in Reihe geschaltete Zusatz-Federelement und der Stabilisator unterzubringen.

Bild 4.28 zeigt ein FKV-Hinterachskonzept, das den vorgegebenen Bauraumverhältnissen durch die koaxiale Anordnung ineinanderliegender Drehrohrfedern gerecht wird. Die Gesamt-Konzeption sowie die Gestaltungsweise der einzelnen Achselemente wurde im Rahmen einer Forschungs- und Entwicklungsarbeit mit einem Fahrzeughersteller am IVW erarbeitet und zum Patent angemeldet [DPA99b], [EPA00], [UPA00]. Im folgenden sei das Funktionsprinzip erläutert.

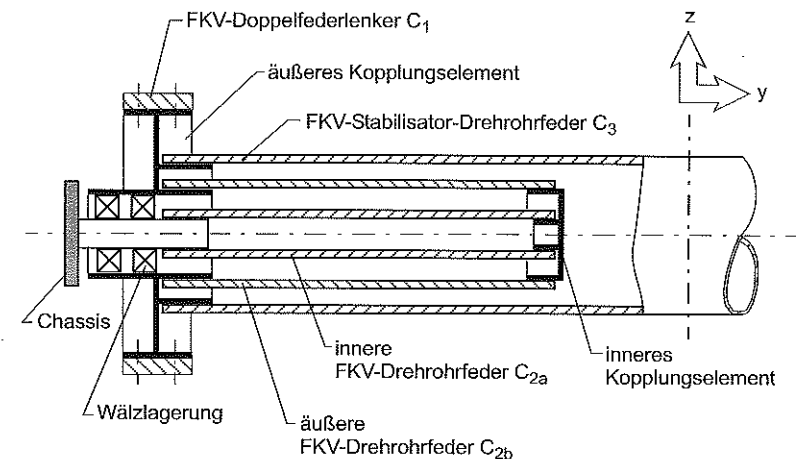


Bild 4.28: Schnitt in Fahrzeug-Querrichtung durch die prinzipielle Drehrohrfeder-Anordnung mit innerer und äußerer Drehrohrfeder bzw. und außen angeordneter Stabilisator-Drehrohrfeder (linke Fahrzeugseite).

Die FKV-Doppel-Blattfeder jeder Fahrzeugseite mit der radbezogenen Federsteifigkeit C_1 ist über ein metallisches äußeres Kopplungselement mit zwei in Reihe geschalteten, koaxial ineinanderliegenden FKV-Drehrohrfedern mit den radbezogenen Federsteifigkeiten C_{2a} und C_{2b} verbunden. Das Kopplungselement ist jeweils mittels zweier Wälzlager am Chassis drehbar gelagert. Die innere und äußere Drehrohrfeder sind über ein inneres Kopplungselement aus

Metall miteinander verbunden. Die Drehmoment-Abstützung der Konstruktion erfolgt über das am Chassis fest eingespannte Ende der inneren Drehrohrfeder C_{2a} .

Im Falle *gleichseitigen Federns* können beide Fahrzeugseiten unabhängig voneinander betrachtet werden. Die Gesamtfedersteifigkeit C_g der Hinterachse für jede Fahrzeugseite ergibt sich dann aus der Reihenschaltung von C_1 , C_{2a} und C_{2b} zu:

$$C_g = \frac{C_1 \cdot C_2}{C_1 + C_2} \quad (4.24)$$

$$\text{mit } C_2 = \frac{C_{2a} \cdot C_{2b}}{C_{2a} + C_{2b}}$$

Bei *wechselseitigem Federn* sind beide Fahrzeugseiten über die FKV-Stabilisator-Drehrohrfeder mit der Federsteifigkeit C_3 miteinander gekoppelt. Die Stabilisator-Drehrohrfeder ist fest mit dem äußeren Kopplungselement beider Fahrzeugseiten verbunden und weist aufgrund der benötigten hohen Torsionssteifigkeit einen Durchmesser auf, der eine koaxiale Anordnung des Drehrohrfederpaares C_{2a} und C_{2b} in ihrem Inneren erlaubt.

Zur Ermittlung der Gesamtfedersteifigkeit C_w des Federsystems bei wechselseitigem Federn ist es hilfreich, ein Ersatz-Federmodell mit zugehörigem Ersatz-Federschaltbild gemäß Bild 4.29 zu betrachten. Zum besseren Verständnis der Ersatz-Darstellungen wird auf das bereits zu Anfang des Kapitels in Bild 4.4 verdeutlichte Funktionsprinzip eines Stabilisators verwiesen. Demnach kommt das wechselseitige Federn dem Fall gleich, wenn das Rad einer Fahrzeugseite festgehalten, d. h. federtechnisch mit dem Chassis kurzgeschlossen, und das andere Rad im Radaufstandspunkt RAP mit einer Radkraft F_R beaufschlagt wird. Sind die radbezogene Federsteifigkeit des Doppel-Federlenkers C_1 sowie des Drehrohrfederpaares C_2 bekannt, so ergibt sich die erforderliche Stabilisator-Federsteifigkeit C_3 bei gegebener Gesamt-Federsteifigkeit C_w für wechselseitiges Federn aus dem Ersatz-Federschaltbild zu:

$$C_3 = \frac{C_2 \cdot (C_1 + C_2) \cdot (C_1 - C_w) - C_w \cdot C_1}{C_1 \cdot (C_w + 1) + 2 \cdot C_2 \cdot (C_w - C_1)} \quad (4.25)$$

Wird bei ungünstiger Wahl der Federsteifigkeit C_1 der Nenner in Gleichung 4.25 zu Null oder wird C_3 - wenn auch physikalisch unsinnig - negativ, so ist die geforderte Gesamtfedersteifigkeit C_w der Hinterachse nicht realisierbar. Daraus kann abgeleitet werden, daß mit der als Eingangsgröße gewählten Doppel-Blattfeder-Steifigkeit C_1 eine bei wechselseitigem Federn höchstens zu erreichende Gesamt-Federsteifigkeit $C_{w,max}$ zwangsläufig festgelegt wird. Diese ergibt sich aus dem Sonderfall einer theoretisch unendlich großen Stabilisator-Steifigkeit C_3 (Kurzschluß beider Radaufhängungen).

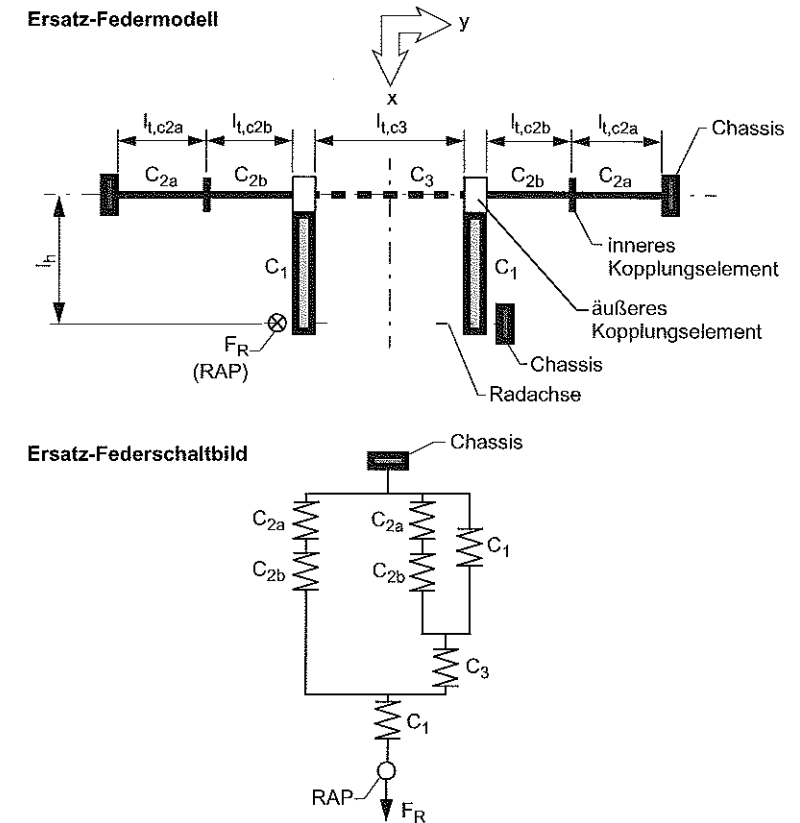


Bild 4.29: Ersatz-Federmodell des weiterentwickelten FKV-Hinterachskonzeptes mit Ersatz-Federschaltbild bei wechselseitigem Federn.

Daraus resultiert ein Ersatz-Federschaltbild, bei dem C_3 in Bild 4.29 unberücksichtigt bleibt, so daß für $C_{w,max}$ folgt:

$$C_{w,max} = \frac{C_2 \cdot C_1 + \frac{C_1^2}{2}}{C_1 + C_2} \quad \text{für } C_3 \rightarrow \infty. \quad (4.26)$$

Also muß für ein realisierbares Hinterachskonzept stets gelten:

$$C_{w,max} > C_w \quad (4.27)$$

Zur praktischen Ermittlung einer mechanisch umsetzbaren Federkonstellation bei vorgegebener gleichseitiger und wechselseitiger Gesamt-Federsteifigkeit C_g bzw. C_w wird folgend das Federsteifigkeitsverhältnis κ_C eingeführt:

$$\kappa_C = \frac{C_1}{C_g} \quad (4.28)$$

Mit Hilfe von Gleichung 4.27 kann das Grenz-Federsteifigkeitsverhältnis $\kappa_{C,min}$ ermittelt werden, ab dem die geforderte Gesamt-Federsteifigkeit C_w frühestens erreicht wird (dann gilt $C_{w,max} = C_w$). Für die im Lastenheft (siehe Anhang B.1) vorgegebenen Gesamt-Federsteifigkeiten von $C_g = 19,2 \text{ N/mm}$ und $C_w = 33,3 \text{ N/mm}$ ergibt sich ein Grenz-Federsteifigkeitsverhältnis von $\kappa_{C,min} = 2,43$. Bild 4.30 veranschaulicht nochmals den Einfluß der eingangs gewählten Hilfsgröße κ_C auf die anderen radbezogenen Federsteifigkeiten des Hinterachssystems.

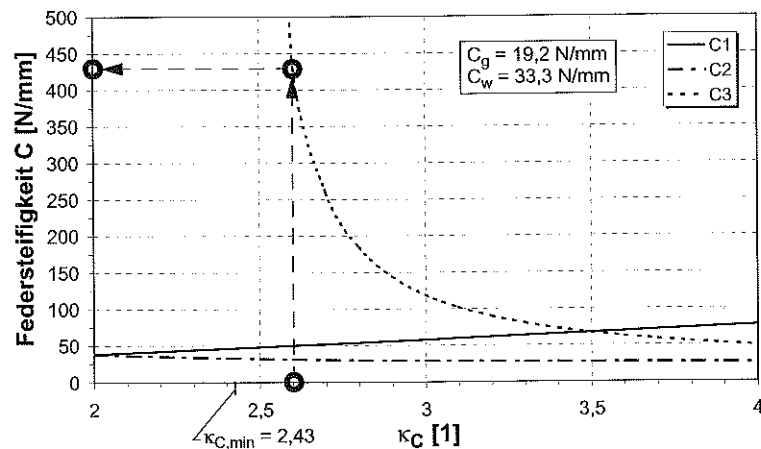


Bild 4.30: Mögliche Kombinationen der Federsteifigkeiten C_1 bis C_3 in Abhängigkeit vom eingangs gewählten Federsteifigkeits-Verhältnisses κ_C .

Aus Bild 4.30 kann abgelesen werden, daß für $\kappa_C > \kappa_{C,min}$ die erforderliche Stabilisator-Federsteifigkeit C_3 auf realisierbare Werte abfällt. Es wird auch ersichtlich, daß gemäß Gleichung

4.24 für $\kappa_C = 2$ das Doppel-Blattfeder-Element C_1 und das Drehrohrfederpaar C_2 identische Federsteifigkeiten aufweisen müssen. In diesem Fall setzt sich der Federweg des Rades w_R zu gleichen Teilen aus der Biegung des Doppel-Blattfeder-Elementes und der Torsion des Drehrohrfederpaares zusammen.

Die Umrechnung der für die Drehrohrfedern ermittelten radbezogenen Federsteifigkeiten C_{2a} , C_{2b} und C_3 in äquivalente Torsionssteifigkeiten $(G \cdot J_T)_{2a}$, $(G \cdot J_T)_{2b}$ und $(G \cdot J_T)_3$ erfolgt analog zur vorgestellten Stabilisatorauslegung der Einblattfeder-Hinterachse (vergleiche Kapitel 4.3, Gleichung 4.20 und Gleichung 4.21). Entsprechend den in Bild 4.29 für den hiesigen Fall definierten Geometriegrößen können die Drehrohrfedern dann mit Gleichung 4.29 näherungsweise wie folgt dimensioniert werden:

$$(G_{xy} \cdot J_{T,S})_i \approx C_i \cdot l_h^2 \cdot l_{t,i} \quad (4.29)$$

mit G_{xy} : Schubmodul des gewählten FKV

$J_{T,S}$: Torsions-Flächenträgheitsmoment des Drehrohrfeder-Querschnittes

C_i : Geforderte Drehrohrfeder-Steifigkeit

l_h : Torsions-Hebelarm vom Kräfteinleitungspunkt zur Drehrohrfeder-Achse

$l_{t,i}$: freie Drehrohrfeder-Länge

i : 2a, 2b, 3.

Bei der Betrachtung verschiedener Lösungsvarianten ergeben sich für das Steifigkeitsverhältnis $\kappa_C = 2,6$ bauraumseitig günstige Drehrohrfeder-Abmessungen. Die daraus resultierenden Federsteifigkeiten der einzelnen Federelemente sind in Tabelle 4.7 zusammengestellt.

Tabelle 4.7: Für die Umsetzung des Doppel-Federlenker-Hinterachskonzeptes verwendete Einzel-Federsteifigkeiten.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Federsteifigkeit bei gleichseitigem Federn	C_g	19,2	[N/mm]
Federsteifigkeit bei wechselseitigem Federn	C_w	33,3	[N/mm]
Steifigkeitsverhältnis (C_1/C_g)	κ_C	2,6	[1]
Federsteifigkeit Doppel-Blattfeder-Element	C_1	50,0	[N/mm]
Federsteifigkeit Drehrohrfederpaar	C_2	31,3	[N/mm]
maximal erreichbare Gesamt-Federsteifigkeit bei wechselseitigem Federn	$C_{w,max}$	34,6	[N/mm]
Federsteifigkeit Stabilisator-Drehrohrfeder	C_3	446,1	[N/mm]

Also muß für ein realisierbares Hinterachskonzept stets gelten:

$$C_{w, \max} > C_w \quad (4.27)$$

Zur praktischen Ermittlung einer mechanisch umsetzbaren Federkonstellation bei vorgegebener gleichseitiger und wechselseitiger Gesamt-Federsteifigkeit C_g bzw. C_w wird folgend das Federsteifigkeitsverhältnis κ_C eingeführt:

$$\kappa_C = \frac{C_1}{C_g} \quad (4.28)$$

Mit Hilfe von Gleichung 4.27 kann das Grenz-Federsteifigkeitsverhältnis $\kappa_{C, \min}$ ermittelt werden, ab dem die geforderte Gesamt-Federsteifigkeit C_w frühestens erreicht wird (dann gilt $C_{w, \max} = C_w$). Für die im Lastenheft (siehe Anhang B.1) vorgegebenen Gesamt-Federsteifigkeiten von $C_g = 19,2 \text{ N/mm}$ und $C_w = 33,3 \text{ N/mm}$ ergibt sich ein Grenz-Federsteifigkeitsverhältnis von $\kappa_{C, \min} = 2,43$. Bild 4.30 veranschaulicht nochmals den Einfluß der eingangs gewählten Hilfsgröße κ_C auf die anderen radbezogenen Federsteifigkeiten des Hinterachssystems.

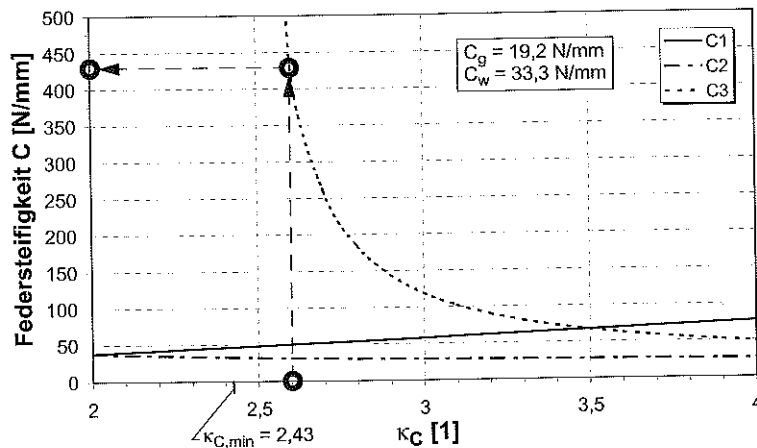


Bild 4.30: Mögliche Kombinationen der Federsteifigkeiten C_1 bis C_3 in Abhängigkeit vom eingangs gewählten Federsteifigkeits-Verhältnisses κ_C .

Aus Bild 4.30 kann abgelesen werden, daß für $\kappa_C > \kappa_{C, \min}$ die erforderliche Stabilisator-Federsteifigkeit C_3 auf realisierbare Werte abfällt. Es wird auch ersichtlich, daß gemäß Gleichung

4.24 für $\kappa_C = 2$ das Doppel-Blattfeder-Element C_1 und das Drehrohrfederpaar C_2 identische Federsteifigkeiten aufweisen müssen. In diesem Fall setzt sich der Federweg des Rades w_R zu gleichen Teilen aus der Biegung des Doppel-Blattfeder-Elementes und der Torsion des Drehrohrfederpaares zusammen.

Die Umrechnung der für die Drehrohrfedern ermittelten radbezogenen Federsteifigkeiten C_{2a} , C_{2b} und C_3 in äquivalente Torsionssteifigkeiten $(G \cdot J_T)_{2a}$, $(G \cdot J_T)_{2b}$ und $(G \cdot J_T)_3$ erfolgt analog zur vorgestellten Stabilisatorauslegung der Einblattfeder-Hinterachse (vergleiche Kapitel 4.3, Gleichung 4.20 und Gleichung 4.21). Entsprechend den in Bild 4.29 für den hiesigen Fall definierten Geometriegrößen können die Drehrohrfedern dann mit Gleichung 4.29 näherungsweise wie folgt dimensioniert werden:

$$(G_{xy} \cdot J_{T, S})_i \approx C_i \cdot l_h^2 \cdot l_{t, i} \quad (4.29)$$

mit G_{xy} : Schubmodul des gewählten FKV

$J_{T, S}$: Torsions-Flächenträgheitsmoment des Drehrohrfeder-Querschnittes

C_i : Geforderte Drehrohrfeder-Steifigkeit

l_h : Torsions-Hebelarm vom Krafteinleitungspunkt zur Drehrohrfeder-Achse

$l_{t, i}$: freie Drehrohrfeder-Länge

i : 2a, 2b, 3.

Bei der Betrachtung verschiedener Lösungsvarianten ergeben sich für das Steifigkeitsverhältnis $\kappa_C = 2,6$ bauraumseitig günstige Drehrohrfeder-Abmessungen. Die daraus resultierenden Federsteifigkeiten der einzelnen Federelemente sind in Tabelle 4.7 zusammengestellt.

Tabelle 4.7: Für die Umsetzung des Doppel-Federlenker-Hinterachskonzeptes verwendete Einzel-Federsteifigkeiten.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Federsteifigkeit bei gleichseitigem Federn	C_g	19,2	[N/mm]
Federsteifigkeit bei wechselseitigem Federn	C_w	33,3	[N/mm]
Steifigkeitsverhältnis (C_1/C_g)	κ_C	2,6	[1]
Federsteifigkeit Doppel-Blattfeder-Element	C_1	50,0	[N/mm]
Federsteifigkeit Drehrohrfederpaar	C_2	31,3	[N/mm]
maximal erreichbare Gesamt-Federsteifigkeit bei wechselseitigem Federn	$C_{w, \max}$	34,6	[N/mm]
Federsteifigkeit Stabilisator-Drehrohrfeder	C_3	446,1	[N/mm]

Untersuchungen von PUCK [Puc90] haben ergeben, daß für hochbeanspruchte FKV-Drehrohrfedern mit kreisrundem Querschnitt ein ausgeglichener $\pm 45^\circ$ -Verbund neben dem Steifigkeitsaspekt auch aus Sicht der Betriebsfestigkeit vorteilhaft ist. Die für die Dimensionierung der Drehrohrfedern verwendeten Laminatkennwerte der UD-Einzelschicht aus GFK und CFK sowie die für einen ausgeglichenen $\pm 45^\circ$ -Verbund sich ergebenden Ingenieurkonstanten sind im Anhang B.3 in Tabelle B.5 und Tabelle B.6 angegeben.

Tabelle 4.8 zeigt, daß für die ganz außen angeordnete Stabilisator-Drehrohrfeder C_3 der maximal zu Verfügung stehende Bauraum von $d_{DRF,max} = 95$ mm mit einem Durchmesser von $d_{a,C3} = 90,6$ mm annähernd vollständig ausgenutzt werden muß. Zudem muß der Stabilisator aufgrund der geforderten hohen Torsionssteifigkeit in CFK ausgeführt werden. Dagegen führt bei den Drehrohrfedern C_{2a} und C_{2b} der Werkstoff GFK zu einer ausreichenden Torsionssteifigkeit. Zur Erzielung der gemäß Tabelle 4.7 vorgegebenen Federsteifigkeit des Drehrohrfederpaares mit $C_2 = 31,3$ N/mm trägt die Verdrehung der inneren Drehrohrfeder C_{2a} etwa 77 % bei, die äußere Drehrohrfeder C_{2b} aufgrund der höheren Torsionssteifigkeit die verbleibenden 23 %.

Tabelle 4.8: Werkstoffliche, mechanische und geometrische Kenngrößen der vordimensionierten Drehrohrfedern.

Drehrohrfeder i	Federsteifigkeit, radseitig C_i	Torsionssteifigkeit $(G_{xy} \cdot J_{T,s})_i$	freie Torsionslänge $l_{t,i}$	Durchmesser, außen $d_{a,i}$	Wanddicke $t_{s,i}$
	[N/mm]	10^6 [N · mm ²]	[mm]	[mm]	[mm]
C_{2a} (GFK)	40,6	1934,1	400	40,2	4,0
C_{2b} (GFK)	135,4	6446,9	400	63,8	2,8
C_3 (CFK)	446,1	47787,1	900	90,6	2,8

4.4.6 Überprüfung der Federanordnung

Für die Überprüfung der gemäß Lastenheft einzuhaltenden Gesamt-Federsteifigkeiten des in den vorangegangenen Abschnitten vorgestellten, neuartigen FKV-Hinterachs-Konzeptes mit Doppel-Federlenker bietet sich zunächst ein einfaches Finite-Elemente-Balkenmodell an, wie es Bild 4.31 zeigt. Das Modell kann zudem zur Ermittlung von Eingangsdaten für die detaillierte Drehrohrfeder-Auslegung herangezogen werden. Die Gesamtanordnung ist im unbelasteten Zustand um ca. 20° um die y-Achse gedreht, so daß in der KO-Lage die gemäß Lastenheft geforderte positive Schrägfederung von $h_s = 24$ mm erreicht wird.

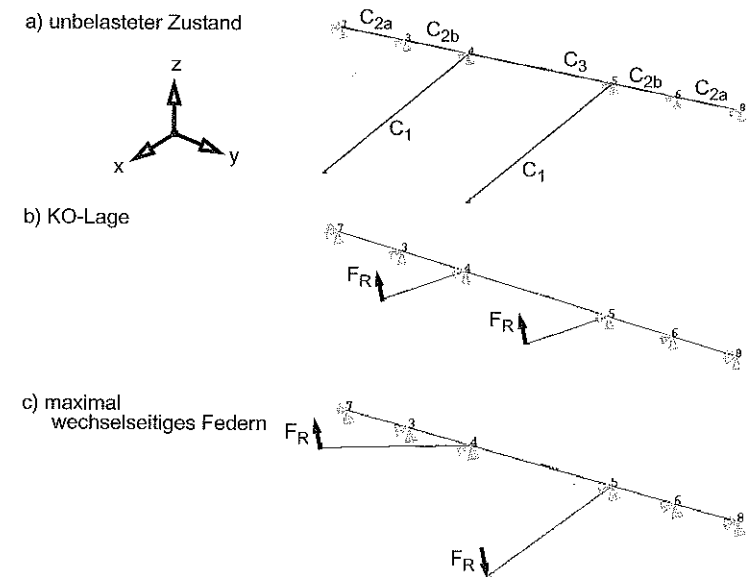


Bild 4.31: Vereinfachtes Finite-Elemente-Balkenmodell der Hinterachs-Anordnung (a) im lastfreien Zustand, (b) in KO-Lage sowie (c) mit links maximal ein- und rechts maximal ausgefedertem Rad.

Als Ergebnis der ersten numerischen Steifigkeitsanalyse des Hinterachssystems kann festgehalten werden, daß die geforderten Gesamt-Federsteifigkeiten C_g und C_w der Hinterachse mit ca. 6 %-iger Abweichung zur analytischen Betrachtung erreicht werden. Die Abweichung ist darauf zurückzuführen, daß im Gegensatz zur analytischen Vorauslegung beim Finite-Elemente-Modell die großen Verformungen der Federelemente und die damit einhergehende Veränderung des effektiven Hebelarms l_h in Abhängigkeit des Federweges w_R berücksichtigt werden. Die mit Hilfe des FE-Rechenmodells für verschiedene Lastfälle ermittelten Verdrehwinkel sowie die zugehörigen Torsionsmomente, mit denen die Drehrohrfedern maximal belastet werden, sind in Tabelle 4.9 zusammengefaßt. Diese dienen als Eingangsgröße für eine separate numerische Spannungsanalyse der Drehrohrfedern. Als Ergebnis der in [Ste98a] dargestellten Festigkeitsanalyse der FKV-Drehrohrfedern kann festgehalten werden, daß diese den maximal auftretenden Torsionslasten standhalten.

Tabelle 4.9: In Abhängigkeit vom Lastfall maximal an den Drehrohrfedern auftretende Verdrehwinkel und zugehörige Torsionsmomente.

Drehrohrfeder i	Lastfall	max. Verdrehwinkel ϕ_i	max. Torsionsmoment $M_{T,i}$
		[°]	[Nm]
C _{2a} (GFK)	max. gleichseitiges Einfedern	20,3	1716
C _{2b} (GFK)	max. gleichseitiges Einfedern	6,1	1716
C ₃ (CFK)	max. wechselseitiges Federn	1,8	1668

4.4.7 Gestaltung und Vorauslegung des FKV-Doppel-Blattfeder-Elementes

Hauptaufgabe bei der Konstruktion und Auslegung eines FKV-Doppel-Blattfeder-Elementes gemäß Bild 4.27 ist es, trotz der Vielzahl von Anforderungen eine geeignete Gestaltungsweise zu erarbeiten, die seitens des Bauraums, der Werkstoffbeanspruchung und der Fertigung zu einer zufriedenstellenden Lösung führt. Besonderes Augenmerk muß dabei auf die Übergangsradien vom oberen bzw. unteren Blattfederschenkel in den Verbindungssteg gelegt werden, da es dort zwangsläufig zu Spannungskonzentrationen aufgrund der Biegebelastung dieser strukturell bedingt steifen Bereiche kommt.

Basierend auf den Erfahrungen bei der Auslegung des Einblatt-Federlenkers sollten für den Entwurf eines FKV-Doppel-Federlenkers die folgenden Vorgaben berücksichtigt werden:

- Oberer und unterer FKV-Blattfederschenkel sollten jeweils als Parabel-Blattfeder ausgeführt werden. Beide Blattfederschenkel sollen geometrisch ähnlich gestaltet sein.
- Im Gegensatz zu dem in Bild 4.27 vorgestellten ersten Entwurf eines Doppel-Federlenkers sollten die Blattfederschenkel in der Seitenansicht betrachtet parallel zueinander verlaufen. Damit sind die Federschenkel annähernd nur auf Biegung belastet. Es entsteht kein Fachwerk, bei dem unter Querkraft (durch F_R) zusätzlich hohe Zug- und Druck-Normalkräfte in den Federschenkeln auftreten würden.
- Die Einspannung der Federschenkel-Enden am Haupt-Kopplungselement soll geometrisch ähnlich zur bereits für den Einblatt-Federlenker vorgestellten Klemmkonstruktion mit kombiniertem Kraft-/Formschluß erfolgen.
- Das Rad sollte in der Mitte des Verbindungssteges form- und kraftschlüssig befestigt sein. Hierzu sollte der Verbindungssteg analog zur Einspannung der Federschenkel-

Enden eine in Längsrichtung des Verbindungssteges verlaufende Wellenstruktur aufweisen.

- Zur Verringerung des Abstandes zwischen Verbindungssteg und Radzapfen-Flansch sollen die Doppel-Blattfeder-Elemente in der x-y-Ebene um jeweils 10° zur Fahrzeugaußenseite hin gedreht werden. Der Verbindungssteg kann somit auch bauraumseitig günstig in die Radschüssel eintauchen.
- Die Federschenkel des FKV-Doppel-Federelementes sollten eine geometrisch exakt definierte S-förmige Vorkrümmung in Richtung der negativen Fahrzeug-z-Achse aufweisen, so daß die Blattfederschenkel im Grundbetriebszustand „KO-Lage“ näherungsweise eben sind. Damit beansprucht das Rad im Radkasten lediglich zusätzlichen Bauraum für das Einfedern aus der KO-Lage heraus.

Das Ergebnis der umfangreichen Bauweisenuntersuchungen zu einem werkstoff- und fertigungsgerechten Doppel-Federlenker unter Berücksichtigung obiger Vorgaben zeigt Bild 4.32. Das unidirektional verstärkte, U-förmige Federelement wird aus für die konstante Federbreite vorkonfektionierten Kohlenstoffaser-Epoxidharz-Prepregs im Schichtlege-Preßverfahren hergestellt. Die gewählte HT-Kohlenstoff-Faser T700S zeichnet sich in Faserrichtung neben der hohen Zugfestigkeit von ca. 4900 MPa durch eine sehr hohe Bruchdehnung von 2,1 % aus. Die der Dimensionierung des Federelementes zugrunde gelegten Laminat-Kennwerte sind im Anhang B.3 in Tabelle B.7 aufgeführt. Die in mehreren Iterationsschleifen zwischen Konstruktion und Berechnung ermittelten Geometriedaten und mechanischen Basis-Kennwerte des aus zwei Parabel-Blattfeder-Schenkeln aufgebauten Doppel-Federlenkers sind in Tabelle 4.10 zusammengefaßt.

Die Finite-Elemente-Auslegung des Doppel-Blattfeder-Elementes mit dem Programmsystem ANSYS® basiert auf achtknotigen, Volumen-Elementen des Typs SOLID46. Die Berechnungen setzen ein linear-elastisches Werkstoffverhalten voraus. Die im Vergleich zu den Abmessungen des Bauteils großen Verformungen werden durch geometrisch nicht-lineare Rechenmethoden berücksichtigt. Als Randbedingung sind entsprechend der vorgesehenen festen Einspannung des Blattfeder-Elementes alle translatorischen Freiheitsgrade der Elementknoten an den beiden Blattfederschenkel-Enden zu Null gesetzt. Die vorgesehene Einleitung der Radkraft über eine Klemmverbindung in der Mitte des Verbindungssteges ist mit Hilfe eines Fachwerkes aus zweiknotigen Balkenelementen des Typs BEAM4 modelliert. Die Balken-Ersatzkonstruktion wurde dabei so steif ausgebildet, daß im Klemmbereich $l_{k,R}$ eine Verformung des Verbindungssteges vermieden wird, wie dies auch von der realen Klemmverbindung zu erwarten ist.

Die Untersuchung des Verformungsverhaltens des Doppel-Blattfeder-Elementes bei verschiedenen Lastsituationen hat gezeigt, daß bei hoher Seitenkraft-Einwirkung für die Blattfederschenkel aufgrund ihrer Schlankheit die Gefahr des Stabilitätsversagens besteht. Das

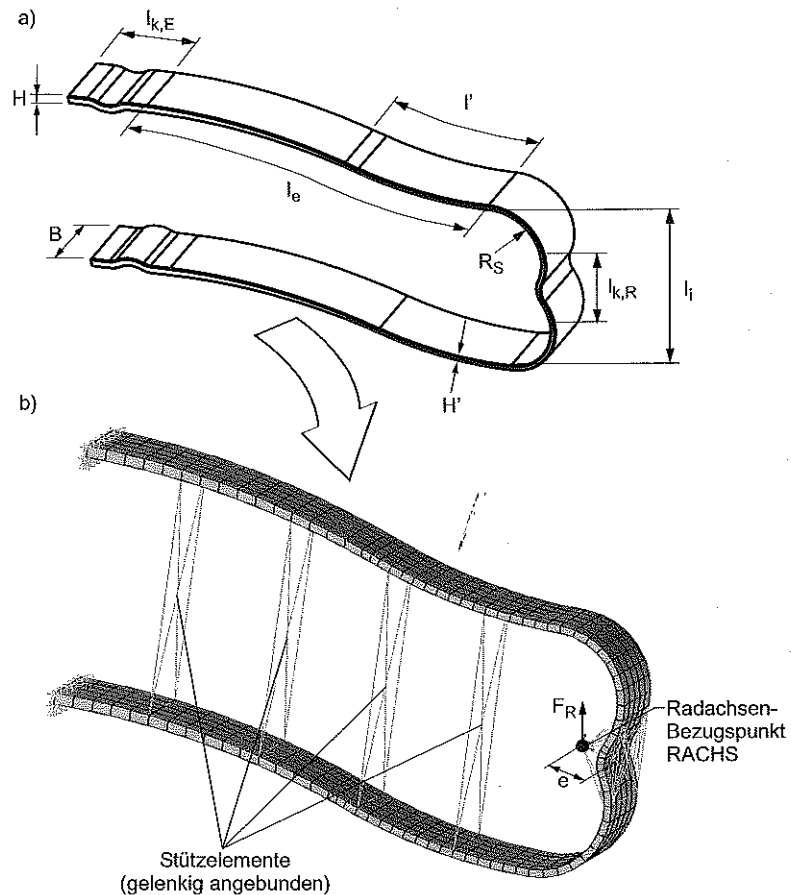


Bild 4.32: (a) CAD-Modell und (b) daraus generiertes Finite-Elemente-Volumenmodell des vorgekrümmten FKV-Doppel-Parabelfeder-Lenkers.

Drillknicken der Blattfederschenkel bei Seitenkraft kann mittels vier zwischen den beiden Blattfederschenkeln angeordneten Stützelementen vermieden werden, die gelenkig an den Blattfederschenkeln angebunden sind und parallel zum Verbindungssteg verlaufen. Die Federcharakteristik des Doppel-Blattfeder-Elementes wird hierdurch nicht beeinflusst. Der auf der Radachse liegende Kräfteinleitungspunkt RACHS ist mittig der Federbreite angeordnet und vom Verbindungssteg in Richtung Einspannung um $e = 18,8$ mm versetzt. Dadurch wird bei Seitenkraft die gewünschte axiale Verdrehung des Steges von bis zu $\Delta\delta = +1^\circ$ (In-Vorspur-

Gehen des kurvenäußeren Rades bei Seitenkraft) herbeigeführt. In Tabelle 4.10 sind die wichtigsten mechanischen und geometrischen Kenngrößen des CFK-Doppel-Blattfeder-Elementes zusammengestellt.

Tabelle 4.10: Geometriedaten und mechanische Basis-Kennwerte des ausgeführten CFK-Doppel-Federlenkers mit Parabel-Blattfederschenkeln.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Freie Federlänge	l_e	300	[mm]
Feder-Höhenverhältnis	H'/H	0,65	[1]
radbezogene Federsteifigkeit Doppel-Federlenker	C_l	50	[N/mm]
radbezogene Federsteifigkeit je Federschenkel	C_i	11,1	[N/mm]
Federbreite	B	55	[mm]
Federhöhe an der Einspannung	H	6,8	[mm]
Federhöhe Ende Federschenkel/Verbindungssteg	H'	4,4	[N/mm]
Länge des Rechteck-Blattfeder-Bereichs	l'	126,8	[mm]
Klemmlänge Federschenkel-Enden	$l_{k,E}$	70	[mm]
innerer Abstand der beiden Federschenkel	l_i	140	[mm]
Übergangsradius Federschenkel/Verbindungssteg	R_S	40	[mm]
Klemmlänge Radeinspannung Verbindungssteg	$l_{k,R}$	50	[mm]
Abstand Radachse/Verbindungssteg	e	18,8	[mm]

In Bild 4.33 ist die Verformung des Doppel-Blattfeder-Elementes in der Seitenansicht bei KO-Radlast $F_{R,KO} = 2785$ N und bei der maximal zu berücksichtigenden Radlast $F_{R,max} = 7456$ N im Vergleich zum unbelasteten Zustand dargestellt. Wie in Tabelle 4.10 ersichtlich, führt die Verformungsbehinderung der Federschenkel-Enden durch den Verbindungssteg dazu, daß zur Erzielung der geforderten Federsteifigkeit des gesamten Doppel-Blattfeder-Elementes von $C_l = 50$ N/mm die einzelnen Blattfederschenkel lediglich eine Steifigkeit von je $C_i = 11,1$ N/mm aufweisen müssen.

Aus dem Verformungsbild in KO-Lage (Bild 4.33 a) wird deutlich, daß hier wie gefordert ein annähernd ebener Zustand der Federschenkel erreicht wird. Die bei der maximalen Radlast $F_{R,max}$ nur geringe Neigung des Verbindungssteges und der Stützelemente zur Vertikalen (Bild 4.33 b) zeigt, daß trotz der großen Verformung ein parallelogrammähnliches Verformungsverhalten vorliegt. Abweichungen hiervon beruhen auf den Biegemomenten in den Übergangsradien, die beim unteren Blattfederschenkel zu einer Zunahme (Aufbiegen) und beim oberen

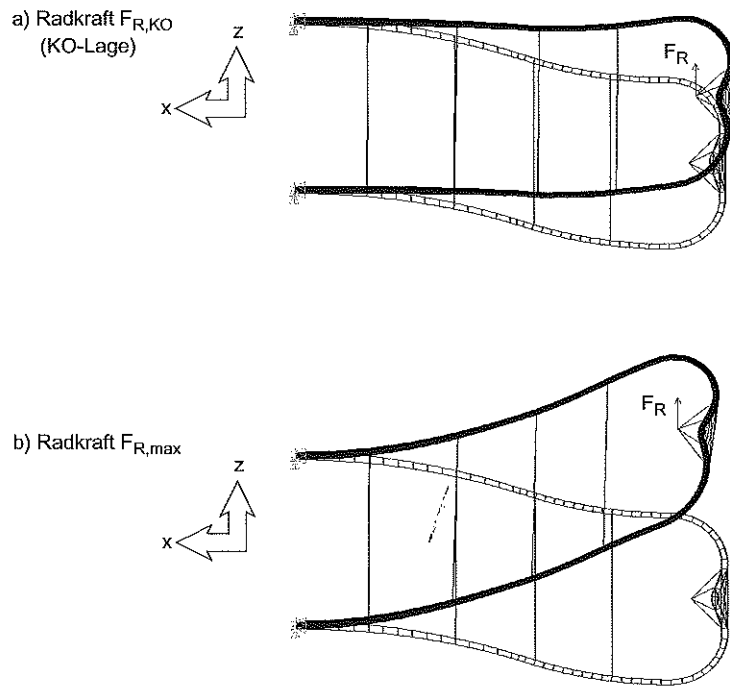


Bild 4.33: Seitenansicht der Verformung des vorgekrümmten Doppel-Blattfeder-Elementes im Vergleich zum unbelasteten Zustand bei (a) KO-Radlast $F_{R,KO} = 2785 \text{ N}$ und (b) maximal zu berücksichtigender Radlast $F_{R,max} = 7456 \text{ N}$.

Blattfederschenkel zu einer Verringerung des Radius führen. Der in der numerischen Berechnung ermittelte Federweg bei reiner KO-Radkraft war um nur 4 % höher, der Federweg bei maximal zu berücksichtigender Radkraft lediglich 1,6 % niedriger als der jeweilige Soll-Federweg.

Für den kombinierten Lastfall, bei dem die maximale *Seitenkraft* von $F_{S,max} = 7456 \text{ N}$ auf das in KO-Lage eingefederte Rad wirkt, weist das Federelement eine rechnerische Seitenkraft-Steifigkeit von $C_{SK} = 0,49 \text{ °/kNm}$ auf. Diese liegt im vom Lastenheft geforderten Wertebereich von $C_{SK} < 1,0 \text{ °/kNm}$.

Wirkt in RACHS die maximal zu berücksichtigende Längskraft von $F_{L,max} = 2200 \text{ N}$ auf das in KO-Lage eingefederte Rad, so verlagert sich der Krafteinleitungspunkt lediglich um

$u_x = 0,54 \text{ mm}$ in Blattfeder-Element-Längsrichtung. Dies sind etwa 20 % der geforderten Längsnachgiebigkeit von $s_{L,min} = 3 \text{ mm}$.

Die Spannungsanalyse, die zunächst auf der Basis des Maximalspannungs-Kriteriums durchgeführt wurde, ergab, daß keine der oben aufgeführten Lastfälle zu einer Überbeanspruchung des Federelementes führt [Ste98a]. Ergänzend muß erwähnt werden, daß die zugrunde gelegte maximale Radkraft $F_{R,max}$ in der Realität nicht in voller Höhe auf das Blattfederelement wirkt, sondern bei wechselseitigem Federn tatsächlich höchstens $F_{R,w,max} = 6285 \text{ N}$ und bei gleichseitigem Federn maximal $F_{R,g,max} = 4804 \text{ N}$ am Federelement angreifen (siehe Anhang B.1, Bild B.5). Diese tatsächlich verringerte maximale Radkraft resultiert aus der Federwegbegrenzung beim Einfedern durch einen Elastomerpuffer bei $w_{R,KO} = +105 \text{ mm}$. Radkräfte oberhalb von $F_{R,w,max}$ bzw. $F_{R,g,max}$ werden somit direkt in das Chassis geleitet und führen zu keiner weiteren Belastung des Federelementes.

4.4.8 Finite-Elemente-Analyse der gesamten FKV-Hinterachsordnung

Finite-Elemente-Modellierung und Ausfederungs-Grundzustand

Bild 4.34 zeigt das für die Gesamtanalyse der FKV-Hinterachse generierte Finite-Elemente-Modell mit dem fahrzeugmittig angeordneten Hinterachs-Bezugskoordinatensystem sowie wichtigen Bezugspunkten und Achsen. Die FKV-Doppel-Blattfeder-Elemente sind entsprechend der Situation im lastfreien Zustand um jeweils 10° nach außen um die Hochachse des Federlenkers und weiter gleichsinnig um $14,7^\circ$ nach unten um die y-Achse des Fahrzeugs gedreht angeordnet. Die Drehung um die y-Achse ist zur Erzielung der geforderten positiven Schrägfederung der Hinterachse in KO-Lage von $h_s = +24 \text{ mm}$ erforderlich.

Die Finite-Elemente-Modellierung des Doppel-Blattfeder-Elementes ist identisch mit der in der Einzelbetrachtung des Federelementes im vorangegangenen Abschnitt. Die Drehrohrfedern C_{2a} , C_{2b} und C_3 sind entsprechend dem in Kapitel 4.4.5 vorgestellten Ersatzmodell mit 3D-Balkenelementen abgebildet. Ebenso wurden für die beiden äußeren Kopplungselemente aus Aluminium, die Klemmverbindung zur Befestigung des Rades am Verbindungssteg, die Stützstreben, die Dämpferanbindung und für die radführenden Stoßdämpfer Balken-Ersatzmodelle gewählt, die näherungsweise genauso steif sind wie die realen Aluminium-Konstruktionen.

Die radführenden Stoßdämpfer, die mechanisch betrachtet einen Linearzylinder mit hoher Biegesteifigkeit darstellen, bedürfen einer besonderen Modellierung. Den entsprechenden Balkenelementen wurde dazu in axialer Richtung eine vernachlässigbare Steifigkeit zugewiesen. Um die in der Realität hohe Biegesteifigkeit des Stoßdämpfers abzubilden, wurde den entsprechenden Balkenelementen ein Flächenträgheitsmoment zugeordnet, daß dem eines realen Stoß-

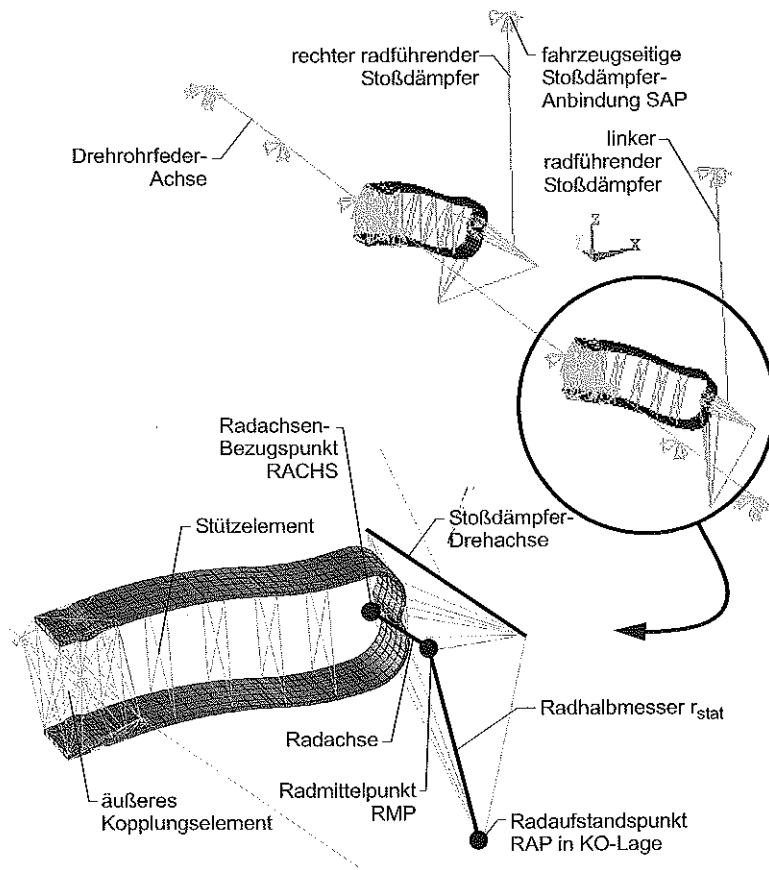


Bild 4.34: Finite-Elemente-Gesamtmodell der FKV-Hinterachs-Konstruktion mit fahrzeugmittigem Hinterachs-Bezugssystem.

dämpfer-Zylinders entspricht. Ein ähnliches Ersatzmodell ermöglichte die Darstellung des Drehfreiheitsgrades der radseitigen Stabilisator-Anbindung, die biegesteif und torsionsweich zugleich sein muß.

Zur rechnerischen Analyse der Hinterachs-Kinematik muß das lastfreie System zunächst in eine Ausgangsstellung gebracht werden, die dem Zustand nach der Montage am Fahrzeug entspricht. Die Simulation dieses Ausgangszustandes erfordert zwei erste Lastschritte wie folgt:

- **Positionierung der Stoßdämpfer-Anbindungspunkte:** Beidseitige Verschiebung der fahrzeugseitigen Dämpferenden in die allseitig drehbaren Anbindungspunkte SAP am Chassis. Dabei wird das Doppel-Blattfederelement axial verdreht, so daß die Radachse einen Sturzwinkel von ca. $\gamma = +1^\circ$ einnimmt.
- **Einfedern in die Grundstellung „voll ausgefedert“:** Gleichseitiges Einfedern beider Räder um $w_R = +44,8$ mm aus dem radkraftfreien Zustand in die Montageposition „maximal ausgefedert“, entsprechend $w_{R,KO} = -100$ mm aus der KO-Lage. Hierzu ist nach Lastenheft eine Radkraft von $F_{R,g,min} = 862,0$ N erforderlich (siehe Anhang A, Bild A.5). Real wird dieser Zustand durch einen Anschlag im radführenden Stoßdämpfer herbeigeführt.

In diesem Ausfederungs-Grundzustand, der mit dem Anheben des Fahrzeuges, beispielsweise auf einer Hebebühne, verglichen werden kann, unterliegen die Achselemente bereits einer geringen Basis-Beanspruchung.

Steifigkeits- und Festigkeitsanalyse des Achssystems für unterschiedliche Lastfälle

Ausgehend vom oben beschriebenen Ausfederungs-Grundzustand sind in Tabelle 4.11 für sechs verschiedene Lastfälle das jeweils resultierende Verformungsbild der linken Radaufhängung im Vergleich zum unbelasteten Zustand sowie die zugehörige Werkstoffanstrengung W_A dargestellt. Dabei wurde im Gegensatz zur Vorauslegung in Kapitel 4.4.7 das TSAI-WU-Kriterium zur Spannungsanalyse herangezogen. Dieses erlaubt im Vergleich zum Maximalspannungskriterium eine mehr konservative Spannungs-Betrachtung und berücksichtigt zudem die Interaktion der einzelnen Spannungskomponenten untereinander [Tho98].

Das *gleichseitige Einfedern in die KO-Lage* (Tabelle 4.11 a) erfolgt über die beidseitige Aufgabe der nach Lastenheft wirkenden KO-Radkraft von $F_{R,KO} = 2785$ N im Radaufstandspunkt RAP und stellt eine Art Betriebspunkt für die Hinterachs-Anordnung dar. Dabei federn beide Federlenker in der Rechnung um $w_R = 147,3$ mm ein. Die Abweichung vom Soll-Federweg beträgt damit ca. +1,7 %. Es ist ferner anhand der Werkstoff-Anstrengung ersichtlich, daß das CFK-Bauteil bei KO-Last nur zu etwa 50 % ausgenutzt wird. Die Einzel-Spannungskomponenten liegen alle unterhalb der Dauerfestigkeits-Kennwerte. In den Lasteinleitungen sind verschiedene Spannungsüberhöhungen zu verzeichnen, die hauptsächlich auf Idealisierungen in der Finite-Elemente-Modellierung zurückzuführen sind und daher vernachlässigt werden können.

Tabelle 4.11: Verformungsbild des CFK-Doppel-Blattfeder-Elementes und Werkstoffanstrengung für verschiedene Lastfälle.

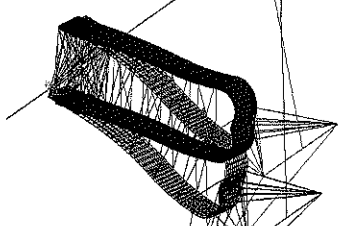
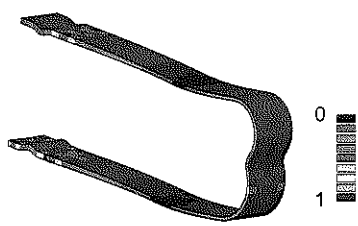
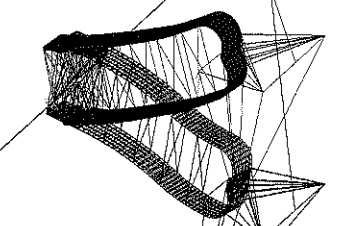
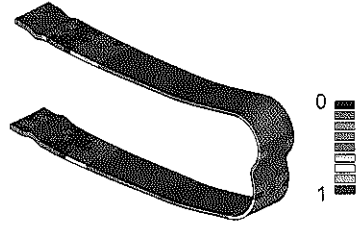
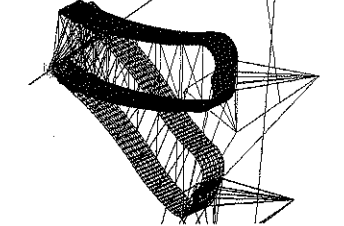
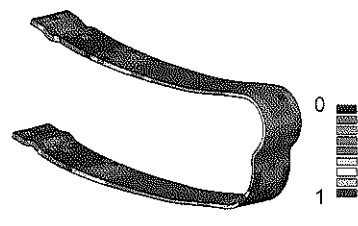
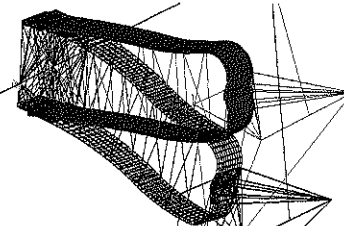
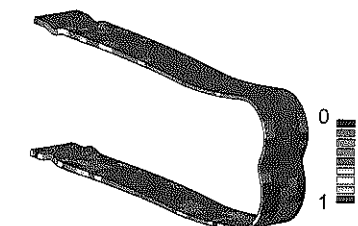
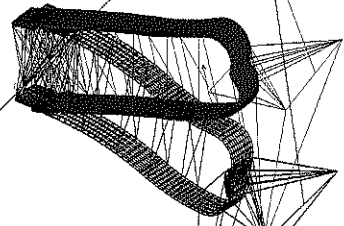
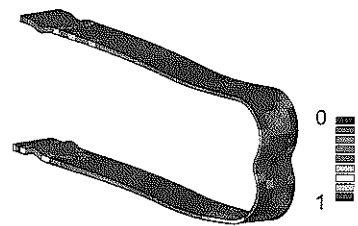
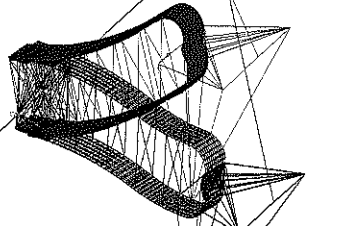
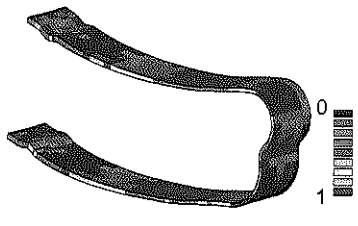
Lastfall (Last im Radaufstandspunkt RAP)	Verformungsbild (linke Radaufhängung)	Werkstoff-Anstrengung W_A [1] (TSAI-WU-Kriterium)
<p>a) Gleichseitiges Einfedern in KO-Lage</p> <p><i>Beidseitig:</i> $F_{R,KO}$: 2785,0 N</p>		
<p>b) Maximales gleichseitiges Einfedern</p> <p><i>Beidseitig:</i> $w_{R,max}$: 249,8 mm</p>		
<p>c) Maximales wechselseitiges Federn</p> <ul style="list-style-type: none"> • <i>Linker Federlenker:</i> $w_{R,max}$: 249,8 mm • <i>Rechter Federlenker:</i> w_R: 144,8 mm (KO-Lage) 		

Tabelle 4.11: Verformungsbild des CFK-Doppel-Blattfeder-Elementes und Werkstoffanstrengung für verschiedene Lastfälle.

Lastfall (Last im Radaufstandspunkt RAP)	Verformungsbild (linke Radaufhängung)	Werkstoff-Anstrengung W_A [1] (TSAI-WU-Kriterium)
<p>d) Maximale Seitenkraft in KO-Lage</p> <p><i>Beidseitig:</i> $F_{R,KO}$: 2785,0 N $F_{S,max}$: 7456,0 N</p>		
<p>e) Maximale Bremskraft in KO-Lage</p> <p><i>Beidseitig:</i> $F_{R,KO}$: 2785,0 N $F_{B,max}$: 1726,0 N</p>		
<p>f) Maximale Seitenkraft bei voller Einfederung</p> <ul style="list-style-type: none"> • <i>Linker Federlenker:</i> $w_{R,max}$: 249,8 mm $F_{S,max}$: 7456,0 N • <i>Rechter Federlenker:</i> unbelastet 		

Nach einem Federweg von $w_{R,max} = 249,8$ mm aus dem lastfreien Zustand befinden sich beide Radaufhängungen im *maximal gleichseitig eingefederten Zustand* (Tabelle 4.11 b). Dabei schlagen sie an der fahrzeugseitigen Federwegbegrenzung an. Aus dieser Belastung resultiert in der Rechnung eine Reaktions-Radkraft von ca. $F_R = 4785$ N, die um $-0,4\%$ von der nach Lastenheft geforderten maximalen Radkraft bei gleichzeitigem Federn abweicht. Die Spannungsanalyse verdeutlicht, daß der Werkstoff in den Einspannungen der Doppel-Federlenker-Schenkel zum Teil voll ausgenutzt wird. Örtlich begrenzte Spannungsüberhöhungen sind auch hier zu einem Großteil auf Idealisierungen des Rechenmodells in den Krafteinleitungsbereichen zurückzuführen und können daher vernachlässigt werden.

Für den Lastfall *maximales wechselseitiges Federn* (Tabelle 4.11 c), bei dem die linke Radaufhängung mit $w_{R,max} = 249,8$ mm voll durchgefедert und die rechte Radaufhängung in KO-Lage mit $w_R = 144,8$ mm festgehalten wird, resultieren in den Radaufstandspunkten Reaktionskräfte von etwa $F_R = 6079$ N. Diese weichen um $-3,3\%$ von der aus dem Lastenheft abzuleitenden Radkraft ab. Der wechselseitige Federungs Zustand mit einer Federwegdifferenz von $\Delta w_R = 105$ mm führt partiell zu einer leichten Überbeanspruchung des linken CFK-Federelementes im Zugbereich des oberen und im Druckbereich des unteren Übergangsradius. Auch in den Einspannungen der Federschenkel ist von einer vollständigen Werkstoffausnutzung bzw. von einer leichten Werkstoff-Überbeanspruchung auszugehen.

Zur Simulation des Verformungs- und Beanspruchungszustandes des Doppel-Blattfeder-Elementes bei *maximaler Seitenkraft in KO-Lage* (Tabelle 4.11 d) werden beide Federlenker im RAP mit der Radkraft $F_{R,KO} = 2785$ N in KO-Lage gebracht und anschließend mit der maximal zu berücksichtigenden Seitenkraft von $F_{S,max} = 7456$ N beaufschlagt. Ergebnis der FE-Analyse ist, daß der linke Federlenker dabei um $u_y = 8,8$ mm zur Fahrzeugmitte hin verschoben wird, was bei einer Federlenkerlänge von ca. $l_h = 345$ mm einer Seitenkraftsteifigkeit von $C_{SK} = 0,6$ %/kNm entspricht. Damit wird die höchstens zulässige Seitenkraftsteifigkeit nach Lastenheft von $C_{SK,max} = 1$ %/kNm deutlich unterschritten. Gleichzeitig geht die Seitenkraftbelastung mit einer Spuränderung von $\Delta\delta = +0,9^\circ$ (Vorspur) einher, die im geforderten Bereich von $\Delta\delta = +0,5^\circ$ bis $+1,0^\circ$ liegt. Der Werkstoff wird auf der druckbelasteten Seite an den Federlenker-Einspannungen und im Bereich der Krafteinleitung am Verbindungssteg bis an die Festigkeitsgrenze beansprucht.

Das Aufbringen der *maximal zu berücksichtigen Bremskraft* (Tabelle 4.11 e) von $F_{B,max} = 1726$ N in RAP auf die mit der Radkraft $F_{R,KO} = 2785$ N in KO-Lage positionierten Federlenker führt zu einer hohen Verdrehung des Verbindungssteges von $\Delta\delta = -5,3^\circ$ (Nachspur). Zulässig ist hier jedoch nur eine Spuränderung in Richtung Vorspur im Bereich von $\Delta\delta = 0^\circ - 1,5^\circ$, was damit nicht erreicht wird. Die Beanspruchung des Doppel-Federelementes ist aufgrund der hohen, unerwünschten Verdrehung des Verbindungssteges auch dort mit einer Werkstoffanstrengung von $W_A = 1$ am höchsten.

Der kritischste untersuchte Lastfall beinhaltet die Aufgabe der *maximal zu berücksichtigen Seitenkraft bei voller Einfederung* (Tabelle 4.11 f). Dazu wird der linke Federlenker durch eine Verschiebung von $w_R = 249,8$ mm voll eingefedert und gleichzeitig mit der maximal zu berücksichtigenden Seitenkraft von $F_{S,max} = 7456$ N belastet. Dies entspricht dem Extrem-Fahrzustand, bei dem das kurveninnere Rad völlig abgehoben und das kurvenäußere Rad alle an der Hinterachse wirkenden Kräfte aufnehmen muß. Die dabei in der Rechnung ermittelte Verschiebung des Rades zur Fahrzeugmitte hin beträgt $u_y = 6,1$ mm. Diese ist kleiner als die zuvor errechnete Verschiebung bei maximaler Seitenlast in KO-Lage. Grund hierfür ist die deutlich höhere Verspannung des Doppel-Blattfeder-Elementes im voll eingefederten Zustand, was in einer höheren Seitenkraftsteifigkeit resultiert. Die berechnete Spuränderung entspricht der zuvor in KO-Lage errechneten Vorspuränderung von $\Delta\delta = +0,9^\circ$ und erfüllt damit die Anforderungen. Die Spannungsanalyse hingegen weist auf eine deutliche Überbeanspruchung des Federlenkers in dieser Extremsituation hin. Hierzu gehören Teilbereiche der Federlenker-Einspannungen sowie auch große Bereiche der Übergangsradien zum Verbindungssteg mit einer Werkstoffanstrengung von $W_A > 1$.

Elastokinematisches Verhalten der FKV-Doppel-Blattfeder-Hinterachse

Grundlage des im folgenden dargestellten elastokinematischen Verhaltens der Hinterachse sind geometrisch nicht lineare Finite-Elemente-Berechnungen, bei denen Radkraft oder Federweg mit jeweils zehn Lastschritten vom unbelasteten Zustand bis zur Maximallast aufgegeben werden. Aus den nach jedem Lastschritt festgehaltenen Änderungen der kinematischen Achskennwerte in Abhängigkeit des Federweges oder der jeweils aufgegebenen Kraftkomponente wurden im Anschluß die nachfolgend dargestellten Kennlinien generiert.

Bild 4.35 zeigt hierzu die aus der FE-Berechnung abgeleiteten Federdiagramme der Hinterachse bei gleich- und wechselseitigem Federn bezogen auf den Grund-Betriebszustand KO-Lage im Vergleich zu den im Lastenheft geforderten Federkennlinien.

Bild 4.35 verdeutlicht, daß die gemäß Lastenheft geforderte kinematischen Grundanforderungen für gleich- und wechselseitiges Federn mit einer maximalen Abweichung von $3,3\%$ eingehalten werden. Der im Lastenheft vorgegebene Betriebspunkt KO-Lage wird besonders gut abgebildet.

Bild 4.36 und Bild 4.37 zeigen analog den Spur- bzw. Sturzverlauf am Radmittelpunkt RMP. Der Grund-Betriebszustand KO-Lage ist jeweils als Punkt eingezeichnet. Bild 4.36 macht deutlich, daß der in KO-Lage geforderte Spurwinkel um etwa $\Delta\delta_{KO} = -0,38^\circ$ zu gering ausfällt. Dieser Fehler resultiert aus der bei der Vorauslegung unberücksichtigten zusätzlichen Verformung des Doppel-Blattfeder-Elementes durch den radführenden Stoßdämpfer und könnte durch eine um den Betrag der Abweichung veränderte Positionierung des Radflansches

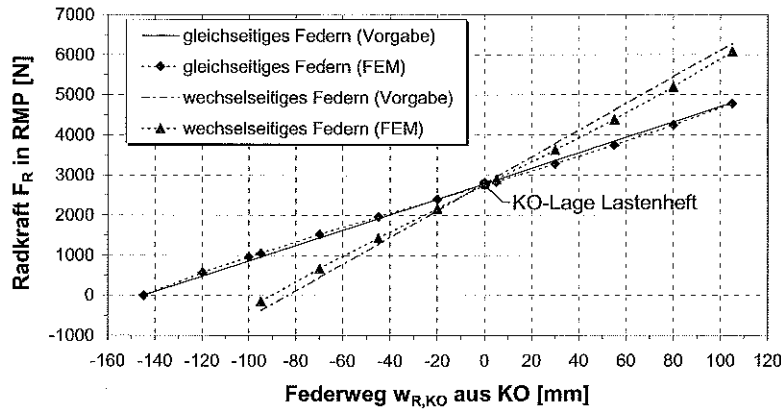


Bild 4.35: Vergleich der berechneten und der vorgegebenen Federkennlinien des gesamten Hinterachssystems für gleich- und wechelseitiges Federn bei Einwirken einer Radkraft F_R im Radmittelpunkt RMP.

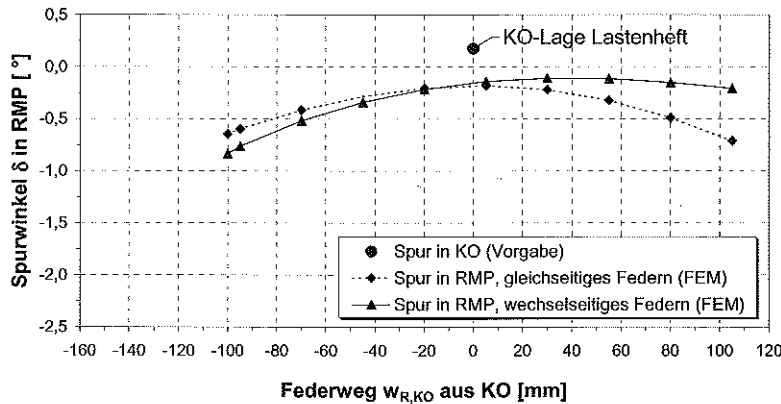


Bild 4.36: Vergleich des berechneten Spurwinkels an der Radachse über dem Federweg bei gleich- und wechelseitigem Federn bei Einwirken einer Radkraft F_R im Radmittelpunkt RMP.

leicht korrigiert werden. Dies kommt einer Parallelverschiebung der Spur-Kennlinie um den gewünschten Betrag gleich. Die zulässige Spuränderung beim gleichseitigen Einfedern von $\Delta\delta = +15'$ aus KO kann eingehalten werden. Beim gleichseitigen Ausfedern jedoch ergibt sich in der Rechnung eine Spuränderung von etwa $\Delta\delta = -45'$ bei zulässigen $\Delta\delta = -15'$. Für das

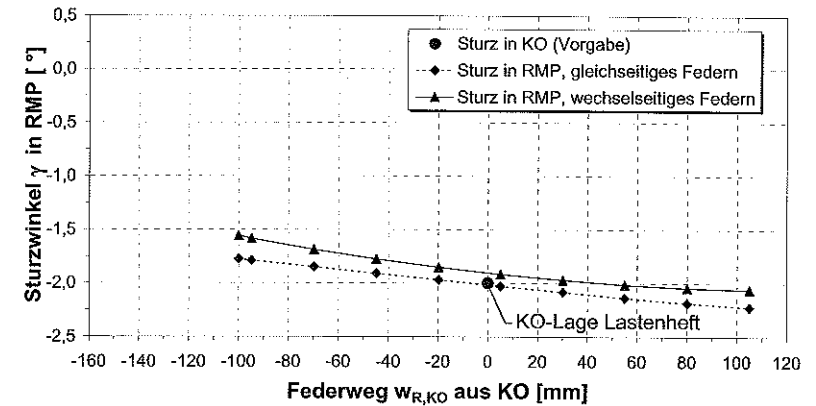


Bild 4.37: Berechneter Sturzverlauf an der Radachse über dem Federweg bei gleich- und wechelseitigem Federn bei Einwirken einer Radkraft F_R im Radmittelpunkt RMP.

wechelseitige Federn ergibt sich ein ähnliches Bild, jedoch beträgt hier die Spuränderung beim Einfedern etwa $\Delta\delta = +45'$ und liegt damit außerhalb des zulässigen Bereiches von ebenfalls höchstens $\Delta\delta = +15'$. Der in Bild 4.37 dargestellte rechnerische Sturzverlauf über dem Federweg entspricht in allen Punkten den Vorgaben des Lastenheftes. Dies belegt die kinematisch korrekte Auslegung des radführenden Stoßdämpfers.

Weiter sind in Bild 4.38 und Bild 4.39 der jeweilige Spur- und Sturzverlauf des kurvenäußeren bzw. kurveninneren Rades am Radmittelpunkt RMP bei Einwirken einer beidseitigen, gleichgerichteten Seitenkraft F_S im RAP dargestellt. Dabei befinden sich jeweils beide Federlenker in KO-Lage.

Bild 4.38 zeigt, daß sich die Spur am kurvenäußeren Rad bei maximaler Seitenkraft um etwa $\Delta\delta = +0,9^\circ$ (in Richtung Vorspur) ändert. Die in Bild 4.39 dargestellte Spuränderung am kurveninneren Rad hingegen fällt mit nur etwa $\Delta\delta = 15'$ deutlich geringer aus, da die Federlenker durch die Schrägstellung um jeweils 10° zur Fahrzeug-Außenseite bei einer nach außen gerichteten Querkraft eine höhere Steifigkeit aufweisen, als wenn diese zur Fahrzeugmitte hin gerichtet ist.

Bild 4.40 zeigt abschließend den am Radmittelpunkt RMP ermittelten Spur- und Sturzverlauf bei einer Bremskraft F_B im RAP und KO-Lage des Federlenkers. Die Verschiebung des Rad-aufstandpunktes bei Längskrafteinwirkung ist hierbei nicht berücksichtigt. In der Darstellung wird nochmals die drastische Spuränderung in Richtung Nachspur von $\Delta\delta = -5,3^\circ$ infolge

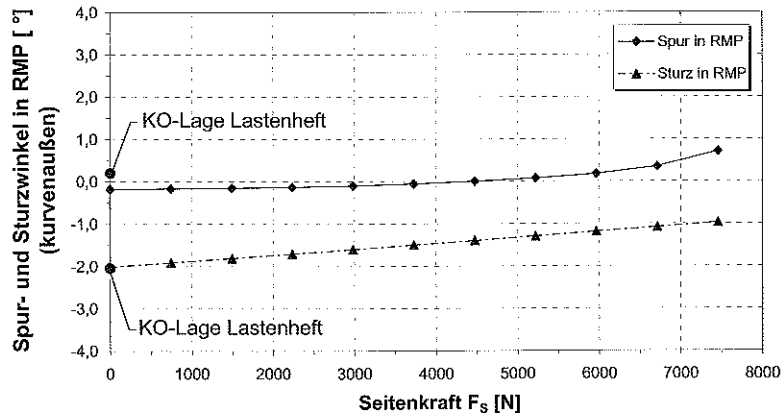


Bild 4.38: Berechneter absoluter Spur- und Sturzverlauf des Radmittelpunktes RMP bei Einwirken einer Seitenkraft F_s im Radaufstandpunkt RAP des kurvenäußeren Rades.

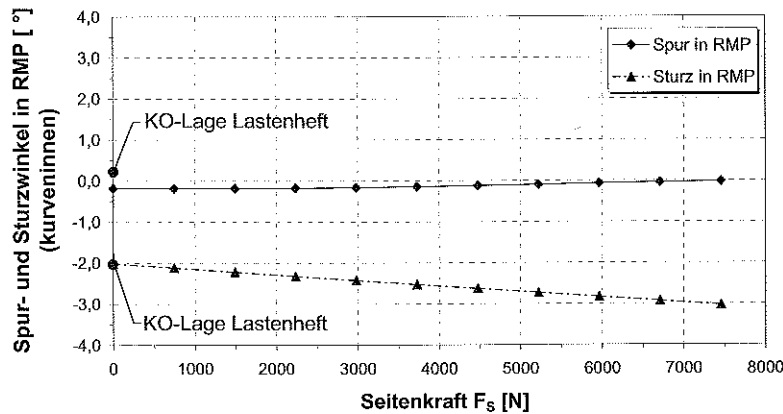


Bild 4.39: Berechneter Spur- und Sturzverlauf des Radmittelpunktes RMP bei Einwirken einer Seitenkraft F_s im Radaufstandpunkt RAP des kurveninneren Rades.

Bremskrafteinwirkung deutlich. Grund hierfür ist der Hebelarm, der durch den horizontalen Abstand des Kraftangriffspunktes RAP bis zur Mitte des Verbindungssteiges gebildet wird. So entsteht ein Moment, das den für Seitenkrafteinwirkung bewußt torsionsweich konzipierten Verbindungssteig bei Bremskraft nachteilig in Richtung Nachspur verdreht.

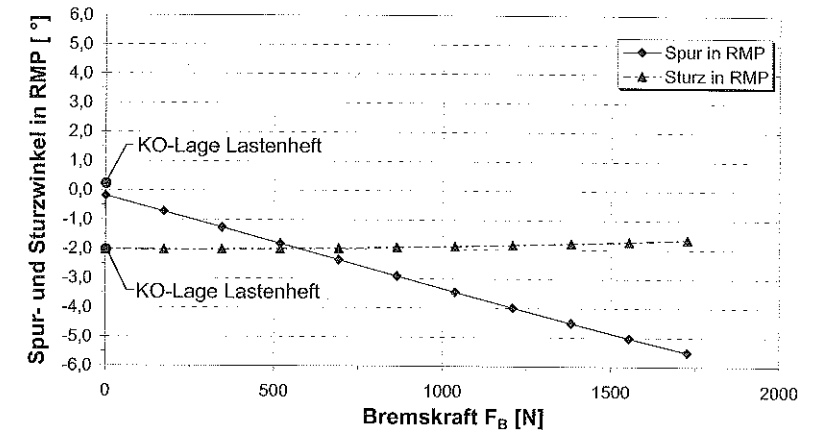


Bild 4.40: Berechneter Spur- und Sturzverlauf an der Radachse bei Einwirken einer Bremskraft F_B im Radaufstandpunkt RAP.

Konstruktive Umsetzung des FKV-Hinterachskonzeptes mit Krafteinleitungselementen

Bild 4.41 zeigt zwei Ansichten des CAD-Modells der entwickelten FKV-Hinterachse der linken Fahrzeugsseite im lastfreien Zustand mit allen Anbauteilen. Nicht dargestellt ist die an das äußere Kopplungselement verschraubte Lagerkonstruktion, die der Anbindung der Achse an das Chassis dient. Ergänzend zu Bild 4.41 sind im Anhang B.3 die Zusammenstell-Konstruktionszeichnungen der Hinterachse zum einen im völlig lastfreien Zustand (Bild B.7) und zum anderen in KO-Lage (Bild B.8) dargestellt. Dabei war es bei der Generierung der Gesamtansicht in KO-Lage im Gegensatz zu klassischen Konstruktionsaufgaben mit quasi starren Achselementen unabdingbar, das der Finite-Elemente-Berechnung entstammende verformte Doppel-Blattfeder-Element wieder in das CAD-System zurückzuführen.

Stützelemente

Die vier in Bild 4.41 dargestellten Stützelemente haben die Aufgabe, das Drillknicken der schlanken Blattfederschenkel bei Seitenkrafteinwirkung zu verhindern. Sie sind vorzugsweise mittels einer Klemmverbindung an den Blattfederschenkeln gelenkig angebunden. Die in der Finite-Elemente-Berechnung auf die Stützelemente wirkenden Zug- und Druckkräfte von maximal 740 N ermöglichen die Ausführung als Kunststoff-Spritzgießteil ähnlich der in Kapitel 1.2.3 vorgestellten Pendelstütze zur Stabilisator-Ansteuerung.

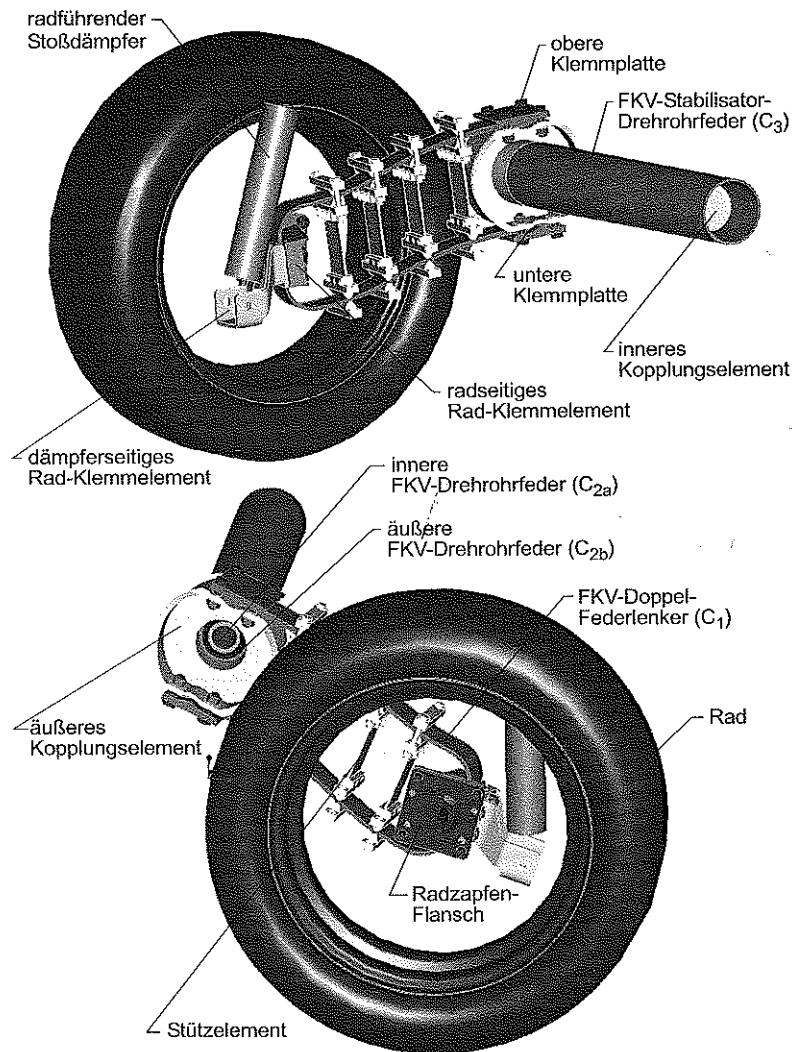


Bild 4.41: Gesamtansicht der auskonstruierten FKV-Doppel-Federlenker-Hinterachse der linken Fahrzeugseite mit Rad und Kräfteinleitungselementen im lastfreien Zustand.

Äußeres und inneres Kopplungselement

Bild 4.42 zeigt die ausgeführte Aluminium-Konstruktion des äußeren Kopplungselementes der linken Fahrzeugseite.

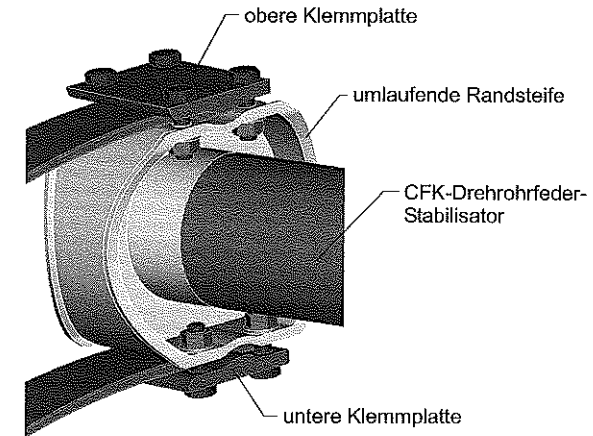


Bild 4.42: Ausgeführte Aluminium-Konstruktion des äußeren Kopplungselementes der linken Fahrzeugseite (ohne fahrzeugseitige Lageranordnung).

Entsprechend der wellenförmigen Gestaltung der Einspannbereiche beider Blattfederschenkel ist auf der oberen und unteren Feder-Auflagefläche des äußeren Kopplungselementes je eine rinnenartige Vertiefung eingearbeitet, um das FKV-Doppel-Blattfeder-Element mittels zweier Klemmplatten und jeweils vier Sechskantschrauben form- und kraftschlüssig anzubinden. Die gewählte Kräfteinleitung verzichtet auf Bohrungen im Doppel-Blattfeder-Element, die zum einen kosten- und zeitaufwendig und zum anderen auch mechanisch ungünstig sind. Zur Vermeidung von Kontaktkorrosion ist zwischen CFK-Doppel-Blattfeder und den Aluminium-Teilen eine Polyurethan- (PUR-) Beschichtung der Einspannbereiche der Blattfederschenkel vorgesehen, die gleichzeitig den Verschleiß in der Fügefläche aufgrund der dort auftretenden Mikrobewegungen verringert. Der umlaufende Rand des scheibenartigen äußeren Kopplungselementes ist zwecks Erhöhung der Steifigkeit mit einer Randsteife versehen.

Ferner weist die der Fahrzeugmitte zugewandte Seite des äußeren Kopplungselementes einen Rohrstützen auf, der dem Verkleben eines Endbereiches der Stabilisator-Drehrohrfeder C₃ dient.

Das innere Kopplungselement, das die Aufgabe der Hintereinanderschaltung der inneren und äußeren Drehrohrfedern C_{2a} und C_{2b} übernimmt, besteht aus zwei miteinander verschraubten, scheibenförmigen Aluminium-Elementen mit je einem Rohrstützen, auf die die Endbereiche der beiden Drehrohrfedern aufgeschoben und mit dem Kopplungselement verklebt werden.

Radanbindung

Die Anbindung des Rades am Verbindungssteg des FKV-Doppel-Federlenkers ist mit Hilfe einer form- und kraftschlüssigen Klemmverbindung gelöst. Bild 4.43 zeigt die an den Verbindungssteg des Doppel-Blattfeder-Elementes montierte Klemmkonstruktion.

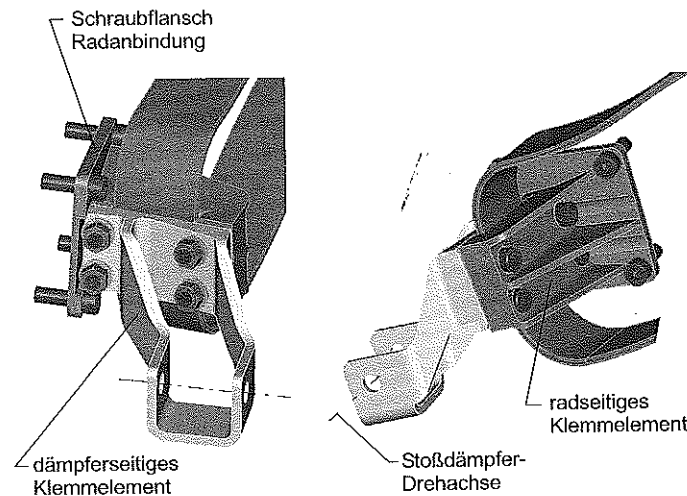


Bild 4.43: Front- und Seitenansicht der Aluminium-Klemmkonstruktion zur Anbindung des Rades und des radführenden Stoßdämpfers an den Verbindungssteg des FKV-Doppel-Federlenkers.

Das radseitige Klemmelement ist eine verrippte Aluminium-Winkelkonstruktion. Diese weist auf der einen Seite eine am Blattfeder-Verbindungssteg anliegende Klemmfläche auf und ist auf der anderen Seite als Schraubflansch mit Zentrierzapfen ausgebildet, um den Radzapfen-Flansch mit Rad aufzunehmen. Dieser wird mittels vier Zylinderkopfschrauben am radseitigen Klemmteil verschraubt. Die Winkellage des radseitigen Schraubflansches in bezug auf die am Verbindungssteg anliegende Klemmfläche bestimmt den Vorspur- und Sturzwinkel im Betriebspunkt „KO-Lage“. Das ebenfalls aus Aluminium gefertigte Klemm-Gegenstück weist auf der einen Seite eine Klemm-Funktionsfläche entsprechend der Stegkontur und auf der

gegenüberliegenden Seite einen gekröpften Ausleger auf, der im Endbereich in ein U-Profil übergeht. Dort erfolgt die Anbindung des radführenden Stoßdämpfers mit einem Gelenkbolzen. Die Klemmkraft wird mittels vier Zylinderkopfschrauben aufgebracht, die seitlich am Steg vorbeigeführt und am dämpferseitigen Klemmteil mittels selbstsichernder Muttern verspannt werden.

Gewicht

Die vorgestellte FKV-Doppel-Federlenker-Hinterachse weist ein Netto-Gewicht von insgesamt ca. $m_{HA} = 10,1$ kg auf. Hierin sind die Stützelemente, der radführende Stoßdämpfer und die Lageranordnung zur fahrzeugseitigen Anbindung der Konstruktion nicht berücksichtigt. Somit sind die an die Konstruktion gestellten Gewichtsanforderungen erfüllt

4.5 Diskussion der Ergebnisse und Ausblick

Abschließend soll für das zuletzt vorgestellte FKV-Hinterachs-Konzept eine Bewertung vorgenommen werden, inwieweit die aus der übergeordneten Aufgabenstellung abgeleiteten Zielsetzungen erfüllt werden konnten (Tabelle 4.12).

Kostenreduktion

Die in Tabelle 4.12 aufgeführten Potentiale zur *Kostenreduktion* für die FKV-Hinterachse betreffen vor allem Bewertungskriterien, die aus der reduzierten Komponentenanzahl des Hinterachssystems resultieren. Hierzu gehören *Montage, Lagerung* und *Transport*. Analog zu der bereits diskutierten Sitzstruktur-Komponente in DLFRP-Bauweise können auch bei der Fertigung von Bauteilen aus Hochleistungs-FKV *Nachbearbeitungsvorgänge* eingespart werden, wenn entsprechend endkonturnahe Fertigungsverfahren wie die hier vorgesehene Schichtlege-Preßtechnik von Prepregs und die Wickeltechnik zum Einsatz kommen. Ob daraus eine insgesamt *rationellere Fertigung* resultiert, hängt insbesondere vom möglichen Automatisierungsgrad der Fertigung und deren Prozeßsicherheit ab. Derzeit jedoch ist von deutlich erhöhten Fertigungskosten für die vorgeschlagene FKV-Hinterachskonstruktion im Vergleich zur metallischen Bauweise auszugehen. Erheblichen Einfluß auf die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung haben auch hier die direkt in die Herstellungskosten eingehenden *Werkstoffkosten*, die besonders durch den notwendigen Einsatz von Kohlenstoffasern für den Doppel-Federlenker und die Stabilisator-Drehrohrfeder deutlich erhöht werden.

Tabelle 4.12: Qualitative Bewertung der Substitution einer längsorientierten, nicht angetriebenen Pkw-Hinterachse in Metall-Bauweise durch eine FKV-Lösung.

	Bewertungskriterium	FKV-Doppel-Federlenker-Hinterachse
Kostenreduktion	rationellere Fertigung	👉 noch offen
	Vereinfachung der Montage	👍 erreicht durch integrierende Bauweise
	Einsparen von Montagevorgängen	👍 erreicht durch integrierende Bauweise
	Vermeidung von Nachbearbeitungsvorgängen	👍 erreicht durch Fertigungsverfahren, die Endkontur abbilden
	preiswerterer Werkstoff	👉 nicht erreicht aufgrund hoher Halbzeugkosten für Doppel-Federlenker und Stabilisator
	Reduktion von Lager- und Transportkosten	👍 erreicht durch geringere Bauteilanzahl
	Energieeinsparung	👉 noch offen
Gebrauchswerterhöhung	Gewichtsreduktion	👍 erreicht gegenüber 15-18 kg einer Längs- oder Verbundlenkerachse in Metallbauweise
	Design-Verbesserung	👉 neutral, da keine Design-Vorgaben
	Erhöhung der Sicherheit	👍 teilweise erreicht durch untersteuerndes Fahrverhalten, Crash-Verhalten noch nicht untersucht
	Verbesserung der Funktionserfüllung	👍 erreicht durch FKV-Doppel-Federlenker in Integralbauweise
	Volumenreduktion	👍 erreicht durch Einsparen der Schrauben-Tragfederung
	Lebensdauer	👉 noch offen, erhöhte Korrosionsbeständigkeit gegeben
	Vereinfachung von Wartung und Instandhaltung	👉 nicht erreicht, da fehlende Indikatoren für Versagen, integriertes „Health-Monitoring“ jedoch zukünftig möglich

Gebrauchswerterhöhung

Wie Tabelle 4.12 zeigt, lassen sich mit der vorgeschlagenen FKV-Hinterachskonstruktion deutliche Vorteile im Sinne einer *Gebrauchswerterhöhung* identifizieren. Das ermittelte Gesamtgewicht der FKV-Hinterachse von etwa 10,1 kg erfüllt die Zielvorgabe und kommt einer *Gewichtsreduktion* von ca. 40 % im Vergleich zu einer Längs- oder Verbundlenker-Konstruktion in Metall-Bauweise gleich. Zwar existieren bei der *Bauteil-Sicherheit* noch Defizite bezüglich des Crash-Verhaltens der CFK-Federlenker, durch das erzielte untersteuernde Fahrverhalten konnte jedoch ein erheblicher Beitrag zu einer erhöhten Fahrsicherheit geleistet werden. Zur Erhöhung der Crash-Sicherheit sollten bei der Umsetzung des vorgestellten FKV-Hinterachskonzeptes für die CFK-Bauteile (Doppel-Federlenker und Stabilisator) Maßnahmen ergriffen werden, die einen Spröbruch bei Überbelastung, beispielsweise als Folge eines Seiten-Crashes, verhindern. Zudem müssen örtliche Delaminationen, beispielsweise durch Steinerschlag, ebenfalls vermieden werden. Zur Vermeidung von Spröbruch und Delamination bietet sich an, den CFK-Federlenker außen mit schlagzähem aramidfaserverstärktem Kunststoff (AFK) zu umkleiden. Bekannt sind vergleichbare Maßnahmen bei rohrförmigen Energieabsorptionselementen im Vorderwagen-Bereich, um bei nicht axialer Krafteinleitung (Schrägaufprall) einen Trennbruch zu vermeiden [Dyc99]. Allerdings ist dies mit einem weiteren Kostenanstieg verbunden.

Mit den in Kapitel 4.4.8 vorgestellten Ergebnissen der FE-Simulationsrechnungen konnte unter Beweis gestellt werden, daß die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte FKV-Hinterachsbauweise die geforderten kinematischen Grundfunktionen erfüllt. Hierzu gehören neben den Steifigkeitsvorgaben auch die Spur- und Sturzänderung bei gleich- und wechselseitigem Federn. Zudem konnte durch das In-Vorspur-Gehen des kurvenäußeren Rades von bis zu $0,9^\circ$ eine bedeutende *funktionale Erweiterung* ohne Zusatzelemente erzielt werden. Die für verschiedene Maximal-Lastfälle ermittelten Beanspruchungen des FKV-Doppel-Federlenkers haben ergeben, daß noch Optimierungsmaßnahmen an der Federlenker-Gestaltung erforderlich sind, um das Spannungsniveau auch bei höheren Radlasten auf Werte unterhalb der Dauerfestigkeit des eingesetzten kohlenstoffaserverstärkten Kunststoffes zu senken. Zwar konnte die geforderte Längselastizität von 5 mm bei maximaler Längskraft nicht erreicht werden, jedoch erscheint durch eine weitere Optimierung des Verbindungssteg-Bereiches ein Lösung möglich. Auch sind die in der Simulation ermittelten Spuränderungen in Richtung Nachspur bei Einwirken von Längskräften derzeit noch zu hoch.

Vorteile der FKV-Hinterachskonstruktion ergeben sich auch auf seiten des Bauraumes. Durch die Integration der Federfunktion im Doppel-Federlenker konnte auf eine klassische Stahl-Schrauben-Tragfeder verzichtet werden. Der so eingesparte *Bauraum* kann beispielsweise für eine Vergrößerung des Laderaums genutzt werden. Bezüglich der *Lebensdauer* kann derzeit nur festgehalten werden, daß die FKV-Bauweise grundlegende Vorteile bei der Korrosionsbe-

ständigkeit aufweist. Gesicherte Aussagen zur Betriebsfestigkeit der Hinterachse sind erst nach Dauerlauf-Versuchen von Prototypen möglich. Die Wartung und Instandhaltung von FKV-Strukturen muß gegenwärtig noch als kritisch angesehen werden, da entsprechende äußerliche Indikatoren für Schädigungen, beispielsweise Delaminationen oder Faserbrüche, fehlen. Aussichtsreich erscheint hier eine Funktionsüberwachung, beispielsweise durch stetige Messung der Federsteifigkeit. Auch ist ein werkstoffintegriertes „Health Monitoring“ durch eine stetige Bauteil-Widerstandsmessung unter Ausnutzung der elektrischen Leitfähigkeit von Kohlenstoffasern in naher Zukunft denkbar [Pfe95], [Kru96]. Faserbrüche und auch Delaminationen können so eindeutig über die damit verbundene Widerstandserhöhung lokalisiert werden.

Es kann abschließend festgehalten werden, daß in dieser Arbeit gemäß der Aufgabenstellung erstmals ein längsorientiertes FKV-Hinterachskonzept auf der Basis eines funktionsintegrierten Doppel-Blattfeder-Elementes vorgestellt werden konnte, das weder eine Seitenabstützung noch ein mitfederndes Querelement zur Aufnahme von Querkraften aufweist. Zudem ermöglicht die FKV-Hinterachse ein elastokinematisch basiertes In-Vorspur-Gehen des kurvenäußeren Rades ohne Zusatzelemente. Aufgabe weiterführender Arbeiten wird es sein, die skizzierten offenen Fragestellungen insbesondere bezüglich der Wirtschaftlichkeit zu beantworten und die identifizierten mechanischen Schwachstellen aufzulösen.

5 Zusammenfassung und abschließende Bewertung

Die stetig wachsenden Anforderungen an Kraftfahrzeuge in bezug auf Sicherheit und Komfort haben in den vergangenen Jahrzehnten zu einer deutlichen Zunahme des Karosserie-Leergewichtes geführt. Da bis zu 75 % der Energie, die für die Inbewegungsetzung eines Fahrzeuges aufzuwenden ist, von dessen Masse abhängen, wird der intelligente Fahrzeug-Leichtbau zukünftig immer weiter in den Mittelpunkt der Automobilentwicklung rücken, um trotz steigender Zulassungszahlen keine weitere Zunahme der Umweltbelastung herbeizuführen. Hierzu gehören nicht nur die Gewichtsreduktion der Fahrzeug-Karosserie selbst, sondern auch Leichtbaumaßnahmen an hochbelasteten Sekundärstrukturen wie Sitzanlagen und Achselementen, deren Anteil am Fahrzeug-Leergewicht etwa 8 % bzw. 20 % beträgt.

Eine besondere Rolle bei der hierzu in Bereichen erforderlichen Substitution metallischer Fahrzeug-Strukturkomponenten wird den Faser-Kunststoff-Verbunden (FKV) zukommen, die ein herausragendes gewichtsspezifisches Eigenschaftsprofil aufweisen und vielfältige Möglichkeiten der Funktionsintegration bieten. Voraussetzung für den zukünftig intensiveren Einsatz der FKV im Fahrzeugbau auch für höherbelastete Strukturbauteile ist jedoch, daß neben der Erschließung großserienfähiger und wirtschaftlicher Fertigungsverfahren auch zunehmend Konstruktions-Know-How zur Verfügung gestellt wird, das detailliertes Wissen zu werkstoff- und fertigungstechnischen Besonderheiten der FKV beinhaltet.

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Analyse des heutigen Entwicklungsstandes von Fahrzeug-Sitzstrukturen und Fahrwerkelementen in FKV-Bauweise ergab, daß bei vorderen Sitzanlagen die Grenzen des mit FKV derzeit in der Großserie werkstofflich, fertigungstechnisch und wirtschaftlich Umsetzbaren aufgrund des hohen Lastniveaus der tragenden Strukturbauteile erreicht sind. Auf der Fahrwerkseite konnte festgehalten werden, daß bislang kein Ansatz zur Ausführung einer längsorientierten, nicht angetriebenen Pkw-Hinterachse in FKV-Bauweise ohne Achs-Querelement bekannt ist, obwohl diese Achsbauart in Form von Längs- oder Verbundlenker-Radaufhängungen aus metallischen Werkstoffen zunehmend bei kleinen und mittleren Pkw eingesetzt wird.

Daraus wurden die beiden Zielsetzungen der Arbeit abgeleitet, zum einen für die zukünftige Fahrzeugsitz-Entwicklung innovative Ansätze zur integrierten Gestaltung hochbelasteter vorderer Sitzstruktur-Komponenten auf der Basis diskontinuierlich langfaserverstärkter Thermoplaste zu entwickeln, die Leichtbau und hohe Funktionalität mit Großserientauglichkeit verbinden. Zum anderen war es Ziel der Arbeit, einen Vorschlag zur Gestaltung einer längsorientierten, nicht angetriebenen Pkw-Hinterachse in FKV-Bauweise zu erarbeiten, bei der die typischen Vorteile dieser Achsbauweise erhalten bleiben.

Hierzu wurden zunächst grundlegende Überlegungen zur Substitution metallischer Bauweisen durch FKV-Konstruktionen angestellt. Auf seiten des für eine erfolgreiche Bauteilsubstitution anzustrebenden Entwicklungszieles „Kostenreduktion“ konnten für die FKV-Bauweise insbesondere Potentiale aufgrund einer vereinfachten Montage, der Reduzierung von Nachbearbeitungsvorgängen und der Verringerung von Lagerkosten ausgemacht werden. Basis bildete hierzu die mit FKV mögliche funktions- und teileintegrierte Bauweise sowie das endkonturnahe Fertigen. Auf seiten des zweiten anzustrebenden Entwicklungszieles „Gebrauchswert-erhöhung“ konnten die Vorteile des FKV-Einsatzes im Vergleich zu metallischen Bauweisen an der möglichen Gewichtsreduktion, der Funktions- und Design-Verbesserung sowie einer Erhöhung der Lebensdauer, beispielsweise infolge einer erhöhten Korrosionsbeständigkeit, festgemacht werden.

Gemäß der ersten Zielsetzung der Arbeit wurde aufbauend auf zuvor erarbeiteten werkstofflichen und konstruktiven Grundlagen das System „Fahrzeugsitz-Struktur“ hinsichtlich einer vorteilhaften Substitution metallischer Einzelkomponenten untersucht. Eine systematische Bauteilauswahl ergab, daß eine geeignete Kunststoff-Konstruktion aus diskontinuierlich langglasfaserverstärkten Kunststoffen (DLFRP) bei der oberen Lehnen-Quertraverse zur Integration von drei Einzelkomponenten bei erhöhtem Lastniveau führen kann. Zudem konnte eine sicherheitssteigernde Funktionserweiterung identifiziert werden.

Aufgrund des hohen Innovationspotentials wurde die obere Lehnen-Quertraverse im Detail konstruiert und anschließend als Prototyp ausgeführt. Dabei konnten zwei Kopfstützenstangen-Führungselemente aus Kunststoff und die eigentliche metallische Quertraverse in einem einzigen DLFRP-Spritzgießbauteil integriert werden. Die Funktionalität wurde durch die mögliche axiale Drehbarkeit der gesamten oberen Quertraverse mit Hilfe einer neuartigen Steck-Verbindungstechnik erweitert. Die Drehbarkeit ermöglicht ein besseres Anstellen der Kopfstütze an den Hinterkopf des Insassen und führt damit zu einer Verringerung des Verletzungspotentials der Halswirbelsäule. Die Verbindungstechnik kommt zudem ohne in die Kunststoffkonstruktion integrierte metallische Verbindungselemente (Inserts) aus und erfüllt damit auch Anforderungen an eine recyclinggerechte Konstruktion. Trotz höherer tragbarer Lasten und gesteigerter Funktionalität resultierte aus der neuen Kunststoff-Bauweise im Vergleich zur konventionellen Lösung aus Metall lediglich eine Gewichtszunahme von 125 g. Die Auslegung ergab, daß das DLFRP-Bauteil aus PA6.6 LGF50 den gestellten Anforderungen für den hier kritischen Lastfall eines Heckaufpralls genügt. Ergebnis der Werkzeug-Füllsimulation war, daß das Bauteil mit der zur Verfügung stehenden Spritzgießmaschine hergestellt werden kann. Die quasi-statische Prüfung von Prototypen bei Raumtemperatur zeigte, daß das Bauteil den statischen Anforderungen wie in der Simulation prognostiziert genügt. Die zusätzlich durchgeführte dynamische Kopfaufprall-Prüfung bei Raumtemperatur und Temperaturen unter Null Grad wurde von der Konstruktion ebenfalls bestanden. Dabei zeigte das Bauteil stets ein „gutmütiges“ Versagensverhalten.

Mit der vorgestellten Substitution einer metallischen Lehnen-Quertraverse durch eine DLFRP-Spritzgieß-Bauweise konnte im Sinne der Aufgabenstellung ein erfolgversprechender Vorschlag für den vorteilhaften Einsatz von FKV-Bauweisen für vordere Fahrzeugsitz-Strukturkomponenten aufgezeigt werden.

Gemäß der zweiten Zielsetzung der Arbeit wurden im weiteren systematische Lösungskonzepte für eine längsorientierte, nicht angetriebene Pkw-Hinterachse in FKV-Bauweise erarbeitet. Hauptanforderungen an die Substitutionslösung waren ein geringes Gewicht und ein hoher Funktionsintegrationsgrad, der insbesondere zu einem untersteuernden Fahrverhalten bei Kurvenfahrt führen sollte.

Hauptelement erster Lösungsvarianten war ein einseitig aufgehängter Federlenker, der auf einer Parabel-Längsblattfeder basiert. Die Analyse der Blattfeder-Beanspruchung durch die gegebenen Radlasten ergab jedoch, daß ein Einblatt-Federlenker allein nicht in der Lage ist, die bei Kurvenfahrt hohen Seitenkräfte und daraus entstehenden Momente aufzunehmen. Zudem konnte das untersteuernde Fahrverhalten nicht im Federlenker selbst integriert werden. Folge dieses Ergebnisses war, daß die freitragende Einblattfeder-Konstruktion verworfen werden mußte und ein abgewandeltes Konzept mit radführendem Stoßdämpfer und einer zusätzlichen Seitenabstützung weiterverfolgt wurde. Insgesamt konnte auf der Basis eines Einblatt-Federlenkers nur eine sehr differenzierte Bauweise mit einer großen Bauteilzahl und vergleichsweise vielen Verbindungselementen umgesetzt werden, die einen großen Bauraum beansprucht und bedingt durch die hohe Zahl an Verbindungselementen ein vergleichsweise hohes Gewicht aufweist. Besonderen Anteil hieran trug die eigens zur Abstützung der Seitenkräfte benötigte Seitenabstützung sowie ein zusätzliches Blattfeder-Element zur Erzielung der Spurkorrektur bei Seitenkraft.

In einem zweiten Schritt wurde nach einer längsorientierten Anordnung eines federnden Elementes gesucht, das die geforderten Teilfunktionen mit Hilfe eines einzigen Integralbauteils erfüllt. Ergebnis der Überlegungen war ein aus zwei FKV-Parabel-Blattfederschenkeln über einen Steg zusammengesetzter, U-förmiger Federlenker, der die Aufbaufederung in einer Reihenschaltung mit einer in Fahrzeug-Querrichtung angeordneten FKV-Drehrohrfeder-Anordnung bewerkstelligt, die auch gleichzeitig die Stabilisatorfunktion übernimmt. Durch die Aufteilung der Federfunktion konnte das FKV-Doppel-Blattfeder-Element vergleichsweise kurz ausgeführt werden, so daß die Biegemomente bei Rad-Seitenkräften erheblich verringert wurden. Ferner berücksichtigte die Konzeption den Einsatz von im Vergleich zu Glasfasern steiferen, hochfesten Kohlenstoffasern, so daß die Rad-Seitenkräfte vom Federlenker übernommen werden konnten. Durch die Anbindung des Rades am Verbindungssteg der beiden Blattfederschenkel konnte in Ansätzen eine Längselastizität der Konstruktion und das In-Vor-spur-Gehen bei Seitenkraft erreicht werden. Die Vorgaben des Lastenheftes konnten mit einem Netto-Gewicht von 10,1 kg erreicht werden.

Die elastomechanische Analyse des gesamten Hinterachssystems zeigte, daß die grundsätzliche Funktionstüchtigkeit des vorgestellten Hinterachssystems mit FKV-Doppel-Federlenker und FKV-Drehrohrfeder-Anordnung gegeben ist. Bei gleich- und wechselseitigem Federn konnten nur sehr geringe Abweichungen von der jeweiligen Soll-Federkennlinie festgestellt werden. Nur unvollständig erreicht werden konnten die Spuränderungs- und Elastizitätsvorgaben bei Längskrafteinwirkung. Der Doppel-Federlenker weist jedoch eine ausreichende Seitensteifigkeit auf und bewirkt das geforderte untersteuernde Fahrverhalten. Ergebnis der Spannungsanalyse für verschiedene Maximal-Lastfälle war, daß der Federlenker Standard-Federungssituationen gewachsen ist, jedoch bei extremen Fahrsituationen, wie dem maximal wechselseitigen Federn oder dem gleichzeitigen Einwirken von maximaler Rad- und Seitenkraft, in Teilbereichen lokal überbeansprucht wird.

Es kann damit festgehalten werden, daß in dieser Arbeit erstmals ein längsorientiertes FKV-Hinterachskonzept auf der Basis eines funktionsintegrierten Doppel-Blattfeder-Elementes vorgestellt werden konnte, das weder eine Seitenabstützung noch ein mitfederndes Querelement zur Aufnahme von Seitenkräften aufweist. Zudem ermöglicht die FKV-Hinterachse ein elasto-kinematisch basiertes In-Vorspur-Gehen des kurvenäußeren Rades ohne Zusatzelemente.

Die Untersuchungen zur Substitution metallischer Fahrzeug-Strukturbauteile durch FKV-Bauweisen am Beispiel von Sitzstrukturen und längsorientierten Radaufhängungen waren bereits von der Aufgabenstellung her darauf ausgerichtet, mögliche *Gebrauchswert erhöhungen* durch den FKV-Einsatz herauszustellen. Diese beinhalten im wesentlichen mechanisch basierte Merkmale, wie „erhöhte Lastaufnahme“, „erhöhte Funktionalität“, „verringertes Bauraum“, „geringere Teileanzahl“ oder „geringeres Gewicht“.

Die zentrale Aufgabe weiterführender Arbeiten bei der Substitution von metallischen Sitz-Strukturbauteilen durch FKV-Lösungen ist in der Übertragung der im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse auf ein Gesamt-Sitzkonzept zu sehen. Als möglicher Ansatz wurde die Entwicklung von Komplett-Sitzstrukturen in FKV-Kunststoff-Hybrid-Bauweise vorgeschlagen, bei der anstelle der metallischen Lehnenholme umgeformte kontinuierlich langfaserverstärkte Thermoplast-Bleche in Kombination mit DLFRP zum Einsatz kommen.

Bei der vorgeschlagenen längsorientierten FKV-Hinterachse konnten Schwachstellen bezüglich der Elastokinematik bei Längskräften und auf seiten der Festigkeit bei extremen Lastsituationen identifiziert werden. Aufgabe folgender Arbeiten muß es daher sein, diese Defizite durch Verfeinerungen des Konzeptes aufzulösen. Auch muß davon ausgegangen werden, daß für die Gestaltung der Verbindungsstellen der einzelnen FKV-Achselemente nochmals Detailarbeit notwendig sein wird, um die Betriebsfestigkeit zu gewährleisten. Da das Fahrwerk zentraler Bestandteil des Sicherheitskonzeptes eines Fahrzeuges ist, muß zudem über die konkrete

Umsetzung einer Funktionsüberwachung von FKV-Bauteilen nachgedacht werden, bevor ein Serieneinsatz möglich erscheint.

In bezug auf die zu erzielenden *Kostenreduktionspotentiale* der Substitution metallischer Strukturen durch FKV-Bauweisen wurden im Rahmen dieser Arbeit nur qualitative Angaben gemacht. Für die Untersuchungen an Sitzstrukturen bleibt demnach zu klären, ob die genannten Werkstoff-Mehrkosten der DLFRP-Lösung trotz der zu erwartenden Kostenvorteile bei Fertigung, Montage/Demontage sowie Lager- und Transportkosten auch insgesamt zu einer Preissteigerung im Vergleich zu einer Metall-Bauweise führen. Bei der vorgestellten FKV-Hinterachse ist von deutlich erhöhten Herstellungskosten im Vergleich zur metallischen Bauweise auszugehen. Erheblichen Einfluß auf die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung haben auch hier die Werkstoffkosten, insbesondere durch den notwendigen Einsatz von Kohlenstoffasern für den Federlenker und die Stabilisator-Drehrohrfeder. Es wurde deutlich gemacht, daß aussagekräftige Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen ausschließlich auf der Basis einer ganzheitlichen Bilanzierung möglich sind. Der Aufwand, der im Vorfeld solcher Betrachtungen aufgrund der Vielzahl der zu sammelnden Daten betrieben werden muß, erschwert den objektiven Vergleich von Lösungsansätzen aus Metall und FKV.

Die Gründe für den bis heute fehlenden Durchbruch der Faserverbund-Technologie im Fahrzeugbau trotz oftmals überzeugender Eigenschaftsverbesserungen sind nicht allein auf der Kostenseite zu suchen. Als innovationshemmend muß auch das *Denken in eingefahrenen Bahnen* angesehen werden, das neue Lösungswege bereits in einem frühen Entwicklungsstadium unterdrückt. Daher wurden in der Aufgabenstellung bewußt die Begriffe „Umdenken“, „Synergie“ und auch „Mut“ gewählt. Es ist ein *Umdenken* von der bereits in der Ingenieur-Ausbildung eingprägten metallischen Denkweise hin zum „Multi-Material-Design“ notwendig. Nur so können vorteilhafte *Synergien* mit anderen Werkstoffgruppen wie den Faser-Kunststoff-Verbunden erschlossen werden. Ist dies nicht integrierter Bestandteil einer jeden Entwicklungstätigkeit, so entstehen hieraus künstliche Barrieren für die Berücksichtigung neuer Lösungen. Die Umsetzung dieser neuen Denkweise bedarf insbesondere auf seiten der Entscheidungsträger, die letztendlich auch die Verantwortung für die Einführung neuer Ideen tragen, ein gewisses Maß an *Mut*. Die weiter zunehmende Belastung der Umwelt und daraus ergehende gesetzliche Bestimmungen könnten Motor sein, zukünftig verstärkt diesen Mut aufzubringen.

Anhang

A Substitution von Fahrzeugsitz-Strukturkomponenten

Tabelle A.1: Technische Daten des eingesetzten Spritzgießautomaten ARBURG ALLROUNDER 470 C 2000-675 [NN94a].

	Kenngröße	Kennwert	Einheit
Schließenheit	Schließkraft	2000	[kN]
	Werkzeugsicherungskraft	80	[kN]
	Öffnungskraft	500	[kN]
	Öffnungsweg	650	[mm]
	Werkzeugeinbauhöhe	250	[mm]
	Abstand Aufspannplatten	900	[mm]
	lichter Säulenabstand (Breite x Höhe)	470 x 470	[mm]
	Werkzeugaufspannplatten (Breite x Höhe)	715 x 715	[mm]
	Werkzeugdurchmesser	1000	[mm]
	Auswerferkraft	65	[kN]
	Auswerferweg	225	[mm]
	Spritzinheit	Schneckendurchmesser	55
Schneckenlänge		18	[L/D]
Schneckenweg		180	[mm]
Hubvolumen		427	[cm ³]
Spritzteilmgewicht		360	[g/PS]
Spritzdruck		1600	[bar]
Einspritz-Volumenstrom		235	[cm ³ /s]
Staudruck		350	[bar]
Schneckenumfangsgeschwindigkeit		55	[m/min.]
Schneckendrehmoment	900	[Nm]	

Tabelle A.2: Günstige Verarbeitungsparameter verschiedener DLFRP-Spritzgießgranulate (Quelle: HOECHST und SCHULMAN).

Kenngröße	Einheit	CELSTRAN® PA6.6 GF40	CELSTRAN® PA6.6 GF50	CELSTRAN® PA6.6 GF60
Temperatur Zylinder	[°C]	275 - 310	280 - 315	285 - 320
Temperatur Düse und Schmelze	[°C]	315	320	325
Temperatur Werkzeug	[°C]	90		
Einspritzgeschwindigkeit	[mm/s]	40 - 75		
Schneckendrehzahl	[min ⁻¹]	40 - 60		
Nachdruck	[bar]	500 - 800		
Spritzdruck	[bar]	1200 - 1500		
Staudruck	[bar]	(so niedrig wie möglich)		

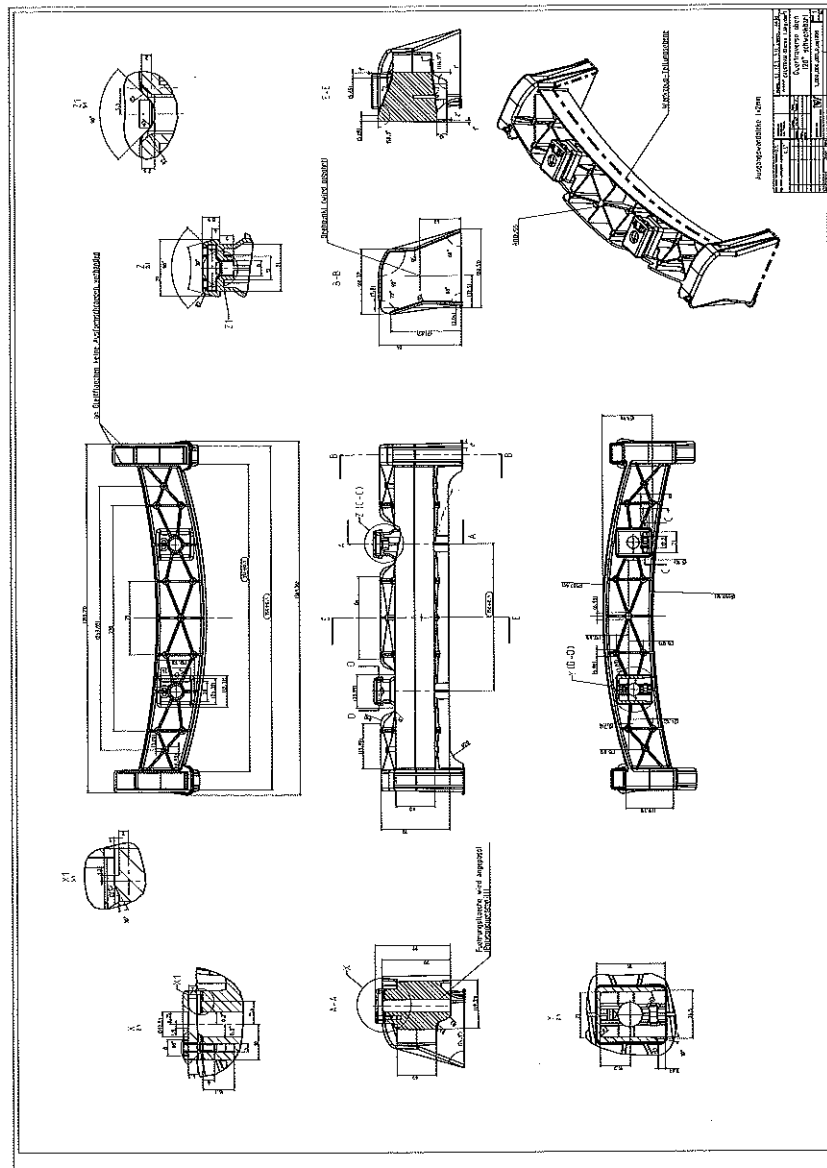


Bild A.1: Konstruktionszeichnung der oberen DFRP-Quertraverse in Spritzgießbauweise.

B Substitution metallischer Fahrwerk-Komponenten

B.1 Lastenheft für eine nicht angetriebene, längsorientierte Hinterachse in FKV-Bauweise

Bezugskordinatensystem und Winkeldefinitionen an der Fahrzeug-Hinterachse (HA)

Bild B.1 gibt die Definition des Fahrzeug-Bezugskordinatensystems wieder. Die x-Achse des kartesischen Koordinatensystems zeigt dabei entgegengesetzt zur Fahrtrichtung, die z-Achse steht hierzu senkrecht nach oben. Die y-Achse ist in Fahrzeugquerrichtung orientiert.

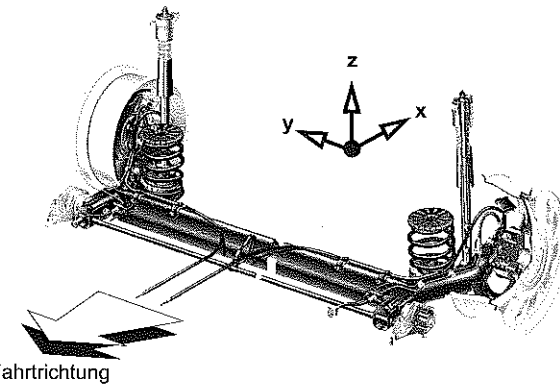


Bild B.1: Definition des Bezugskordinatensystems an der Fahrzeug-Hinterachse.

Konstruktionslage (KO-Lage)

Die Konstruktionslage der HA (KO-Lage) stellt sich im Ruhezustand bei einer Fahrzeug-Zuladung von drei Personen mit je 68 kg Körpergewicht und allen Betriebsflüssigkeiten inklusive Treibstoff ein.

Vorspur und Nachspur

Bild B.2 gibt die Definition des Spurwinkels δ in der Fahrzeug-Draufsicht wieder. Der Spurwinkel ist jeweils zur Fahrzeugmitte hin positiv definiert und heißt dann Vorspur ($+\delta$). Entsprechend wird eine Winkelorientierung nach außen als Nachspur ($-\delta$) bezeichnet.

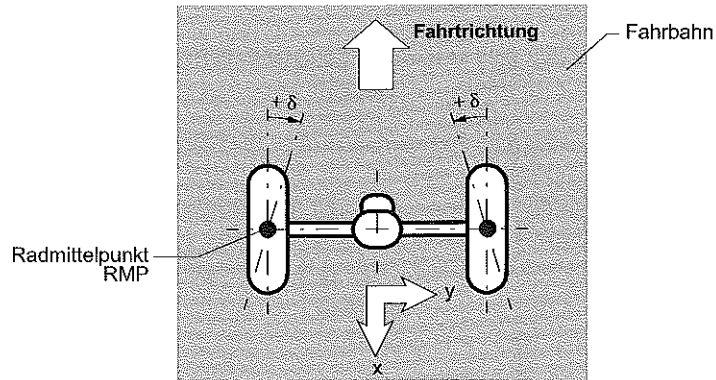


Bild B.2: Definition des Spurwinkels δ auf der linken und rechten Fahrzeugseite in der Fahrzeug-Draufsicht.

Sturzwinkel und Radaufstandspunkt

In Bild B.3 ist die Definition des Sturzwinkels γ in der Fahrzeug-Heckansicht dargestellt. Entgegengesetzt zur Definition des Spurwinkels δ ist der Sturzwinkel γ jeweils zur Fahrzeugmitte hin negativ definiert.

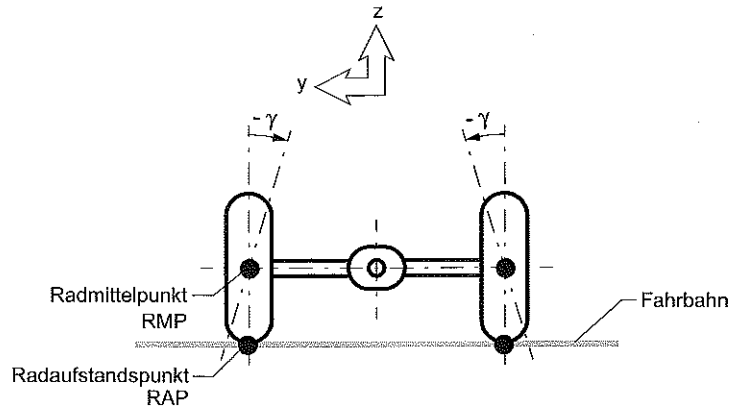


Bild B.3: Definition des Sturzwinkels γ auf der linken und rechten Fahrzeugseite in der Fahrzeug-Heckansicht mit Lage der Radaufstandspunkte RAP und des Radmittelpunktes RMP.

In der Regel weisen moderne Hinterachsen bereits in der KO-Lage einen negativen Sturz auf, d. h. der Radaufstandspunkt RAP ist in bezug zum Radmittelpunkt nach außen verschoben. Damit erhöht sich die vom Reifen noch in die Fahrbahn zu übertragende Radseitenkraft, ein wichtiger Beitrag zur Fahrsicherheit. Nebeneffekt eines negativen Sturzwinkels der Räder einer Achse in KO-Lage ist zudem eine effektive Zunahme der Spurweite. Für Kurvenfahrt ist eine moderne Einzelradaufhängung im allgemeinen so ausgelegt, daß der negative Sturz des kurvenäußeren, also einfedernden Rades noch weiter zunimmt und so zu einer zusätzlichen Stabilisierung des Fahrzeuges führt.

Schrägfederungswinkel

In Bild B.4 ist die Definition des Schrägfederungswinkels κ (Anfahrstützwinkel) in der Fahrzeug-Seitenansicht dargestellt.

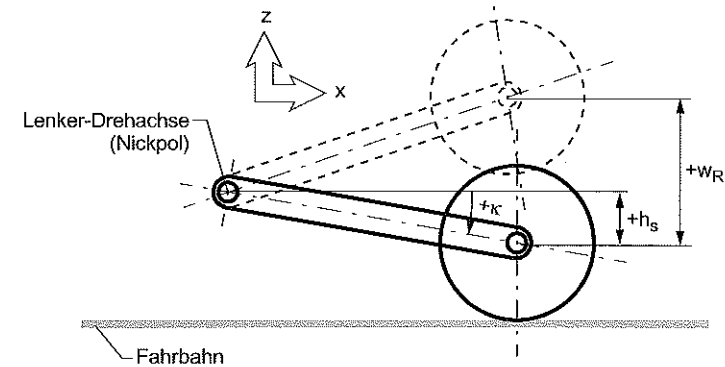


Bild B.4: Definition des Schrägfederungswinkels κ , der zugehörigen Schrägfederung h_s und des Federweges w in der Fahrzeug-Seitenansicht.

Der Schrägfederungswinkel ist dann positiv, wenn sich die Lenker-Drehachse, die gleichzeitig den Nickpol des Längslenkers darstellt, in KO-Lage oberhalb der Radachse befindet. Bei nicht angetriebenen Längslenkerachsen ist ein positiver Schrägfederungswinkel achskinematisch günstig, da dies beim Bremsen vorteilhaft zu einer das Heck absenkenden Vertikalkraft führt.

Statische Achslasten je Rad

- **Vertikallast in KO**

Die Radlast in KO beträgt $F_{z,KO} = F_{R,KO} = 2785 \text{ N}$.

- **Zu berücksichtigende maximale Vertikallast**

Die maximal zu berücksichtigende Radlast beträgt $F_{z,\max} = F_{R,\max} = 7456 \text{ N}$.

- **Seitenkraft**

Die maximal wirkende Seitenkraft stellt sich bei Kurvenfahrt am kurvenäußeren Rad und völliger Entlastung (Abheben) des kurveninneren Rades mit $F_{S,\max} = 7456 \text{ N}$ ein.

- **Bremskraft in RAP**

Die maximal wirkende Bremskraft im Radaufstandspunkt beträgt $F_{B,\max} = 1726 \text{ N}$.

- **Längskraft in RMP**

Die maximal wirkende Längskraft im Radmittelpunkt beträgt $F_{L,\max} = 2200 \text{ N}$.

Temperatur- und Medienbeständigkeit

Die im Bereich der Radlagerung auftretende Maximaltemperatur liegt bei $T_{\max} = 130 \text{ °C} - 150 \text{ °C}$. Die Hinterachskonstruktion soll resistent gegen Wasser, Motorenöl, Otto- und Dieselmotorenkraftstoff sowie Bremsflüssigkeit sein.

Basis-Geometrie und Kinematik in KO-Lage je Rad

- **Reifenhalbmesser**

Der statische Reifenhalbmesser beträgt $r_{\text{stat}} = 267 \text{ mm}$.

- **Spurwinkel**

Die HA soll in KO-Lage einen Vorspurwinkel von $\delta_{\text{KO}} = +0,175 \text{ °}$ aufweisen.

- **Sturzwinkel**

Die HA soll in KO-Lage einen negativen Sturzwinkel von $\gamma_{\text{KO}} = -2,0 \text{ °}$ aufweisen.

- **Schrägfederung**

Die HA soll in KO-Lage eine positive Schrägfederung ($+ \kappa$) von $h_{s,\text{KO}} = +24 \text{ mm}$ aufweisen.

- **Einfedern**

Der Federweg beim Einfedern aus KO-Lage heraus soll $w_{R,\max} = +105 \text{ mm}$ betragen.

- **Ausfedern**

Der Federweg beim Ausfedern aus KO heraus soll $w_{R,\min} = -100 \text{ mm}$ betragen.

Elastische Grundanforderungen je Rad

- **Seitenkraftsteifigkeit**

Die HA soll eine Seitenkraftsteifigkeit von $C_{SK,\max} = 1 \text{ °/kNm}$ (x-y-Ebene) aufweisen.

- **Sturzsteifigkeit**

Die HA soll eine Sturzsteifigkeit von $C_{ST,\max} = 0,5 \text{ °/kNm}$ (y-z-Ebene) aufweisen.

- **Längskraftsteifigkeit**

Die HA soll eine Längsnachgiebigkeit von mindestens $s_{L,\min} = 3 \text{ mm}$ bei der maximal zu berücksichtigen Längskraft von $F_{L,\max} = 2200 \text{ N}$ aufweisen (entsprechend $C_{LK,\max} = 733,3 \text{ N/mm}$).

- **Gleich- und wechselseitiges Federn**

° Bild B.5 zeigt die von der Hinterachse bei gleich- bzw. wechselseitigem Federn einzuhaltende Federkennlinie am Rad bezogen auf KO-Lage.

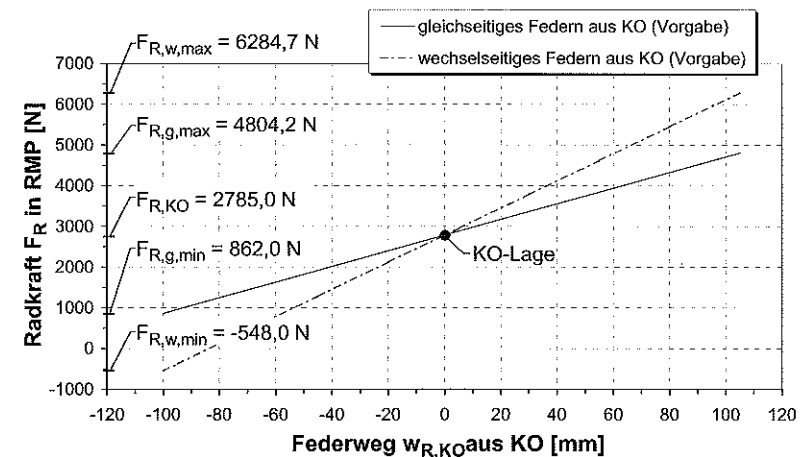


Bild B.5: Federkennlinien der Hinterachse für gleich- und wechselseitiges Ein-/Ausfedern aus KO.

Die Federrate am Rad bei gleichseitigem Federn soll $C_g = 19,2 \text{ N/mm}$ betragen. Die Federrate am Rad bei wechselseitigem Federn soll $C_w = 33,3 \text{ N/mm}$ betragen.

Elastokinematik je Rad

• Geforderte Spuränderung bei Krafteinwirkung

Tabelle B.1: Spuränderung bei Krafteinwirkung kurvenäußeres Rad.

Bezeichnung	Seitenkraft F_S	Bremskraft F_B	Längskraft F_L
Kraft [N]	7456	1726	2200
Wirkpunkt	RAP ^a	RAP ^a	RMP ^b
Spuränderung $\Delta\delta$ je Rad [°]	0 bis +60	0 bis +15	0 bis +5

a. RAP: Radaufstandspunkt

b. RMP: Radmittelpunkt

• Geforderte Spuränderung beim Ein- und Ausfedern

Tabelle B.2: Spuränderung über dem Federweg je Rad.

Federwegrichtung	Einfedern	Ausfedern
Federweg w [mm]	+105	-100
Spuränderung $\Delta\delta$ je Rad [°]	0 bis +15	0 bis -15

• Geforderte Sturzänderung beim Ein- und Ausfedern

Tabelle B.3: Sturzänderung über dem Federweg je Rad.

Federwegrichtung	Einfedern	Ausfedern
Federweg [mm]	+105	-100
Sturzänderung $\Delta\gamma$ je Rad [°]	-4	± 4

Gewicht

Das Achsgewicht der FKV-HA soll ohne Anbauteile $m_{HA} \leq 10$ kg betragen.

Fertigung

• Stückzahl

Es sollen zwischen 200000 bis 250000 Stck. FKV-HA pro Jahr gefertigt werden können.

• Montage

Die Achse soll fertig vormontiert und vorjustiert als komplettes Bauteil am Fahrzeug befestigt werden können.

Versagensverhalten bei Mißbrauch

Keine Achskomponente darf bei Mißbrauchslast total versagen, d. h. es darf kein Trennbruch auftreten (Strukturintegrität).

B.2 Einblattfeder-Hinterachse in FKV-Bauweise

Tabelle B.4: Lamineigenschaften des unidirektional E-glasfaserverstärkten Epoxidharzes (GFK) für den Einblatt-Federlenker und den Drehrohrfeder-Stabilisator.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
E-Modul in Faserrichtung	E_{11}	45000	[MPa]
E-Modul quer zur Faserrichtung	E_{22}	16000	[MPa]
Schubmodul in der Laminebene	G_{12}	6125	[MPa]
Querkontraktionszahl	$\nu_{12} = \nu_{13}$	0,26	[1]
Faser-Volumengehalt	$\varphi_{F,vol}$	60	[Vol.-%]
Dichte	$\rho_{GF/EP}$	2,3	[g/cm ³]
Festigkeit in Faserrichtung Zug/Druck	$\sigma_{Z,D}^B,_{11}$	1100	[MPa]
Dauerfestigkeit in Faserrichtung Zug/Druck	$\sigma_{Z,D}^B,_{11,dauer}$	600	[MPa]
Schubfestigkeit	$\tau_{12}^B = \tau_{13}^B$	78	[MPa]
Dauerschubfestigkeit	$\tau_{12,dauer}^B = \tau_{13,dauer}^B$	25	[MPa]
Bruchdehnung in Faserrichtung	ϵ_{11}^B	1,5	[%]

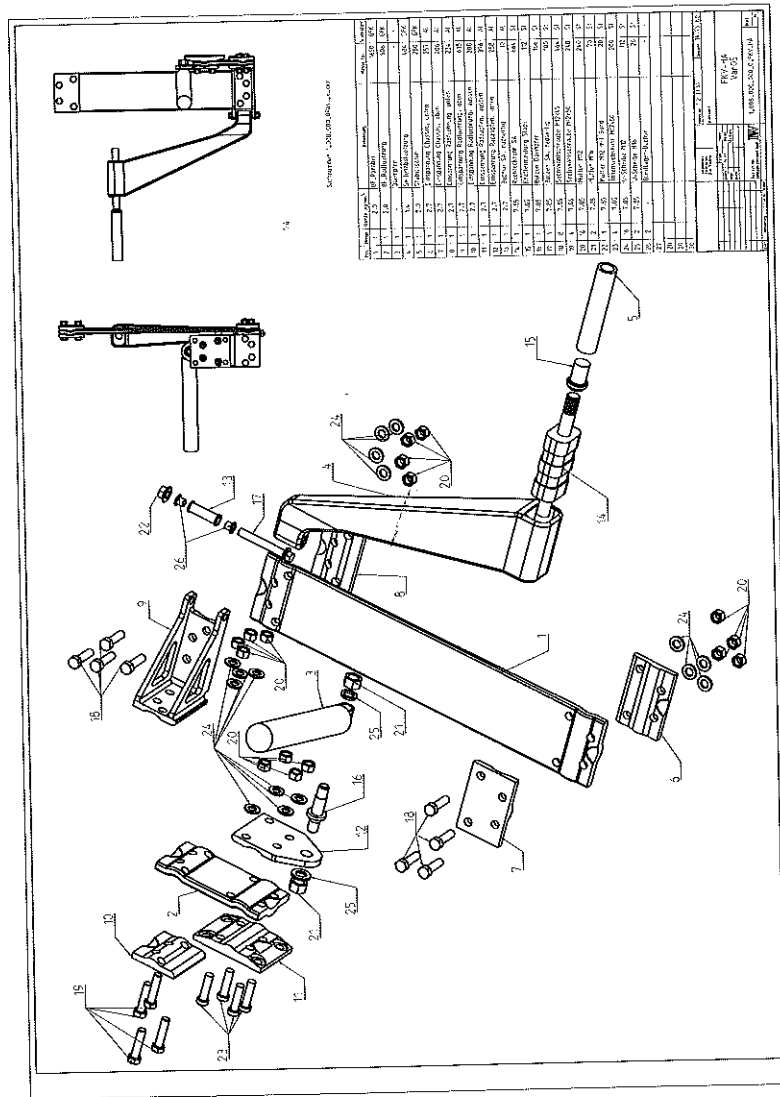


Bild B.6: Explosionsdarstellung, Seitenansicht und Draufsicht der gesamten Einblatfeder-Hinterachskonstruktion in KO-Lage mit Stückliste, Werkstoffspezifikation und Einzelgewichten.

B.3 Doppel-Federlenker-Hinterachse in FKV-Bauweise

Tabelle B.5: Lamineigenschaften des glas- und kohlenstoffaserverstärkten Epoxidharzes der Typen E-Glas/913 (GFK) bzw. T300/EP3631 (CFK) für die Drehrohrfedern [Han94].

	Bezeichnung	Formelzeichen	Kennwert	Einheit
GFK	Zug-E-Modul in Faserrichtung	E_{11}	45600	[MPa]
	Zug-E-Modul quer zur Faserrichtung	E_{22}	10730	[MPa]
	Schubmodul in der Laminebene	G_{12}	5140	[MPa]
	Querkontraktionszahl in der Laminebene	ν_{12}	0,27	[1]
	Faser-Volumengehalt	$\varphi_{F,vol}$	60	[Vol.-%]
	Dichte	ρ_{GFK}	2,3	[g/cm ³]
	Zugfestigkeit in Faserrichtung	$\sigma_Z^B_{,11}$	1000	[MPa]
	Druckfestigkeit in Faserrichtung	$\sigma_D^B_{,11}$	-1450	[MPa]
	Zugfestigkeit quer zur Faserrichtung	$\sigma_Z^B_{,22}$	90	[MPa]
	Druckfestigkeit quer zur Faserrichtung	$\sigma_D^B_{,22}$	-270	[MPa]
Schubfestigkeit in der Laminebene	τ^B_{12}	80	[MPa]	
CFK	Zug-E-Modul in Faserrichtung	E_{11}	125000	[MPa]
	Zug-E-Modul quer zur Faserrichtung	E_{22}	7800	[MPa]
	Schubmodul in der Laminebene	G_{12}	4400	[MPa]
	Querkontraktionszahl in der Laminebene	ν_{12}	0,34	[1]
	Faser-Volumengehalt	$\varphi_{F,vol}$	60	[Vol.-%]
	Dichte	ρ_{CFK}	1,54	[g/cm ³]
	Zugfestigkeit in Faserrichtung	$\sigma_Z^B_{,11}$	1760	[MPa]
	Druckfestigkeit in Faserrichtung	$\sigma_D^B_{,11}$	-1570	[MPa]
	Zugfestigkeit quer zur Faserrichtung	$\sigma_Z^B_{,22}$	80	[MPa]
	Druckfestigkeit quer zur Faserrichtung	$\sigma_D^B_{,22}$	-200	[MPa]
Schubfestigkeit in der Laminebene	τ^B_{12}	98	[MPa]	

Tabelle B.6: Ingenieurkonstanten des Drehrohrfeder-Laminates für einen ausgeglichenen $\pm 45^\circ$ -Verbund aus glasfaser- und kohlenstoffaserverstärkten Epoxidharz der Typen E-Glas/913 (GFK) bzw. T300/EP3631 (CFK).

	Bezeichnung	Formelzeichen	Kennwert	Einheit
GFK	Zug-E-Modul in 0° - bzw. 90° -Richtung	$E_x = E_y$	15521	[MPa]
	Schubmodul in der Laminatenebene	G_{xy}	12839	[MPa]
	Querkontraktionszahl in der Laminatenebene	$\nu_{xy} = \nu_{yx}$	0,51	[1]
CFK	Zug-E-Modul in 0° - bzw. 90° -Richtung	$E_x = E_y$	15623	[MPa]
	Schubmodul in der Laminatenebene	G_{xy}	32106	[MPa]
	Querkontraktionszahl in der Laminatenebene	$\nu_{xy} = \nu_{yx}$	0,78	[1]

Tabelle B.7: Laminateneigenschaften des kohlenstoffaserverstärkten Epoxidharz-Prepregs vom Typ T700/EPI für den Doppel-Federlenker.

Bezeichnung	Formelzeichen	Kennwert	Einheit
Zug-E-Modul in Faserrichtung	E_{11}	125000	[MPa]
Zug-E-Modul quer zur Faserrichtung	$E_{22} = E_{33}$	7800	[MPa]
Schubmodul in/quer zur Laminatenebene	$G_{12} = G_{13}$	4400	[MPa]
Querkontraktionszahl in/quer zur Laminatenebene	$\nu_{12} = \nu_{13}$	0,34	[1]
Faser-Volumengehalt	$\varphi_{F,vol}$	58	[Vol.-%]
Dichte	ρ_{CFK}	1,54	[g/cm ³]
Zugfestigkeit in Faserrichtung	$\sigma_Z^B, 11$	2400	[MPa]
Dauerzugfestigkeit in Faserrichtung	$\sigma_Z^B, 11, dauer$	1600	[MPa]
Druckfestigkeit in Faserrichtung	$\sigma_D^B, 11$	-2000	[MPa]
Dauerdruckfestigkeit in Faserrichtung	$\sigma_D^B, 11, dauer$	-1400	[MPa]
Zugfestigkeit quer zur Faserrichtung	$\sigma_Z^B, 22 = \sigma_Z^B, 33$	80	[MPa]
Dauerzugfestigkeit quer zur Faserrichtung	$\sigma_Z^B, 22, dauer = \sigma_Z^B, 33, dauer$	55	[MPa]
Druckfestigkeit quer zur Faserrichtung	$\sigma_D^B, 22 = \sigma_D^B, 33$	-240	[MPa]
Dauerdruckfestigkeit quer zur Faserrichtung	$\sigma_D^B, 22, dauer = \sigma_D^B, 33, dauer$	-160	[MPa]
Schubfestigkeit in/quer zur Laminatenebene	$\tau^B, 12 = \tau^B, 13$	79	[MPa]
Dauerschubfestigkeit in/quer zur Laminatenebene	$\tau^B, 12, dauer = \tau^B, 13, dauer$	30	[MPa]
Bruchdehnung in Faserrichtung	$\epsilon^B, 11$	2,1	[%]

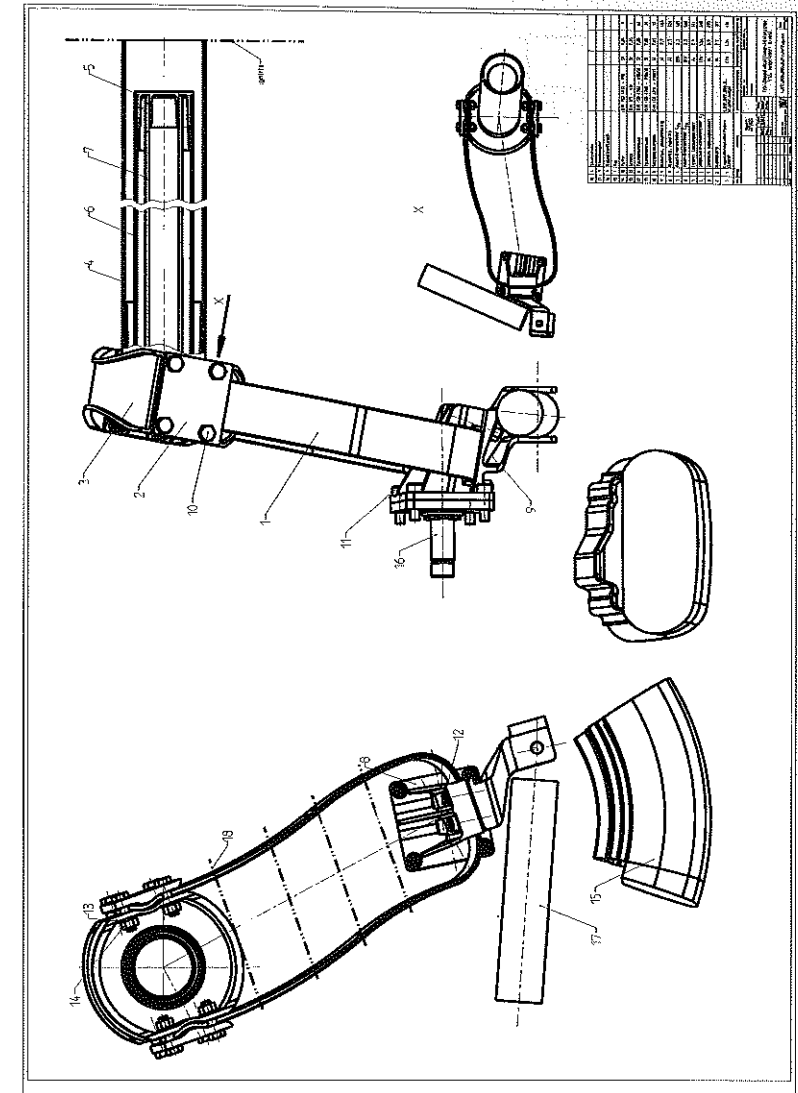


Bild B.7: Konstruktionszeichnung der Gesamtanordnung der neu konzipierten FKV-Doppel-Federlenker-Hinterachse im völlig lastfreien Zustand.

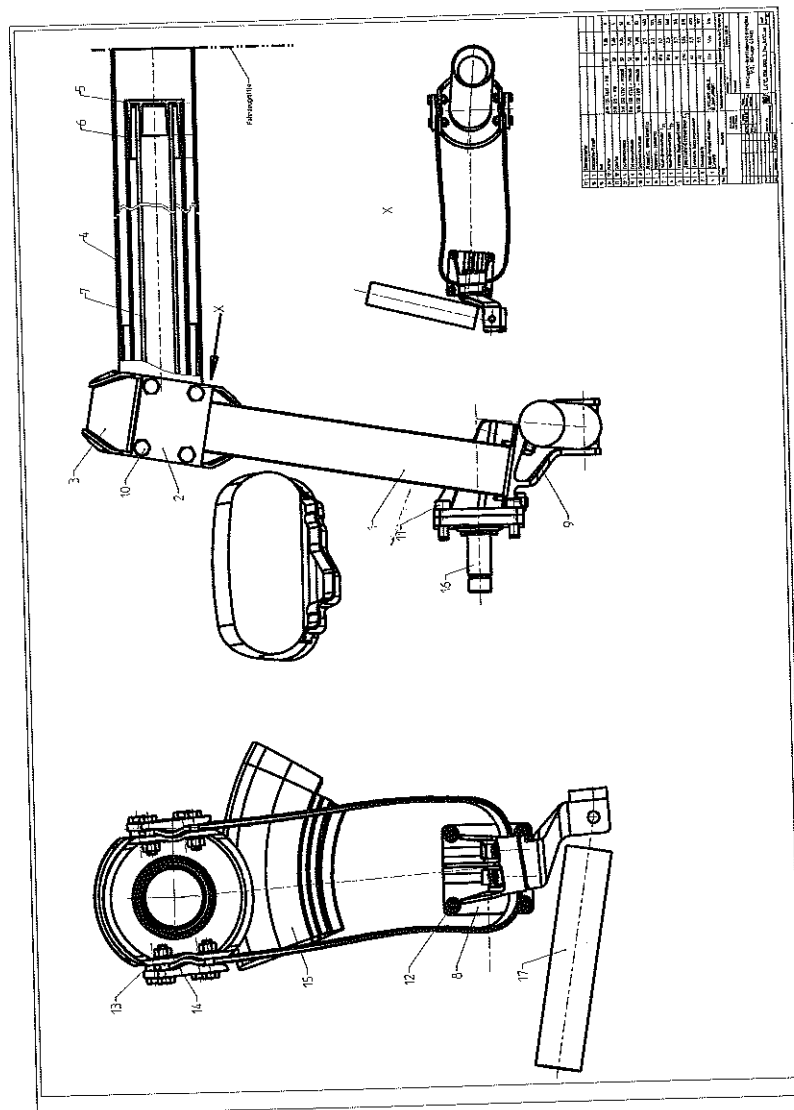


Bild B.8: Konstruktionszeichnung der Gesamtanordnung der neu konzipierten FKV-Doppel-Federlenker-Hinterachse in KO-Lage.

Literaturverzeichnis

(Studien- und Diplomarbeiten siehe Seite 230)

- [Ada95] Adam, H.: Leichtbau im Karosseriebau: Werkstoffe und Bauweisen. Proceedings „5. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik '95“, Aachen (1995), S. 639-663.
- [Beh87] Behrenbeck, U.-P.: Fertigungs- und werkstoffgerechte Konstruktion von Faserverbundbauteilen. RWTH Aachen (1987).
- [Ber96] Berkefeld, V., Görich, H.-J., Söffge, F.: Analyse der Achskonzepte für kompakte und leichte Fahrzeuge. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 98 (1996) 7/3, S. 414-425.
- [Blö86] Blödorn, J.: Bauweisen und Werkstoffe im Automobilbau - unter besonderer Berücksichtigung der Anforderungen an Sicherheit, Ökonomie und Umweltbelastung. Berlin, Hamburg: Verlag Dr. Rüdiger Martiens 1986.
- [Bre93] Breuer, B.: Kraftfahrzeuge II. Vorlesungsskriptum. Darmstadt: Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt 1993.
- [Bre94] Breuer, B.: Kraftfahrzeuge I. Vorlesungsskriptum. Darmstadt: Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt 1994.
- [Bri96] Brieter, K.: Seitenstechen. ADAC Motorwelt 12 (1996), S. 26-28.
- [Bri98] Brieter, K.: Alpträum Schleudertrauma. ADAC Motorwelt 9 (1998), S. 30-32.
- [Brü97] Brüdgam, S., Henkelmann, H.: Anforderungen an Faser-Kunststoff-Verbund-Halbzeuge für Kfz-Leichtbaukomponenten. VDI-K Jahrbuch 1997, Düsseldorf: VDI-Verlag 1997, S. 147-170.
- [Brü98] Brüssel, R.: Ein Jahr Serienproduktion von Menzolit-Fibron langfaserverstärktem Thermoplast (LFT) mit dem Direktverfahren. Proceedings „IVW-Kolloquium '98“, Institut für Verbundwerkstoffe GmbH, Kaiserslautern (1998), S. 89-107.
- [Dan97] Dankwort, C.W.: Process Chain in Automotive Industry - Present Day Demands versus Long Term Open CAD/CAM Strategies. Proceedings „La CAO et maquette numérique en développement automobile et aeronautique“, Congrès SIA, Paris, France (1997), S. 1-10.
- [Dim90] Dimmock, J.: Composites in Automotive Suspensions. Proceedings „British Plastics Federation Composites Conference“, Manchester, U.K. (1990), S. 103-111.
- [DIN96] DIN 75 410: Ladungssicherung auf Straßenfahrzeugen - Teil 2: Ladungssicherung in Pkw, Pkw-Kombi und Mehrzweck-Pkw. Berlin: Beuth Verlag 1996.
- [DPA85] Krehan, P., Oppelt, W.: Radaufhängung für Fahrzeuge. Deutsche Patentschrift DE 35 30 353 C2. München: Deutsches Patentamt 1985.

- [DPA95] Armbrust, K.-P. et al: Pkw-Sitz. Deutsche Patentschrift DE 195 32 259 C 2. München: Deutsches Patent- und Markenamt 1995.
- [DPA98a] Gruber, M., Niklas, J.: Hinterradaufhängung. Offenlegungsschrift DE 196 25 018 A1. München: Deutsches Patentamt 1998.
- [DPA99a] Hack, R. et al: Führung für ein Kraftfahrzeug. Offenlegungsschrift DE 197 50 225 A 1. München: Deutsches Patent- und Markenamt 1999.
- [DPA99b] Steffens, M. et al: Radaufhängung bei einem Kraftfahrzeug. Offenlegungsschrift DE 199 33 432 A1. München: Deutsches Patent- und Markenamt 1999.
- [Dud96] Dudenhausen, W., Reifegerste, K., et al: Computergestützte Compositeverarbeitung. DLR-Nachrichten, Heft 84 (1996), S. 13-17.
- [Dyc98] Dyckhoff, J., Haldenwanger, H.-G., Reim, H.: Lenker aus Faserverbundwerkstoff mit Thermoplastmatrix. Sonderausgabe von ATZ und MTZ „Werkstoffe im Automobilbau 98/99“ (1998), S. 34-40.
- [Dyc99] Dyckhoff, J., Haldenwanger, H.-G.: Entwicklung eines crashkompatiblen Faserverbundkunststoff-Trägers. Proceedings „VDI-Tagung Kunststoffe im Automobilbau“, Düsseldorf: VDI-Verlag (1999), S. 257-275.
- [EPA79] Bennet, C.C., Balley, J. et al: Spring manufacture. Europäische Patentanmeldung EP 0 005 916 A1. München: Europäisches Patentamt 1979.
- [EPA87] Westerlund, N.G.: Vehicle suspension system. Europäische Patentanmeldung EP 0 243 191 B1. München: Europäisches Patentamt 1987.
- [EPA90] Scowen, G., Crouch, J.: Spring assemblies. Europäisches Patent WO 87/ 00252. München: Europäisches Patentamt 1990.
- [EPA91a] Friedemann, S., Freund, W., Knauer, B.: GFK-Blattfeder. München: Europäisches Patentamt 1991.
- [EPA91b] Leonhard, Ch., Jakobi, R., Paulus, W.R.: Blattfeder aus Faserverbundwerkstoff. Europäische Patentanmeldung EP 0 489 304 A2. München: Europäisches Patentamt 1991.
- [EPA92] Friedemann, S. et al.: GFK-Blattfeder. Europäische Patentanmeldung EP 0 474 322 A2. München: Europäisches Patentamt 1992.
- [EPA93] Freeman, R.B.: Composite chassis structure and method of manufacture. Europäische Patentanmeldung EP 0 594 131 A1. München: Europäisches Patentamt 1993.
- [EPA94a] Miura, M., Oota, T.: Suspension arm made of fiber reinforced plastic and manufacturing method thereof. Europäische Patentanmeldung EP 0 637 520 A2. München: Europäisches Patentamt 1994.
- [EPA94b] Sardou, M.: Suspension élastique. Europäische Patentanmeldung EP 0 639 725 A1. München: Europäisches Patentamt 1994.

- [EPA96] Jaggi, D.: Radaufhängung mit Querblattfederung. Europäische Patentanmeldung WO 96/27507. München: Europäisches Patentamt 1996.
- [EPA00] Steffens, M. et al: Radaufhängung bei einem Kraftfahrzeug. Europäische Patentanmeldung EP 1 068 965 A2. München: Europäisches Patentamt 2000.
- [ERL99a] ECE-Regelung Nr. 17: Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Kraftfahrzeuge hinsichtlich der Sitze, ihrer Verankerungen und Kopfstützen. Deutsche Übersetzung, Revision 3, FEE Fahrzeugtechnik EWG/ECE, Bonn: Kirschbaum Verlag 1999.
- [ERL99b] ECE-Regelung Nr. 25: Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung von in Fahrzeugsitze einbezogenen und von nicht einbezogenen Kopfstützen. Deutsche Übersetzung, Revision 1, FEE Fahrzeugtechnik EWG/ECE, Bonn: Kirschbaum Verlag 1999.
- [Eye96] Eyerer, P. et al: Life cycle engineering als Basis für Produktentscheidungen. VDI-Berichte Nr. 1307, VDI-Verlag, Düsseldorf (1996) S. 349-372.
- [Fec97] Fecht, N.: Komponenten für Fahrwerk und Lenkung - vom Einzelteil zum System. Die Bibliothek der Technik, Band 152, Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie 1997.
- [Fec97] Fecht, N.: Komponenten für Fahrwerk und Lenkung - Vom Einzelteil zum System. Die Bibliothek der Technik, Bd. 152. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie 1997.
- [Fle93] Flemming, M.: Die Bedeutung anisotroper Konstruktionen. Konstruktion 45 (1993), S. 131-137.
- [Fle98] Flegel, H.: Multi-Material-Design. Beilage Proceedings „IVW-Kolloquium '98“, Institut für Verbundwerkstoffe GmbH, Kaiserslautern (1998).
- [FPA83] Trintignac, Ch.: Train arrière de suspension pour véhicule automobile. Französische Patentanmeldung FR 2 543 073 - A1. Paris, Frankreich: Institut national de la propriété industrielle 1983.
- [Fri98] Friedrich, K.: Verbundwerkstoffe (Composites). Vorlesungsskriptum. Kaiserslautern: Institut für Verbundwerkstoffe GmbH, Universität Kaiserslautern 1998.
- [Fro84] Frommann, H., Kirkham, B.: Entwicklung und Serieneinsatz einer Kunststoff-Blattfeder am Beispiel der Corvette. Proceedings „VDI-Tagung Kunststoffe im Automobilbau“, Düsseldorf: VDI-Verlag (1984), S. 151-166.
- [Fun96] Funck, R.: Entwicklung innovativer Fertigungstechniken zur Verarbeitung kontinuierlich faserverstärkter Thermoplaste im Wickelverfahren. Fortschritt-Berichte VDI 2-393, Düsseldorf: VDI-Verlag 1996.
- [Gar93] Garbe, J., Puck, A.: Erfahrungen mit Bruchkriterien an schwellend belasteten GFK-Drehfedern. Kunststoffe 83 (1993), S. 406-411.

- [Gen97] Gentry, J.R., Graham, B.P.: Litecast: A novel solution for attachment problems with structural composites. Produktinformation der Fa. Delco Chassis automotive components group, Dayton, Ohio, U.S.A. 1997.
- [Gol96] Goldbach, H., Mühlen, W.: Metallstrukturen werden durch Kunststoff stärker, leichter und wirtschaftlicher. Produktinformation KU 40 261/1721992, Fa. BAYER AG, Leverkusen (1996).
- [Gol97] Goldbach, H., Hoffner, J.: Hybridbauteil in der Serienfertigung - Designbeispiel Frontend. Kunststoffe 87 (1997), Nr. 9, S. 1133-1138.
- [Göt89] Götte, T.: Zur Gestaltung und Dimensionierung von Lkw-Blattfedern aus Glasfaser-Kunststoff. Fortschritt-Berichte VDI 1-174, Düsseldorf: VDI Verlag 1989.
- [Göt91] Götte, T.: Kraftschlüssige Verbindungen am Beispiel von Antriebswellen und Federelementen aus GFK. VDI-Berichte Nr. 852, Düsseldorf, VDI-Verlag (1991), S. 511-526.
- [Gro96] Groche, P.: Leichtbausitz. Proceedings „Tagung Fahrzeugsitze“, Haus der Technik e.V., Essen (1996), S. 1-17.
- [Haa85] Haack, W., Schmitz, J.: Rechnergestütztes Konstruieren von Spritzgießformteilen. Vogel-Fachbuch Technik: Kunststoffverarbeitung. 1. Auflage. Würzburg: Vogel-Verlag 1985.
- [Hac97] Hackenberg, U., Paefgen, F.J.: Gesamtfahrzeug - Der neue Audi A6. Sonderausgabe ATZ 3/97 und MTZ 3/97 „Der neue Audi A6“ (1997), S. 6-20.
- [Hac98] Hack, G.: Jenseits von Schweden. Auto, Motor und Sport 5 (1998), S. 40-47.
- [Hai97] Hain, K., Jäger, J., Wöhler, H.-J.: Leichtbau - Leichtbau am neuen 911 Carrera. Sonderausgabe ATZ 12/97 und MTZ 12/97 „Der neue Porsche 911 Carrera“ (1997), S. 52-59.
- [Hal88] Haldenwanger, H.-G., Schneeweiß, M., Maier, M.: Entwicklung und Erprobung einer Pkw-Querlenkerhinterachse mit Faserverbundwerkstoffen. VDI-K-Jahrestagung '88, 23.-24. März 1988, Mannheim.
- [Hal93] Haldenwanger, H.-G.: Hochleistungs-Faserverbundwerkstoffe im Automobilbau - Entwicklung, Berechnung, Prüfung, Einsatz von Bauteilen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1993.
- [Hal96] Haland, Y. et al.: The influence of the car body and the seat on the loading of the front seat occupant's neck in low speed rear impacts. Proceedings „ISATA '96 - 29th Symposium on Automotive Technology & Automation, Florence, Italy“ (1996), S. 21-30.
- [Han94] Hancox, N.L.; Mayer, R.M.: Design data for reinforced plastics - A guide for engineers and designers; first edition, Chapman & Hall, London, Glasgow, New York, Tokyo, Melbourne, Madras, 1994

- [Har96] Harmia, T.: Aufbau, mechanische Eigenschaften und Bruchverhalten von unverstärkten, kurzfaserver- und diskontinuierlich langfaserverstärkten Polymeren und Blends. Fortschritt-Berichte VDI 5-444, Düsseldorf: VDI-Verlag 1996.
- [Hei88] Heidinger, F., Kurz, B., Diebschlag, W.: Der Autositz aus physiologischer und biomechanischer Sicht. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 90 (1988), Nr. 10, S. 545-548.
- [Hei97] HeiBing, B., Müller, A.: Fahrwerk - Das Fahrwerk des neuen Audi A6. Sonderausgabe ATZ 3/97 und MTZ 3/97 „Der neue Audi A6“ (1997), S. 22-37.
- [Her80] Hertel, H.: Leichtbau - Bauelemente, Bemessungen und Konstruktionen von Flugzeugen und anderen Leichtbauwerken. Berlin, Heidelberg, New-York: Springer-Verlag 1980.
- [Hex97] N.N.: Prepregtechnologie. Publikation Nr. FGU 017, Hexcel Composites, Duxford (1997).
- [Hof89] Hoffmann, W.: Faserverbundwerkstoffe im Antriebsstrang. Automobiltechnische Zeitschrift 91 (1989), S. 149-152.
- [Hof94] Hoffmann, W., Schafferus, T., Rouillot, M.: Die zweite Generation von Faserverbund-Kardanwellen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 96 (1994) 10, S. 612-617.
- [Hut98] Hutmann, P., Kalke, S.: Der Wettbewerb der Werkstoffe im Automobilbau. Sonderausgabe von ATZ und MTZ „Werkstoffe im Automobilbau 98/99“ (1998), S. 6-11.
- [IPA87] Scowen, G. et al: Spring assemblies. Internationale Patentanmeldung PCT WO 87/00252. München: Europäisches Patentamt 1987.
- [Jac91] Jacob, F., Hochmuth, K.-H.: Das BMW-Sitzkonzept mit sitzintegriertem SGS für den BMW 850i. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 93 (1991), Nr. 3, S. 162 - 169.
- [Jon75] Jones, R.M.: Mechanics of composite materials. New York, Washington, Philadelphia, London: Hemisphere Publishing Cooperation 1975.
- [Kaj92] Kajiwara, H., Ogura, M., Sano, S.: The GFRP pneumatic suspension for light-weight vehicles. Proceedings „XXIV FISITA Congress - Total vehicle dynamics, Part 2“, London, Institution of Mechanical Engineers, London, GB (1992), S. 121-127.
- [Kle96] Klein, B., Tondera, K.-L.: Entwicklung einer Sitzschale in CFK-Bauweise für den Motorsport. Sonderausgabe von ATZ und MTZ „Werkstoffe im Automobilbau 95/96“ (1996), S. 62-66.
- [Kna89] Knaust, U.: Zur Analyse und Optimierung von Faserverbund-Leichtbauteilen. Fortschritt-Berichte VDI 20-11, Düsseldorf: VDI-Verlag 1989.

- [Kob94] Kobe, G.: Chassis and suspension - lightweight chassis and suspension components offer an easy but expensive way to reduce mass in a vehicle. *Automotive Industries* (1994), S. 38.
- [Kol79] Koller, R.: Methodisches Konstruieren im Maschinen-, Geräte- und Apparatebau. Berichtigter Nachdruck der 1. Auflage. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag 1979.
- [Kra97] Kraemer, B.: Festigkeit von Rücksitzlehnen bei Beladung des Gepäckraumes - Änderungen der Regelung ECE-R 17. *Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik* 35 (1997), Nr. 2, S. 55-59.
- [Kra98] Kramer, F.: Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen - Grundlagen, Komponenten, Systeme. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg-Verlag 1998.
- [Kre89] Kretschmer, J.: Hochbelastbare Faserverbundkunststoffbauteile im Automobilbau - Standortbestimmung und Ausblick. *Proceedings „VDI-Tagung Kunststoffe im Automobilbau“*, Düsseldorf: VDI-Verlag (1989), S. 177-200.
- [Kro99] Kroher, Th.: Abspecken für die Serie - das Brennstoffzellenauto Necar 4 auf Basis der A-Klasse. *ADAC Motorwelt* 7 (1999), S. 30.
- [Kru96] Krusche, Th., Michaeli, W.: Belastungsüberwachung von Faserverbundbauteilen mittels bauteilintegrierter Kohlenstofffaser-Sensoren. *Proceedings „27. AVK-Tagung Baden-Baden“*, Arbeitsgemeinschaft verstärkte Kunststoffe e.V., Berlin (1996), S. B7-1 - B7-7.
- [Kuh98] Kuhn, M., Himmel, N.: Auslegung von zylindrischen Vollkunststoff-Druckbehältern. *Proceedings „2. Workshop Konstruktionstechnik: Innovation-Konstruktion-Berechnung“*, Kühlungsborn 1998, Seite 427-438.
- [Kus97] Kußmann, L.W., Mäder, F.-H., Wilking, H.: Sitze - Die Sitze des neuen 911 Carrera. Sonderausgabe *ATZ* 12/97 und *MTZ* 12/97 „Der neue Porsche 911 Carrera“ (1997), S. 82-86.
- [Lei97] Leiseder, L.M.: Federelemente aus Stahl für die Automobilindustrie - Grundlagen und Federarten. *Die Bibliothek der Technik*, Band 140, Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie 1997.
- [Lic86] Lichius, U., Schmidt, L.: Rechnergestütztes Konstruieren von Spritzgießwerkzeugen. *Vogel-Fachbuch Technik: Kunststoffverarbeitung*. 1. Auflage. Würzburg: Vogel-Verlag 1986.
- [Lie97] Liebetrau, A.: Beitrag zur Wirtschaftlichkeitsanalyse von schnell rotierenden Bauteilen aus Faser-Kunststoff-Verbunden. *Fortschritt-Berichte VDI* 16-96, Düsseldorf: VDI-Verlag 1997.
- [Lüc97] Lücke, A.: Thermoplaste mit Rückgrat - Langfaserverstärktes PP und PA - Konstruktionswerkstoffe für die Kfz-Industrie. *Kunststoffe* 3 (1997), S. 279-283.

- [Lüd96] Lüdke, B.: Funktionaler Rohkarosserie-Leichtbau in Stahl am Beispiel der neuen BMW 5er-Serie. Manuskript zum Vortrag an der Universität Kaiserslautern, 1996.
- [Lut98] Lutz, A.: Das Imprägnierverfahren: Eine neue Technologie zur Imprägnierung von Endlosfaserbündeln mit Thermoplastschmelze. *Proceedings „IVW-Kolloquium '98“*, Institut für Verbundwerkstoffe GmbH, Kaiserslautern (1998), S. 43-52.
- [Mai90] Maier, M.: Experimentelle Untersuchung und numerische Simulation des Crashverhaltens von Faserverbundwerkstoffen. *Dissertation Universität Kaiserslautern* (1990).
- [Mai98] Maier, M.: Berechnung und Konstruktion von Verbundwerkstoffen. *Vorlesungsskriptum Teil 1-3*. Kaiserslautern: Institut für Verbundwerkstoffe GmbH, Universität Kaiserslautern 1998.
- [Mat88] Matthes, D.: Einheitliche europäische Vorschriften für die Fahrzeugtechnik - Internationale Regelungen über Sicherheitstechnik für Kraftwagen, Anhänger und Fahrzeugteile. *Zeitschrift für Verkehrssicherheit* 34 (1988) Nr. 1, S. 26-33.
- [Mat98] Mattus, V. et al.: Verwertung von GMT. *Kunststoffe* 88 (1998), Nr. 1, S. 71-75.
- [Meh95] Mehn, R. et al.: Innovative concepts for lightweight and manufacturing friendly vehicle components based on glassfiber fabric reinforced thermoplastics. *VDI-Berichte* Nr. 1235, VDI-Verlag, Düsseldorf (1995) S. 143-158.
- [Mic93] Michaeli, W. et al.: *Technologie des Spritzgießens*. München, Wien: Hanser-Verlag 1993.
- [Mic99] Michaeli, W.: *Innovationspotential Kunststoff im Automobilbau*. VDI-K Jahrbuch 1999, Düsseldorf: VDI-Verlag 1999, S. 99-135.
- [Moh95] Mohiuddin, G., Matsco, M. M., Desai, R. I.: Plastic/metal hybrid technology in instrument panel support beam design. *Proceedings „International Body Engineering Conference & Exposition IBEC '95“*, Pittsburgh, U.S.A. (1995).
- [Mor86] Morris, C.J.: Composite integrated rear suspension. *Composite Structures* 5 (1986), S. 233-242.
- [Mül91] Müller, W.: *Krafteinleitung in Faserverbundwerkstoffe - Hinweise zur werkstoff- und fertigungsgerechten Gestaltung*. *Dissertation RWTH Aachen* (1991).
- [Mun95] Muntzinger, W., Groche, P., Raab, J.: Pkw-Sitze in Leichtbauweise. *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 97 (1995), 11, S. 732-735.
- [Nei97] Neitzel, M., Breuer, U.: *Die Verarbeitungstechnik der Faser-Kunststoff-Verbunde*. München, Wien: Hanser-Verlag 1997.
- [Nie90] Niederstadt, G., Hufenbach, W., Hanselka, H.: Viskoelastizität und Dämpfung von CFK-Prepreg-Verbunden. *Kunststoffe* 80 (1990), 1, S. 65-69.

- [NN63] N.N.: Aluminium-Taschenbuch. Aluminium-Zentrale e.V. Düsseldorf (Hrsg.). 12. neubearbeitete und wesentlich erweiterte Auflage. Düsseldorf: Aluminium-Verlag 1963.
- [NN87] N.N.: Kunststoff-Federn. Produktinformation IX/87 3000 d, Fa. Krupp Brüninghaus GmbH, Werdohl (1987).
- [NN92a] N.N.: Kraftstoffeinsparung durch Fahrzeugtechnik. Produktinformation 375.802.185, Volkswagen AG, Wolfsburg (1992).
- [NN92b] N.N.: Thermoplaste Fahrzeugbau. Produktinformation B 569 d, Fa. BASF AG, Ludwigshafen (1992).
- [NN94a] N.N.: Betriebsanleitung zum Spritzgießautomaten ARBURG ALLROUNDER 470 C2000-675. Produktinformation Fa. ARBURG GMBH (1994).
- [NN94b] N.N.: Ausgezeichnet: Pendelstütze aus POM. Plastverarbeiter 45 (1994); Nr. 6, S. 20-22.
- [NN94c] N.N.: Sitzschalen aus Glasmatten-Thermoplasten. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 96 (1994), 10, S. 599.
- [NN95] N.N.: Ultramid - Polyamide (PA). Produktinformation B 568 d, Fa. BASF AG, Ludwigshafen (1995).
- [NN95b] N.N.: Dokumentation Elektrifizierter Leichtbausitz. Produktinformation der Fa. KEIPER RECARO GMBH, Kaiserslautern 1995.
- [NN97a] N.N. The effect of car seats on neck injuries in low-speed rear impacts. ISATA magazine (1997), S. 14-16.
- [NN97b] N.N.: Aluminum composite links. Advanced Composite Materials & Processes 5 (1997), S. 8.
- [NN99] N.N.: Sitzschale aus Polyamid. K-Zeitung 5 (1999), S. 10.
- [Noh92] Nohr, M.: Untersuchungen an faserverstärkten Hohlwellen unter Berücksichtigung der Kraffeinleitungsproblematik; Dissertation an der Fakultät Luft- und Raumfahrttechnik der Universität Stuttgart, 1992.
- [Nor81] Norwood, C.J., Brown, K.C.: Tubular joint design in carbon fiber reinforced plastic. Journal of Composite Materials 15 (1981).
- [Pah86] Pahl, G., Beitz, W.: Konstruktionslehre - Handbuch für Studium und Praxis. 2., neubearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin, Heidelberg, New-York, London, Paris, Tokyo: Springer-Verlag 1986.
- [Pfe95] Pfeifer, T., Rümenapp, S.: Integrierte Sensoren in Faserverbundwerkstoffen. Materialprüfung 37 (1995), Nr. 7-8, S. 281-284.
- [Puc89] Puck, A.: Neue Hochleistungs-GFK-Bauteile - Drehstabfedern, Stabilisatoren und drehelastische Wellen. Proceedings „22. AVK-Tagung 1989 Mainz“, Arbeitsgemeinschaft verstärkte Kunststoffe e.V., Berlin (1989), S. 5-1 - 5-10.

- [Puc90] Puck, A.: GFK-Drehrohrfedern sollen höchstbeanspruchte Stahlfedern substituieren; Kunststoffe 80 (1990) 12, Carl Hanser Verlag, München (1990), S. 1380-1383.
- [Rau88] Rau, Th.: Zur Entwicklung von Drehstabfedern aus Faser-Kunststoff-Verbunden. Dissertation Universität Gesamthochschule Kassel (1988).
- [Rei88a] Reimpell, J.: Fahrwerktechnik - Grundlagen. Vogel-Fachbuch Technik: Kraftfahrzeugwesen. 2. überarbeitete Auflage. Würzburg: Vogel-Verlag 1988.
- [Rei88b] Reimpell, J.: Fahrwerktechnik - Radaufhängungen. Vogel-Fachbuch Technik: Kraftfahrzeugwesen. 2. überarbeitete und erweiterte Auflage. Würzburg: Vogel-Verlag 1988.
- [Rin89] Rink, M., Breitenbach, J.: Thermoplastische Kunststoffe für tragende Strukturen von Pkw-Sitzen. Kunststoffe 79 (1989), Nr. 11, S. 1217-1221.
- [Rob84] Robertson, R.E., Cheung, M.-F., Garret, Jr. D.L.: Experimental leaf spring. Proceedings „29th National SAMPE Symposium“, Dearborn, U.S.A. (1984).
- [Sae95] Saechtling, H.: Kunststoff-Taschenbuch. 26. Ausgabe. München, Wien: Hanser-Verlag 1995.
- [Sau98] Saur, K. et al: Fahrzeugdesign und Umweltrelevanz - Erfahrungen mit Life Cycle Engineering. Sonderausgabe von ATZ und MTZ „Werkstoffe im Automobilbau 98/99“ (1998), S. 12-15.
- [Scm97] Schmid, B.: Spritzgießen von langfaserverstärktem Polyamid 6.6 unter besonderer Berücksichtigung der Faserlängenreduktion während des Formgebungsprozesses. Fortschritt-Berichte VDI 2-410. Düsseldorf: VDI-Verlag 1997.
- [Scm98] Schürmann, H.: Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden I + II. Darmstadt: Fachgebiet Konstruktiver Leichtbau und Bauweisen, Technische Hochschule Darmstadt 1998.
- [Scr88] Schreiber, W.: Zur Gestaltung und Dimensionierung von Antriebswellen aus Faser-Kunststoff-Verbunden. Fortschritt-Berichte VDI 1-184, Düsseldorf: VDI-Verlag 1988.
- [Scü92] Schütt, H.-J., Junker, H., Seewald, A.: Spritzgegossenes Anlenkgestänge für einen Pkw-Stabilisator. Kunststoffe 82 (1992), Nr. 3, S. 217-222.
- [See98] Seewald, A.: Leichtbau - eine Herausforderung an die Gestaltung von Fahrwerkskomponenten und Lenksystemen. Beilage Proceedings „7. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik '98“, Aachen (1998).
- [Sei89] Seiffert, U., Walzer, P.: Automobiltechnik der Zukunft. Düsseldorf: VDI-Verlag 1989.

- [Sel93] Seliger, G.: Produkt- und Technologieentwicklung im Demonstrationszentrum für Faserverbundkunststoffe (FKV-TT) - Innovationshilfe für die mittelständische Industrie. Proceedings „25. Internationale AVK-Tagung 1993 Berlin - Tradition eines jungen Werkstoffes“, Arbeitsgemeinschaft verstärkte Kunststoffe e.V., Berlin (1993), S. S2-2 - S2-10.
- [Sie88] Siegemund, E. et al: Verbundwerkstoffe im Automobil- und Motorradbau. Proceedings „Verbundwerk 1988“, Frankfurt (1988), S. 39.00-39.43.
- [Sie98] Siebelt, J.E.: Umsetzung passiver Pkw-Sicherheit in Materialeigenschaften. Proceedings „IVW-Kolloquium '98“, Institut für Verbundwerkstoffe GmbH, Kaiserslautern (1998), S. 126-134.
- [Sre88] Schreiber, W.: Zur Gestaltung und Dimensionierung von Antriebswellen aus Faser-Kunststoff-Verbunden. Fortschritt-Berichte VDI 1-184, Düsseldorf: VDI-Verlag 1988.
- [Sta97] Steinacker, T.: Nutzfahrzeugachse aus Faserverbundkunststoffen. Schriftenreihe Automobiltechnik, Aachen: Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen mbH (fka) 1997.
- [Ste95] Steffens, M., Bernardi, A.: Integriertes Produktmodell für Behälter aus Faserverbundwerkstoffen. DFKI-Bericht D-95-06. Kaiserslautern: Deutsches Forschungszentrum für Künstliche Intelligenz GmbH, Universität Kaiserslautern 1995.
- [Ste96] Steffan, H., Geigl, B.: Zur Problematik von HWS-Verletzungen - Ergebnisse aus Unfallanalysen und Versuchen. Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik 34 (1996), Nr. 2, S. 35-39.
- [Ste97a] Steffens, M.; Maier, F.: Bauweisenstudie und Vorauslegung einer nichtangetriebenen Längsblattfeder-Hinterachse in Faser-Kunststoff-Verbund-Bauweise - Phase I. IVW-Bericht 97-078, Kaiserslautern: Institut für Verbundwerkstoffe GmbH, Universität Kaiserslautern 1997.
- [Ste97b] Steffens, M.; Himmel, N.: Substitutionspotential langfaserverstärkter Kunststoffe am Beispiel metallischer Fahrzeugsitz-Strukturen. Proceedings "Verbundwerkstoffe und Werkstoffverbunde", Friedrich, K. (Ed.), DGM-Tagung, Kaiserslautern (1997), S. 463-468.
- [Ste97c] Steffens, M.: Bauweisenstudie zur Gestaltung der Rückenlehnenholme von Pkw-Vordersitzen aus gewebeverstärkten Thermoplasten. IVW-Bericht 97-039, Kaiserslautern: Institut für Verbundwerkstoffe GmbH, Universität Kaiserslautern 1997.
- [Ste98a] Steffens, M.: Bauweisenstudie und Vorauslegung für eine nicht angetriebene Pkw-Hinterachse in Faser-Kunststoff-Verbund-Bauweise - Phase II. IVW-Bericht 98-058, Kaiserslautern: Institut für Verbundwerkstoffe GmbH, Universität Kaiserslautern 1998.

- [Ste98b] Steffens, M.; Himmel, N.; Maier, M.: Design and Analysis of Discontinuous Long Fiber Reinforced Thermoplastic Structures for Car Seat Applications. Proceedings „Computer Methods in Composite Materials VI“, Hoa, S.V., De Wilde, W.P., Blain, W.R. (Eds.), CADCOMP 98, Montréal, Canada, Computational Mechanics Publications, Southampton, UK, Boston, USA (1998), S. 35-44.
- [Ste98c] Steffens, M.: Substitution konventioneller Metallbauteile mittels diskontinuierlich langfaserverstärkter Verbundwerkstoffe. Abschlußbericht zum gleichnamigen Forschungsprojekt in der Wirtschaftsnahen Forschung, Rheinland-Pfalz, Az. 8038-38 52 53/P 162. Kaiserslautern: IVW GmbH 1998.
- [Sth88] Steinhilper, W., Röper, R.: Maschinen- und Konstruktionselemente. Band 1 - Grundlagen der Berechnung und Gestaltung. Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo: Springer-Verlag 1988.
- [Tho82] Thompson, J.M., Bauer, A., Brodowsky, D.: A plastic suspension part: Exploiting oriented FRP materials through innovative manufacturing and computer structural analysis. Society of Automotive Engineers 1982.
- [Tho98] Thom, H.: A review of the biaxial strength of fibre-reinforced plastics. Composites Part A 29A (1998), S. 869-886.
- [Tsa71] Tsai, S.W., Wu, E.M.: A General Theory of Strength for Anisotropic Materials. Journal of Composite Materials, Vol. 5 (1971), Seite 73-96.
- [Tsa80] Tsai, S.W., Hahn, H.T.: Introduction to Composite Materials. Westport: Technomic Publishing 1980.
- [Tsa88] Tsai, S.W.: Composites Design. 4th Edition. Dayton/Ohio, Paris, Tokyo: Think Composites 1988.
- [UPA87] Booher, B.V.: Vehicle suspension system with flexible control arm. U.S.-Patent US 4,753,456. U.S. Patent office, U.S.A. 1987.
- [UPA91] Hiromoto, S., Kitamura, R. et al: Suspension system for a vehicle. U.S.-Patent US 5,267,751. U.S. Patent office, U.S.A. 1991.
- [UPA00] Steffens, M. et al: Wheel suspension in a motor vehicle. U.S.-Patent Application US 705725. U.S. Patent office, U.S.A. 2000.
- [VDI73] VDI-Richtlinie 2011: Faserverstärkte Reaktionsharzformstoffe - Verarbeitungsverfahren. VDI-Handbuch Kunststofftechnik, Düsseldorf: VDI-Verlag 1973.
- [VDI75] VDI-Richtlinie 2210: Datenverarbeitung in der Konstruktion - Analyse des Konstruktionsprozesses im Hinblick auf den EDV-Einsatz. VDI-Handbuch Konstruktion, Düsseldorf: VDI-Verlag 1975.
- [VDI79] VDI-Richtlinie 2006: Gestalten von Spritzgußteilen aus thermoplastischen Kunststoffen. VDI-Handbuch Kunststofftechnik, Düsseldorf: VDI-Verlag 1979.
- [VDI93] VDI-Richtlinie 2014: Entwicklung von Bauteilen aus Faser-Kunststoff-Verbund - Blatt 1-4. VDI-Handbuch Kunststofftechnik, Düsseldorf: VDI-Verlag 1993.

- [Voy83] Voy, Ch.: Die Darstellung einer GFK-Fahrzeugachse als großserientechnischer Optimierungsprozeß. Proceedings „VDI-Tagung Kunststoffe im Automobilbau“, Düsseldorf: VDI-Verlag (1983), S. 241-260.
- [Wal96] Wallentowitz, H., Phillips, M., Adam, H.: Modelling of textile composites for automotive crash structures. Proceedings „Texcomp 3, third international symposium on new textile for composites“, Aachen (1996), S. 11/1-11/12.
- [Wal97a] Walz, F. et al.: Sicherheit von Leichtfahrzeugen. Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik 35 (1997), Nr. 10, S. 268-272.
- [Wal97b] Walz, F., Muser, M., Dippel, Ch., Kaeser, R.: Sicherheits-Sitz für Leichtfahrzeuge - Verminderung von Halswirbelsäulenverletzungen bei Heckkollisionen. Proceedings „Innovativer Insassenschutz im Pkw“, VDI-Gesellschaft Fahrzeug- und Verkehrstechnik, Tagung Berlin, 30.-31. Oktober 1997, VDI-Berichte 1354, VDI-Verlag (1997), S. 341-351.
- [Wal98] Wallentowitz, H.: Kunststoffe im Kraftfahrwesen - Grundlagen, Karosserie und -bauteile, Funktionsbauteile, Recycling. Vorlesungsskriptum, 4. Auflage. Aachen: Institut für Kraftfahrwesen, RWTH Aachen, 1998.
- [Wie86] Wiedemann, J.: Leichtbau - Band 1: Elemente. Berlin, Heidelberg, New-York, Tokyo: Springer-Verlag 1986.
- [Wie89] Wiedemann, J.: Leichtbau - Band 2: Konstruktion. Berlin, Heidelberg, New-York, Tokyo: Springer-Verlag 1989.
- [Wie97] Wienand, J.: Gewichtsoptimierte Stabilisatoren für PKW-Achsen. Draht 3 (1997), S. 44, 48.
- [Zen92] Zender, H.: Einsatz von Industrierobotern zur Fertigung von Faserverbundbauteilen im Wickel- und Tapelegeverfahren. Fortschritt-Berichte VDI 2-250, Düsseldorf: VDI-Verlag 1992.
- [Zep97] Zepf, H.-P. et al: Faserverbundwerkstoffe mit thermoplastischer Matrix - Hochleistungswerkstoffe für rationelle Verarbeitung. Kontakt und Studium, Band 529, Renningen-Malmsheim: Expert-Verlag 1997.
- [Zom87] Zomotor, A.: Fahrwerktechnik - Fahrverhalten. Vogel-Fachbuch Technik: Kraftfahrzeugwesen. Würzburg: Vogel-Verlag 1987.

Studien- und Diplomarbeiten

- [Rei95] Reinhardt, A.: Einsatz von Faser-Kunststoff-Verbunden am Beispiel einer Ersatzkonstruktion für ein metallisches Lineareinstellergehäuse. Diplomarbeit an der IVW GmbH, Universität Kaiserslautern, 1995.
- [Sca92] Schaum, F.: Charakterisierung von Verbindungen zur Krafteinleitung in Torsionsrohre aus Faserverbundwerkstoffen und deren strukturmechanische Beschreibung. Diplomarbeit an der IVW GmbH, Universität Kaiserslautern, 1992.