

Insassenbelastung bei Auffahrunfällen

Rekonstruktion von Auffahrkollisionen und Ermittlung der Insassenbeschleunigung

1. Einleitung

Eine Auffahrkollision mit annähernd voller Überdeckung entspricht einem linearen Stoß. Da bei diesem Kollisionstyp die Einlaufrichtungen und Auslaufrichtungen gleich oder nur minimal voneinander abweichen, steht für die Berechnung der Geschwindigkeiten der Fahrzeuge nur eine Gleichung aus dem Impulssatz zur Verfügung. Um die Geschwindigkeiten der Fahrzeuge berechnen zu können, müssen noch zusätzliche Informationen, nämlich die Deformationsenergien (Energiesatz) und das Rückverformungsverhalten der Fahrzeuge, herangezogen werden.

Findet die Kollision im niedrigen Geschwindigkeitsbereich statt, dann kann die Stoßdauer nicht vernachlässigt werden, das System Fahrzeug – Fahrzeug ist im physikalischen Sinn nicht abgeschlossen und es muss die Reibung zwischen den Rädern und der Straße berücksichtigt werden. Da die Problematik von HWS-Verletzung vor allem im niedrigen Geschwindigkeitsbereich untersucht werden muss, sollte diesem Umstand Rechnung getragen werden.

Es wird hier eine Methode vorgestellt, die die Berechnung der EES-Werte aus der Struktursteifigkeit und Deformationstiefe ermöglicht. Eingegangen wird auf die Problematik der Ermittlung der Deformationstiefe und der Kollisiondauer. Anhand eines Crash-Versuchs wird dies näher erläutert.

Weiters wird ein Modell zur Berechnung der Oberkörperbeschleunigung eines Fahrzeuginsassen als Kenngröße für die Insassenbelastung vorgestellt.

Ziel ist eine einfache und praktikable Möglichkeit, die Insassenbelastung bei einer Heckkollision zu ermitteln. Erreicht werden kann dies durch

- Rekonstruktion der Fahrzeugkollision;
- Berechnung der auftretenden Beschleunigung des Oberkörpers des Insassen als Kriterium der Insassenbelastung.

2. Auffahrkollision als linearer Stoß

Bei Auffahrkollisionen sind meist die Kurswinkel annähernd gleich und vor allem sind bei einer großen Überdeckung Richtungsänderungen und Rotationen vernachlässigbar klein. Ist dies zutreffend, so können die Gesetze eines linearen Stoßes angewendet werden.

Man hat vier unbekannte Größen, nämlich zwei Kollisionsgeschwindigkeiten (v_1, v_2) und zwei Auslaufgeschwindigkeiten (v_1', v_2'). Zur Berechnung dieser vier Größen wären vier Gleichungen notwendig, aber für die Insassenbelastung ist nur die kollisionsbedingte Geschwindigkeitsänderung des gestoßenen Fahrzeugs relevant.

3. Berechnung der kollisionsbedingten Geschwindigkeitsänderung des gestoßenen Fahrzeugs

Das System Fahrzeug 1 – Fahrzeug 2 ist nicht abgeschlossen im physikalischen Sinne, weil die Reibung zwischen Rädern und Straße während der Kollision von außen einwirkt.

Gerade bei geringen Geschwindigkeitsänderungen, um die es im Zusammenhang mit der Schwelle für HWS-Verletzungen geht, ist es besonders wichtig, die Reibungskraft der Räder während der Stoßzeit zu berücksichtigen. Bereits überschlägige Abschätzungen der wirkenden Kräfte aus Stoß und Reibung zeigen, dass eine Vernachlässigung zu Fehlern führen würde.

Aus diesem Grund wird ein Verfahren vorgestellt, in welchem die Reifenreibung während der Kollision berücksichtigt wird. Die nachstehenden Berechnungen zeigen den Einfluss der Reibung während der Kollision.

Für beide Fahrzeuge wurde dieselbe Masse angenommen, die gleiche Deformation von 5 cm und eine durchschnittliche zu erwartende Struktursteifigkeit (700 kN/m).

Die Differenzgeschwindigkeit errechnet sich für ungebremste Fahrzeuge zu 10,1 km/h. Ist das vordere Fahrzeug leicht und das auffahrende stark gebremst, so errechnet sich die Differenzgeschwindigkeit zu 11,3 km/h (sind beide Fahrzeuge stark gebremst: 10,6 km/h). Die Auswirkung auf die Differenzgeschwindigkeit vor der Kollision liegt also bei rund 10 %, bei der kollisionsbedingten Geschwindigkeitsänderung ist der Unterschied aber deutlich größer.

Die kollisionsbedingte Geschwindigkeitsänderung verringert sich von 7,1 km/h beim ungebremsten auf 6 km/h beim leicht gebremsten bis auf 4,6 km/h beim stark gebremsten vorderen Fahrzeug. Die maximale Beschleunigung verringert sich von rund 33 m/s² auf 25 m/s².

Je kleiner die Differenzgeschwindigkeit ist, desto größer ist die Auswirkung von gebremst oder nicht gebremst.

An Gleichungen stehen zur Verfügung:

Impulssatz: Impuls vor dem Stoß – Impuls nach Stoß = Impulsänderung infolge Reibungskraft an den Rädern (= Kraftstoß).

Der Kraftstoß berechnet sich zu $KS = \int_{t_1}^{t_2} F dt$. Wenn die Kraft konstant bleibt, so gilt $KS = F \Delta t$.

Δt ist die Zeitspanne, die die Kraft wirkt: $(t_2 - t_1)$.

Energiesatz: Kinetische Energie vor dem Stoß – kinetische Energie nach Stoß = Deformationsenergie + Reibarbeit der Räder.

Die Reibungskraft wirkt während der Kollision, die in Kompressionszeit t_{ko} und der Restitutionszeit t_{re} unterteilt ist.

Die unter Berücksichtigung der Reifenreibung während der Kollision gültige Gleichung für den Impulssatz lautet:

$$m_1 v_1 + m_2 v_2 - (m_1 v_1' + m_2 v_2') = m_1 a_1 t_k + m_2 a_2 t_k = KS \quad (1)$$

a mittlere Bremsverzögerung des Fahrzeugs während der Kollision

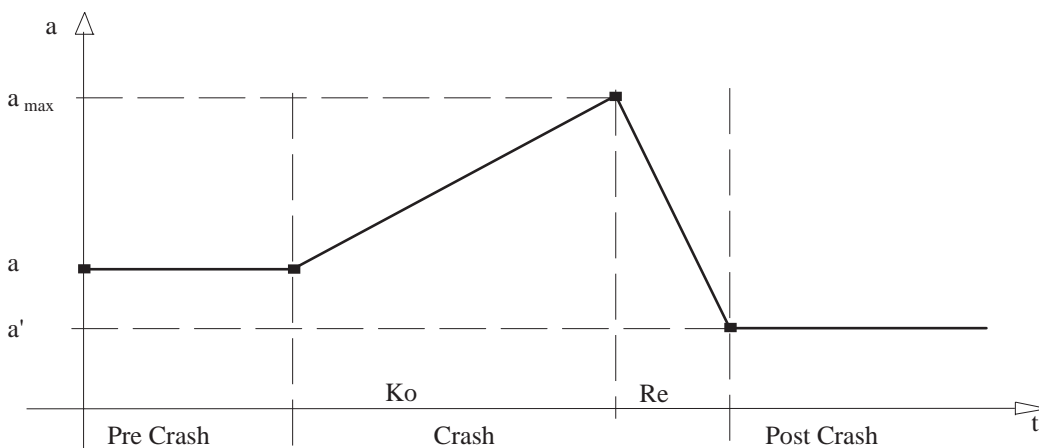


Abbildung 1: Beschleunigung-Zeit-Diagramm

Man hat vier unbekannte Größen: die beiden Kollisionsgeschwindigkeiten und die beiden Auslaufgeschwindigkeiten. Zur Lösung des Systems werden daher vier Gleichungen benötigt. Mit dem Impulssatz und Energiesatz hat man erst zwei Gleichungen.

Eine **dritte Gleichung** erhält man, wenn **Differenz der Geschwindigkeiten der Fahrzeuge nach dem Stoß** (auch als Trenngeschwindigkeit bezeichnet) oder der Stoßfaktor k angenommen wird. Da für die Insassenbelastung nur die kollisionsbedingt Geschwindigkeitsänderung wichtig ist und nicht die Kollisionsgeschwindigkeit selbst, sind drei Gleichungen für die Lösung des Problems ausreichend.

Im Folgenden wird $\Delta v' = v_1' - v_2'$ und $\Delta v = v_2 - v_1$ verwendet. (6)

Die Definition des Stoßfaktors lautet dann: $\Delta v' = k \Delta v$.

Der Wertebereich von k liegt in einem Bereich von 0 bis 1.

t_k Kollisionsdauer (Kompressionsphase + Restitutionsphase)

Im Allgemeinen sind die Zeiten der Kompressionsphase und der Restitutionsphase für beide Fahrzeuge gleich groß. Nur wenn ein Fahrzeug vor Ende der Kollisionsphase zum Stillstand kommt bzw die Richtung ändert, sind Fallunterscheidungen notwendig.

Der Energiesatz lautet entsprechend:

$$\frac{1}{2} (m_1 v_1^2 + m_2 v_2^2) - \frac{1}{2} (m_1 v_1'^2 + m_2 v_2'^2) = E_{Def} + E_{Reib} \quad (2)$$

$$E_{Def} = \frac{1}{2} m_1 EES_1^2 + \frac{1}{2} m_2 EES_2^2 \dots \text{Deformationsenergie} \quad (3)$$

$$E_{Reib} = m_1 a_1 s_{K1} + m_2 a_2 s_{K2} \dots \text{Reibarbeit der Räder} \quad (4)$$

$a = \mu g$... durch Reifenreibung verursachte Verzögerung während der Kollision

s_k während der Kollision zurückgelegter Weg

Die Wege während der Kollision (s_k) können vereinfacht berechnet werden, wenn ein linearen Anstieg der Beschleunigung angenommen wird:

$$s_k = v t_{ko} + \frac{1}{6} (a_{max} - 2 a) t_{ko}^2 + v' t_{re} + \frac{1}{6} (2 a' - a_{max}) t_{re}^2 \quad (5)$$

$k=0$ wäre bei einem rein plastischen Stoß ohne Rückverformung und

$k=1$ bei einem voll elastischen Stoß zu erwarten.

Während k aber stark von der Relativgeschwindigkeit der Fahrzeuge vor der Kollision abhängt, ist $\Delta v'$ über einen weiten Bereich konstant. Der Verwendung von $\Delta v'$ wird daher der Vorzug gegeben. Der Stoßfaktor k wird im vorgestellten Modell nicht verwendet, sondern nur zur Kontrolle berechnet.

Von *Grundler/Sinzig/Eichholzer/Brunner* [11] wurden Crash-Versuche ausgewertet. Von Ing. *Pavol Kohút*, PhD und Ing. *Eduard Kolla*, PhD von der Žilinská univerzita wurden basierend auf diesen Daten die Häufigkeitsverteilung von $\Delta v'$ untersucht [12].

Die Untersuchungen zeigten, dass die Differenzgeschwindigkeit nach der Kollision ($\Delta v'$) bei einem ungebremst auf-

fahrenden Fahrzeug meist bei 3 bis 5 km/h und bei einem gebremsten auffahrenden Fahrzeug bei 4 bis 6 km/h liegt. Aus den Untersuchungen von Grundler/Sinzig/Eichholzer/Brunner ergibt sich, dass, wenn Unterfahren eintritt, dann weichere Strukturen die Kollisionsenergie aufnehmen und der Stoß plastischer verläuft, das heißt: $\Delta v'$ ist kleiner. Da bei einem gebremsten auffahrenden Fahrzeug oft auch ein Unterfahren auftritt, kompensieren sich in diesem Fall die beiden Effekte. Im konkreten Fall muss der durchschnittlich eintretende Wert von 4 bis 5 km/h – der deformierten Struktur entsprechend – korrigiert werden.

Aus den Gleichungen (1) und (6) kann nun eine Bestimmungsgleichung für v_1' und analog für v_2' abgeleitet werden:

$$v_1' = \frac{-KS + m_2 \Delta v' + (m_1 + m_2)v_1 + m_2 \Delta v}{m_1 + m_2} \quad (7)$$

Die Gleichungen (1) und (6) werden nun in die Energiegleichung (2) eingesetzt, sodass eine Bestimmungsgleichung für Δv resultiert:

$$\Delta v = A_1 + \sqrt{A_1^2 + \Delta v'^2 + 2\Delta v'(a_1 t_{RE1} - a_2 t_{RE2}) + \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} A_2 + \frac{A_3^2 - A_4^2}{m_1 m_2}} \quad (8)$$

mit den Abkürzungen:

$$A_1 = a_2 t_{Ko2} - a_1 t_{Ko1}$$

$$A_2 = 1/3 (m_1 a_1 ((a_{max1} - 2a_1) t_{Ko1}^2 + (2a_1' - a_{max1}) t_{Re1}^2) + m_2 a_2 ((2a_2 - a_{max2}) t_{Ko2}^2 + (2a_2' - a_{max2}) t_{Re2}^2)) + 2 E_D$$

$$A_3 = m_1 a_1 t_{Ko1} + m_2 a_2 t_{Ko2}$$

$$A_4 = m_1 a_1 t_{Re1} + m_2 a_2 t_{Re2}$$

Die während der Kollision eingetretene Geschwindigkeitsänderung der beiden Fahrzeuge kann berechnet werden, indem man die Gleichung (7) in Gleichung (1) und (4) einsetzt:

$$\Delta v_1 = \frac{m_1}{m_1 + m_2} \left(\Delta v + \Delta v' - \frac{A_3 + A_4}{m_2} \right) \quad (9)$$

Und weiter für Fahrzeug 2:

$$\Delta v_2 = \Delta v_1 - \Delta v' + \Delta v$$

Aus den drei zur Verfügung stehenden Gleichungen lässt sich mit dem geschilderten Verfahren die kollisionsbedingte Geschwindigkeitsänderung der beiden Fahrzeuge berechnen.

4. Berechnung der Deformationsenergie

Um den Energiesatz anwenden zu können, müssen also die Deformationsenergien $ED = ED1 + ED2$ und die Stoßzeiten ermittelt werden. Dies kann geschehen, indem Vergleiche der konkreten Deformation mit denen von Crash-Tests erfolgen.

Stehen keine vergleichbaren Crash-Tests zur Verfügung, so müssen die Deformationsenergien geschätzt oder berechnet werden. Anstelle der Deformationsenergie wird üblicherweise der EES-Wert angegeben. Wie Untersuchungen (zB von Kohút/Kolla [12]) zeigten, treten beim Abschätzen des EES-Wertes oft große Abweichungen auf.

Wird der EES-Wert zB mit 5 ± 3 km/h angegeben, dann bedeutet dies eine Untergrenze von 2 km/h und eine Obergrenze von 8 km/h, das heißt, es liegt ein Faktor 4 vor. Da der EES-Wert quadratisch in die Deformationsenergie eingeht, bedeutet dies für die Energie den Faktor 16. Dementsprechend groß würde die Bandbreite für die Deformationsenergien und in weiterer Folge für die Differenzgeschwindigkeit resultieren.

Es besteht aber die Möglichkeit, die Deformationsenergie zu berechnen. Dazu gilt es eine Beziehung zwischen der Deformationsenergie und der Deformationstiefe herzuleiten.

4.1. Struktursteifigkeit der Fahrzeuge in der Kontaktzone

Für zB eine Schraubenfeder gilt Folgendes: Je mehr man die Feder zusammendrücken will, desto mehr Druckkraft muss man aufbringen. Solche Federn haben meist ein lineares Verhalten, das dem Gesetz $F = c \Delta x$ folgt. Dabei sind F die Druckkraft, c die Federkonstante und Δx die Längenänderung (Verformungsweg).

Wenn das Deformationsverhalten einer Fahrzeugstruktur durch eine lineare Funktion idealisiert werden kann, lässt sich diese Gesetzmäßigkeit als Näherung auch für die Struktursteifigkeit von Fahrzeugen anwenden. Die Bestimmung der Struktursteifigkeit der Fahrzeuge in der Kontaktzone ist ein äußerst diffiziles Unterfangen. Es kommt darauf an, wo die Kontaktzone liegt und wie groß die flächenmäßige Ausdehnung ist. Dabei sind die Lage der Fläche am Fahrzeug und ihre Ausbildung entscheidend.

Während bei einer Schraubenfeder meist ein linearer Kraft-Weg-Zusammenhang besteht, ist dies bei einer Fahrzeugstruktur oft nicht der Fall. Je nach Tiefe der Eindrückung ergibt sich eine andere angenäherte Steigung der Kurve F(s) und damit eine andere Struktursteifigkeit. In geringem Ausmaß ist der Kraft-Weg-Zusammenhang auch von der Verformungsgeschwindigkeit, das heißt von der Kollisionsgeschwindigkeit abhängig. Daraus sieht man, dass sogar die Beaufschlagung der gleichen Fahrzeugstruktur je nach Eindringtiefe unterschiedliche mittlere Struktursteifigkeiten erzeugen kann.

4.2. Berechnungsformeln

In Heft 9/1994 der Fachzeitschrift „Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik“ wurden Strukturformeln erstmals veröffentlicht (Gratzer/Burg [2]). Der Grundgedanke ist der, dass für die Deformation der Fahrzeuge ein linearer Kraft-Deformationszusammenhang angenommen wird, sodass an der Stoßstelle an jedem Fahrzeug ersatzweise eine lineare Feder (rote Linien in Abbildung 2) wirkt. Nachdem

Insassenbelastung bei Auffahrunfällen

die Fahrzeuge ihre maximale Deformation erreicht haben, gibt es noch eine geringe Rückfederung.

Wie kann nun dies auf die Kollision zweier Fahrzeuge angewendet werden? Jedes Fahrzeug wird ein anderes Deformationsverhalten aufweisen. Es muss aber gelten, dass auf beide Fahrzeuge eine gleich große Kraft einwirkt (siehe Abbildung 3 und 4).

Vergleichbar wäre dies mit zwei Massen, die an den Enden zweier hintereinander befindlicher Federn sind (siehe Abbildung 5).

Zur Berechnung der Struktursteifigkeiten c_1 und c_2 der beiden Fahrzeuge stehen die bleibenden Eindringtiefen zur Verfügung, die sich vermessen oder aus den Schadensbildern der beiden Fahrzeuge bestimmen lassen. Diese bleibenden Eindringtiefen müssen in Normalenrichtung (normal zur Berührfläche) bestimmt werden. Weiters gilt der Zusammenhang, dass die Federkräfte im Kontaktpunkt gleich groß sein müssen und an den Enden der Federn wirken entgegengesetzt die gleich großen Trägheitskräfte (die Reifenkräfte werden vernachlässigt).

$$c_1 \cdot s_1 = m_1 \cdot a_{1max} = c_2 \cdot s_2 = m_2 \cdot a_{2max} \quad (11)$$

s..... dynamische Deformation (Deformation am Ende der Kompressionsphase vor der Rückverformung)

l..... bleibende Deformation

a..... maximal erreichte Beschleunigung

Es wurden vom Autor drei Modelle entwickelt. Das erste Modell wurde in der bereits zitierten Veröffentlichung vorgestellt und kann unter der Bezeichnung „massenproportionale Rückverformung“ verwendet werden. Der Grundgedanke ist der, dass die Rückfederungsrate weitgehend indirekt

proportional zur Masse ist. Dies hätte zu Folge, dass die Kontaktfläche im mit dem Massenmittelpunkt mitbewegten Koordinatensystem relativ in Ruhe bleibt. Wird in einem solchen System der Energiesatz angewendet, so wird während der Kompression die gesamte kinetische Energie in Deformation umgewandelt und ist am Ende der Kompressionsphase dann null. Anschließend fließt während der Rückverformung wieder Energie in das System zurück.

Für die Deformationsenergie gilt:

$$E_{Defl} = \frac{1}{2} \cdot c_1 \cdot s_1 \cdot l_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot EES_1^2 \quad (12)$$

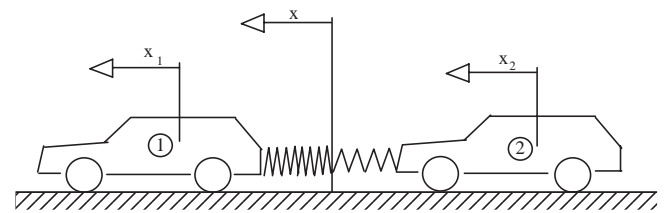


Abbildung 3

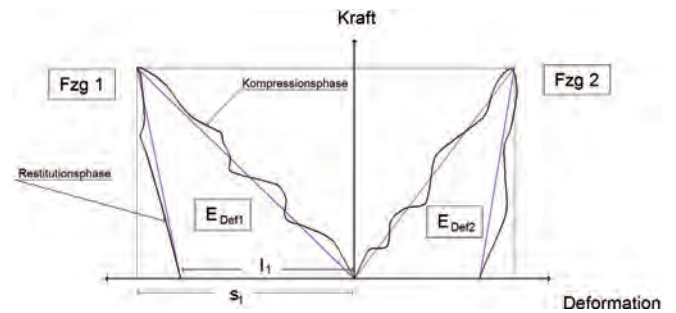


Abbildung 4

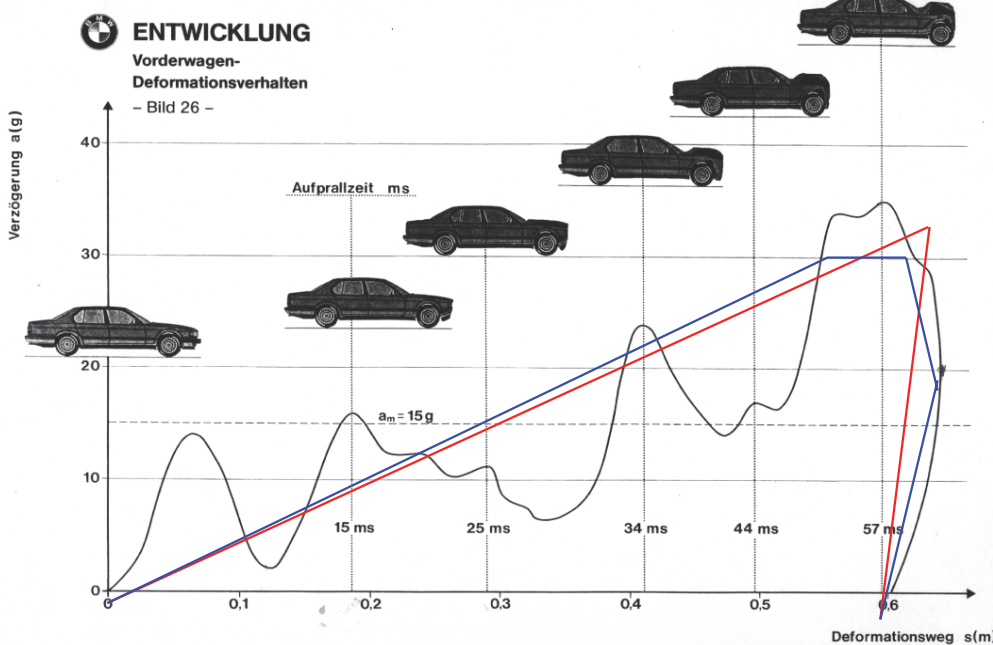
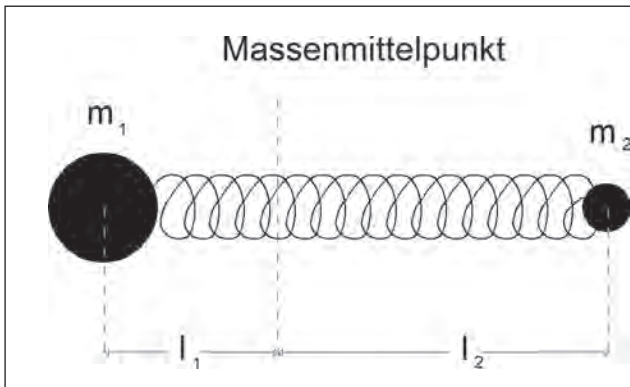


Abbildung 2: Mögliche Idealisierung des Kraft-Deformationszusammenhangs



Die Kräfte, die an den Enden der Federn wirken, sind gleich groß, weshalb die beiden Federn als eine Feder mit einer resultierenden Federsteifigkeit betrachtet werden können. Für diese gilt:

$$c_{res} = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \quad (10)$$

c Struktursteifigkeit

Abbildung 5: Federmodell

4.3. „Massenproportionale“ Rückverformung

Wenn man die Kollision zwischen zwei Fahrzeugen vom Bezugssystem des gemeinsamen Massenmittelpunkts aus betrachtet, so könnte man sich zwischen den beiden Fahrzeugen eine Ebene denken, gegen die die beiden Fahrzeuge von verschiedenen Seiten stoßen (Abbildung 6).

In diesem System ist die Geschwindigkeit der Fahrzeuge am Ende der Kompressionsphase null.

Wenn diese Ebene annähernd an Ort und Stelle bleibt, dann ist die kinetische Energie, mit welcher sich das Fahrzeug von der Ebene zurückbewegt, im Massenmittelpunktsystem gleich der Restitutionsenergie dieses Fahrzeugs. Ist diese Bedingung erfüllt, dann verhalten sich die Fahrzeuge während der Restitutionsphase annähernd indirekt proportional zu ihrer Masse.

Damit lautet der Energiesatz für die Restitutionsphase:

$$E_{kin1} = \frac{1}{2} \cdot c_1 \cdot s_1 \cdot (s_1 - l_1) = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_1'^2 \quad (13)$$

v_1' ist in obiger Formel die Geschwindigkeit des Fahrzeugs 1 nach der Kollision im System des gemeinsamen Massenmittelpunkts.

Durch Austausch der Indizes erhält man die analoge Gleichung für Fahrzeug 2.

Wird ein linearer Kraft-Weg-Zusammenhang angenommen, so gilt:

$$\frac{m_1 EES_1^2}{m_2 EES_2^2} = \frac{l_1}{l_2} \quad (14)$$

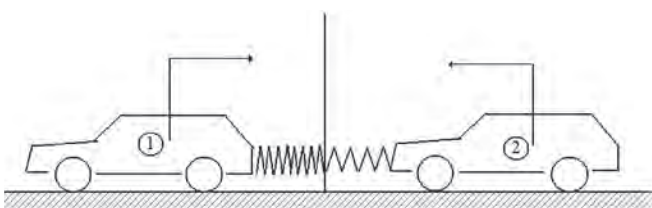


Abbildung 6: Massenmittelpunktsystem

Nach einigen Umrechnungen erhält man eine Bestimmungsgleichung für die Struktursteifigkeiten von beiden Fahrzeugen je nach Modell wie folgt:

$$c_1 = \frac{(m_1 + m_2)^2 \cdot m_1^2 \cdot EES_1^4}{l_1^2 (m_1 m_2^2 \cdot \Delta v'_{Bn} + (m_1 + m_2)^2 \cdot m_1 EES_1^2)} \quad (15a)$$

$\Delta v'_{Bn}$ ist die Differenzgeschwindigkeit der Berührungspunkte der Fahrzeuge nach der Kollision in Richtung der Stoßnormalen. Bei einer Auffahrkollision entspricht diese der Differenzgeschwindigkeit der Fahrzeuge $\Delta v'$.

Die Struktursteifigkeit von Fahrzeug 2 kann durch Austausch der Indizes in obiger Gleichung berechnet werden (15b).

Die Anwendung der Formeln (14), (15a) und (15b) bewirkt, dass von den sechs „Strukturgrößen“ nämlich EES_1 , EES_2 , l_1 , l_2 , c_1 , c_2 zusätzlich zu $\Delta v'$ nur noch drei gegeben sein müssen, die zwei restlichen können berechnet werden. Aus den beiden Deformationen l_1 und l_2 und einer Struktursteifigkeit zB c_1 könnten die beiden EES-Werte berechnet werden und zur Kontrolle die Struktursteifigkeit der zweiten Fahrzeugs c_2 .

Die Abschätzung der bleibenden Deformation ist oft mit Problemen behaftet. Erfolgt am Ende der Restitutionsphase oder nach der Kollision eine Rückverformung ohne oder mit unwesentlicher Kraftübertragung, so ist diese Rückverformung insofern zu berücksichtigen, dass die sichtbare Deformation um diesen Betrag vergrößert wird. Ein Beispiel dafür wäre eine zurückspringende Kunststoffverkleidung.

4.4. „Nicht massenproportionale“ Rückverformung

Für den Fall, dass sich die Fahrzeuge während der Restitutionsphase nicht indirekt proportional zu ihrer Masse verhalten, reduziert sich die Zahl der zur Verfügung stehenden Gleichungen. Für Abbildung 6 würde dies bedeuten, dass die Ebene nicht an Ort und Stelle bleibt und sich ein Fahrzeug auf Kosten des anderen rückverformt.

Kann für beide Fahrzeuge ein annähernd lineares Deformationsverhalten angenommen werden, dann gilt:

Lineare Kennlinie:

$$c_1 = \frac{1}{\left(\frac{m_{res} \Delta v'^2 + m_1 E E S_1^2 \left(1 + \frac{l_2}{l_1} \right)}{m_1^2 E E S_1^4} \right) l_1^2} - \frac{1}{c_2} \quad (16)$$

Mit $m_{res} = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}$

Die Anwendung der Formel bewirkt, dass von den Größen $\Delta v'$ und den sechs „Strukturgrößen“ zusätzlich zu $\Delta v'$ nur noch zwei gegeben sein müssen, die zwei restlichen können berechnet werden. Allerdings muss eine Struktursteifigkeit gegeben sein.

Nicht lineare Kennlinie: In Fällen, wo sehr unterschiedliche Stoßpartner vorhanden sind, etwa bei Crash-Versuchen gegen eine starre Barriere, wird es notwendig sein, für ein Fahrzeug eine nicht lineare Kennlinie zu definieren. Dann kann aber nicht von einem massenproportionalen Rückverformungsverhalten ausgegangen werden.

Bei einigen Crash-Tests wurde eine Beschleunigung (Kraft)-Zeit-Kurve gemessen, bei welcher auffällt, dass die Dauer bis zum Erreichen der maximalen Kraft nur wenig größer als die Dauer vom Maximum bis zum Erreichen des Wertes null ist. Da aus dem Schadensumfang ein weitgehend plastisches Verhalten abzuleiten ist, kann am höchsten Punkt das Ende der Kompressionsphase noch nicht erreicht worden sein. Der Flächeninhalt unter der Beschleunigung-Zeit-Kurve entspricht der Geschwindigkeitsänderung. Bei einer plastisch verlaufenden Kollision ist die Geschwindigkeitsänderung während der Kompressionsphase größer als während der Restitutionsphase. Die Restitutionsphase beginnt daher gegen Ende der Beschleunigung-Zeit-Kurve also in einem Punkt, wo das Maximum bereits überschritten wurde. Dies kann nur erklärt werden durch einen Bereich der Kraft-Deformationskurve mit negativer Steigung beginnend am Maximum (Abbildung 7).

Während sich ein Fahrzeug „normal“ verhält, wird angenommen, dass das andere am Ende der Kompressionsphase in einen Bereich kommt, wo die Struktur zusammenbricht. Es erscheint weitgehend unwahrscheinlich, dass genau bei der gleichen Kraft dies auch beim Kollisionspartner eintritt. Aus diesem Grund ist es vernünftig, anzunehmen,

dass der Kraftanstieg dieses Fahrzeugs durch eine lineare Funktion beschrieben werden kann. Auch bei diesem Fahrzeug kann es während der Deformation zu einem teilweisen Zusammenbruch der momentan beteiligten Struktur gekommen sein. Im Verlauf der weiteren Deformation wird jedoch wieder eine feste Struktur erreicht werden. Die lineare Funktion stellt als Approximation den durchschnittlichen Verlauf dar.

Bei einem Fahrzeug (in Abbildung 7 ist es das Fahrzeug 2) kann am Ende der Kompressionsphase ein Bereich erreicht werden, der durch eine lineare Funktion nur ungenau zu approximieren ist.

Für eine kurze Phase ($\mu_2 s_2$) kann näherungsweise die Kraft konstant bleiben und im Anschluss daran die Struktur instabil werden. Das bedeutet: Die Kraft-Weg-Kennlinie bekommt eine negative Steigung (Abfall der Kurve bis $k_2 F$). $k_2 F$ ist die Kraft am Ende der Kompressionsphase. Während des Abschnitts mit konstanter Kraft bei Fahrzeug 2 verweilt Fahrzeug 1 im höchsten Punkt der Kraft, dann

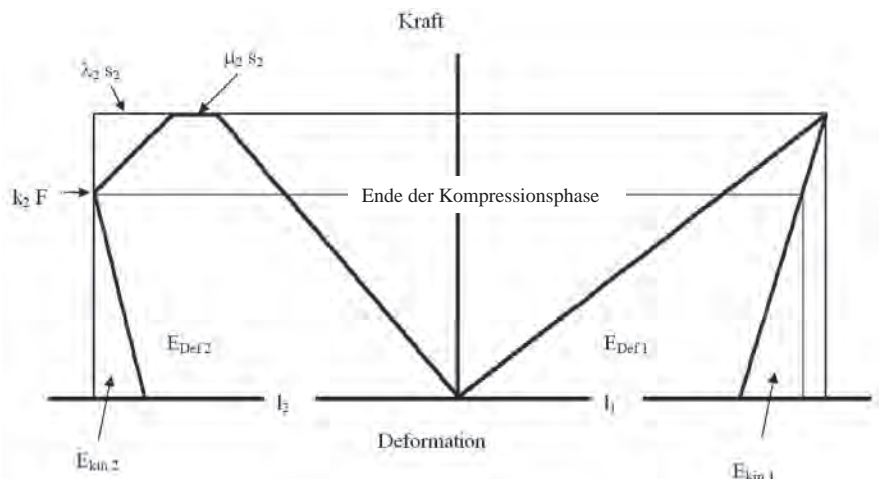


Abbildung 7: Definition einer nicht linearen Kennlinie

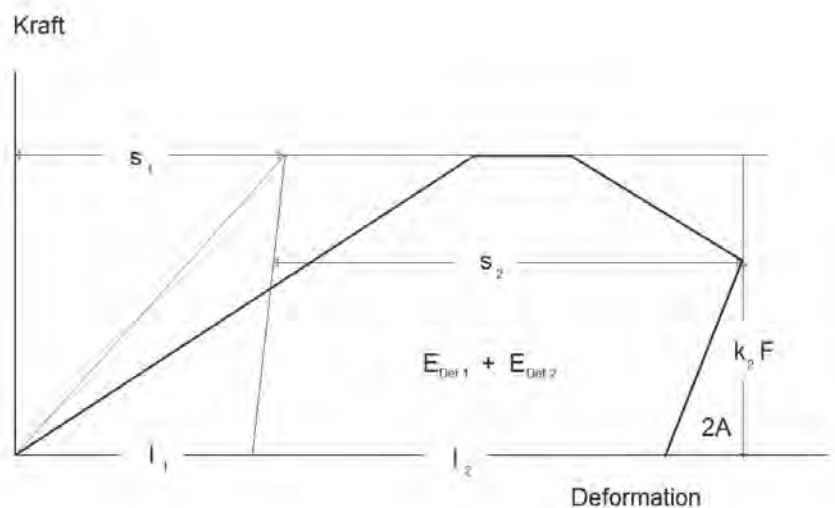


Abbildung 8

tritt bei Fahrzeug 1 eine Rückverformung bis $k_2 F$ ein, während gleichzeitig Fahrzeug 2 sich weiter verformt. Da dies auf Kosten von Fahrzeug 2 erfolgt, wird die bei Fahrzeug 1 frei werdende Energie nicht in kinetische umgewandelt, sondern für die Deformationsenergie von Fahrzeug 2 verwendet. Daher hat die Rückverformung bis $k_2 F$ keine Auswirkung auf die kinetische Energie nach der Kollision (Geschwindigkeitsdifferenz der Berührungspunkte). In das System fließt daher nur die Energie zurück, die dem Flächeninhalt des kleinen rechtwinkligen Dreiecks unterhalb von $k_2 F$ entspricht.

s_2 gesamter Deformationsweg (dynamische Deformation)

λ_2 und μ_2 sind der jeweilige Anteil an der gesamten Deformation s_2 .

Abbildung 8 zeigt den Verlauf der Kraft als Funktion von der gesamten Deformation. Die gesamte maximale Deformation ist etwas kleiner als die Summe der maximalen Deformation jedes einzelnen Fahrzeugs.

Die Struktursteifigkeit von Fahrzeug 2 muss definiert werden. Möglich wäre der Anstieg vom Nullpunkt bis in die linke obere Ecke von Abbildung 7. Dies würde der durchschnittlichen Struktursteifigkeit entsprechen. Diese Definition entspricht aber nicht der Kraftzunahme bis zum Maximum der Kraft. Empfehlenswert ist daher die Definition als der Anstieg an der Vorderseite der Kurve. In den nachstehenden Formeln entspricht c_2 dieser Definition. Der Unterschied liegt im nachstehend definierten Faktor d_2 .

Aus diesen Überlegungen lassen sich folgende Beziehungen aufstellen:

$$m_{res} \Delta v'^2 = k_2 \frac{2E_{Def1}}{l_1} \left(\frac{2E_{Def1}}{c_2 l_1 d_2} - l_2 + k_2 \left(\frac{2E_{Def1}}{c_1 l_1} - l_1 \right) \right) \quad (17)$$

Abkürzungen:

$$d_2 = 1 - \lambda_2 - \mu_2$$

$$b_2 = 1 + \mu_2 + \lambda_2 k_2 - k_2$$

$$g_2 = 1 + \mu_2 + \lambda_2 k_2$$

Es gilt:

$$E_{Def1} = \frac{1}{2} c_1 s_1 l_1 = \frac{1}{2} m_1 EES_1^2 \quad \text{und}$$

$$E_{Def2} = \frac{1}{2} c_2 s_2 d_2 (k_2 l_2 + b_2 s_2) = \frac{1}{2} m_2 EES_2^2 \quad (18)$$

$$c_2 d_2 s_2 = c_1 s_1 \quad (\text{Kräftegleichgewicht}) \quad (19)$$

$$m_{res} \Delta v'^2 = k_2 c_1 s_1 (s_2 - l_2 + k_2 (s_1 - l_1)) \quad (20)$$

Daraus folgt:

$$\frac{m_1 EES_1^2}{m_2 EES_2^2} = \frac{l_1}{k_2 l_2 + b_2 s_2} \quad (21)$$

Nachfolgend wird $m_1 EES_1^2$ mit E_1 und $m_2 EES_2^2$ mit E_2 abgekürzt.

Mit Hilfe der Gleichungen (18) bis (21) kann eine Gleichung aufgestellt werden, in welcher s_1 und s_2 eliminiert sind und zusätzlich noch eine der sechs Variablen c_1 , l_1 , E_1 , c_2 , l_2 , E_2 . Aus dieser Gleichung kann weiter aus vier bekannten Größen eine berechnet werden. Wenn l_1 , E_1 , l_2 , E_2 gegeben sind, muss mit Gleichung (25) noch geprüft werden. Wenn E_2 auf den minimalen Wert gestellt wird, so erfolgt bei Fahrzeug 2 keine Rückverformung, wird der größtmögliche eingestellt, so erfolgt bei Fahrzeug 1 keine Rückverformung.

Aus dem zur Verfügung stehenden Gleichungssystem kann zB E_2 eliminiert werden:

$$m_{res} \Delta v'^2 = k_2 \frac{E_1}{l_1} \left(\frac{E_1}{c_2 l_1 d_2} - l_2 + k_2 \left(\frac{E_1}{c_1 l_1} - l_1 \right) \right) \quad (23)$$

Und hat so eine Beziehung zwischen l_1 , l_2 , c_1 , c_2 und E_1 . Das heißt, es lässt sich E_1 aus l_1 , l_2 , c_1 , c_2 berechnen und in weiterer Folge auch E_2 .

4.5. Kollisionsdauer

4.5.1. Definition der Kollisionsdauer

Grundsätzlich kann die Kollisionsdauer als Dauer der Wechselwirkung (gegenseitige Krafteinwirkung) definiert werden. Meist ist dies gleich der Zeitdifferenz zwischen dem Erstkontakt und dem Letztkontakt.

Im Falle von zB sich lösenden und zurückspringenden Stoßstangen, die sich im anderen Fahrzeug verhaken, könnte eine leichte Krafteinwirkung aber bis zum Stillstand beider Fahrzeuge und weiter gegeben sein. Würde man die Kollisionsdauer in diesem Fall über die Dauer der Kraft definieren, würde die Kollisionsdauer unendlich groß werden, was wenig sinnvoll erscheint.

Für die Definition der Kollisionsdauer wird daher eine Idealisierung vorgeschlagen: Wird die Beschleunigung eines Fahrzeugs während der Kollision gemessen, so fällt auf, dass im Aufschrieb starke Schwankungen aufscheinen. Teilweise ist dies auf die Inhomogenität der deformierten Struktur zurückzuführen, teilweise treten aber auch starke Schwingungen im Fahrzeug auf. Gegen Ende der Kollision flacht die Kurve häufig stark ab, begleitet von starken Schwingungen in der Kurve.

Es erscheint daher sinnvoll, sowohl für den Anstieg als auch für den Abfall eine Ausgleichskurve zu legen (siehe Abbildung 9). Im Schnittpunkt mit der Zeitachse, korrigiert um den Wert der Bremsung vor und nach der Kollision, liegt dann der sinnvoll definierte Beginn bzw das Ende der Kollision. Ohne diese Korrektur würde eine zulange Kollisionsdauer resultieren und sich daraus ein zu kleiner Mittelwert für die kollisionsbedingte Beschleunigung resultieren.

4.5.2. Berechnung der Kollisionsdauer für eine lineare Kennlinie

Wird ein Fahrzeug deformiert, dann nimmt die dafür notwendige Kraft annähernd linear zu, zumindest lässt sich der Kraftverlauf durch eine lineare Funktion annähern. Die zwingende Folgerung aus einem linearen Zusammenhang von Kraft und Weg ist für die Beziehung zwischen Deformation und Zeit eine Sinusfunktion.

Gilt: $F = -c \cdot x$, so führt dies zur Differentialgleichung $m \ddot{x} = -c \cdot x$.

In dieser Formel bedeutet m die Masse eines an einer Feder mit der Steifigkeit c schwingenden Körpers und x die Längenänderung der Feder.

Die Lösung der Gleichung lautet:

$$x = x_0 \sin(\omega t) \text{ mit } \omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \text{ („Schwingungsgleichung“) (24)}$$

Die Dauer bis zum Erreichen der maximalen Deformation x_0 berechnet sich aus einem Viertel der Periode der vollständigen Schwingung. Die Periodendauer ist: $T = 2\pi \cdot \sqrt{m/c}$.

Wird von einem linearen Kraft-Weg-Zusammenhang auch bei einer Fahrzeugkollision ausgegangen, so entspricht das erste Viertel der Schwingungsgleichung der Kompressionsphase.

Daraus folgt für die Dauer der Kompressionsphase:

$$t_K \cong \frac{T}{4} = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{m/c} \text{ (25)}$$

Bei einem Anprall gegen eine starre Mauer könnte diese Gleichung verwendet werden.



Abbildung 10

Bei einer Fahrzeug-Fahrzeug-Kollision tritt anstelle von m und c in Gleichungen (25) dann m_{res} und c_{res} .

Es kann jetzt die Dauer der Kompressionsphase nach Gleichung (15) berechnet werden.

$$t_{K0} = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{m_{res}/c_{res}} \text{ (26)}$$

$$\text{mit } m_{res} = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \text{ und } c_{res} = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2}$$

Für die Restitutionsphase gilt ein analoger Zusammenhang. Für c_{res} muss nur die Steifigkeit während der Rückverformung ermittelt werden: Aus den Gleichungen (11) und (12) kann die maximale Kraft, die maximale Deformation (s) berechnet werden. Aus der maximalen Kraft und der Rückverformung: $s - l$ ergibt sich die Struktursteifigkeit der Restitutionsphase.

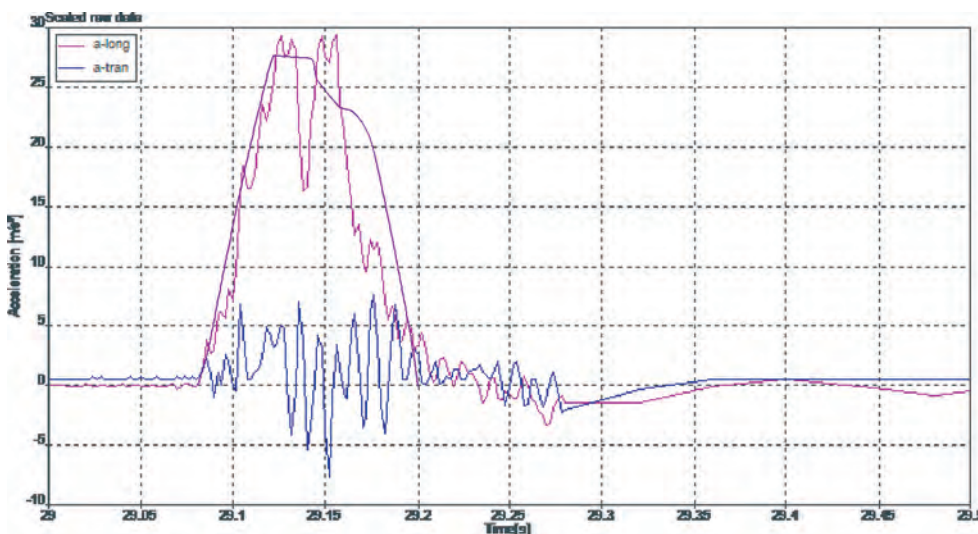


Abbildung 9

5. Anwendung auf einen Crash-Versuch

Als Beispiel wird ein Versuch des Dynamic Test Centers (DTC) gewählt. Es handelt sich um den Versuch HS 14, der auf der Homepage von DTC veröffentlicht ist (Walz [1]).

Heckaufprall, 100 % Überdeckung, Winkel: 0°, Fahrzeuge abgebremst: Ein Audi A4 (B5) fährt mit 20,2 km/h abgebremst einem stehenden Jeep Grand Cherokee (ungebremst, kein Gang eingelegt) auf (Abbildung 10).

Crash-Test-Resultate	Stoßend	gestoßen
Fahrzeug	Audi A4 (B5)	Jeep Grand Cherokee
Masse	1.411,5 kg	1.900 kg
Bremse		
Kollisionsgeschwindigkeit v_K	20.2 km/h *	0 km/h
Geschwindigkeitsänderung Δv	14.8 km/h **	10.4 km/h **
Maximale Beschleunigung a_{max}	10.6 g *	6.9 g *
Durchschnittliche Beschleunigung \bar{a}	3.2 g *	2.3 g *
EES	12 ± 1 km/h	8 ± 1 km/h
Steifigkeit	450 kN/m ± 20 %	500 kN/m ± 20 %

Stoßzeit dt	140 ms *
Stoßfaktor k / Trenngeschwindigkeit $\Delta v'$	0.25 ** / 5.0 km/h **

* : gemessen basierend auf SAE J211 (± 3 %)

** : berechnet basierend auf SAE J211 (± 3 %)

*** : optische Geschwindigkeitsmessung (± 1 %)

5.1. Schadenfotos Fahrzeug 1



Abbildung 11



Abbildung 12

5.2. Schadenfotos Fahrzeug 2



Abbildung 13



Abbildung 14

5.3. UDS-Auswertung

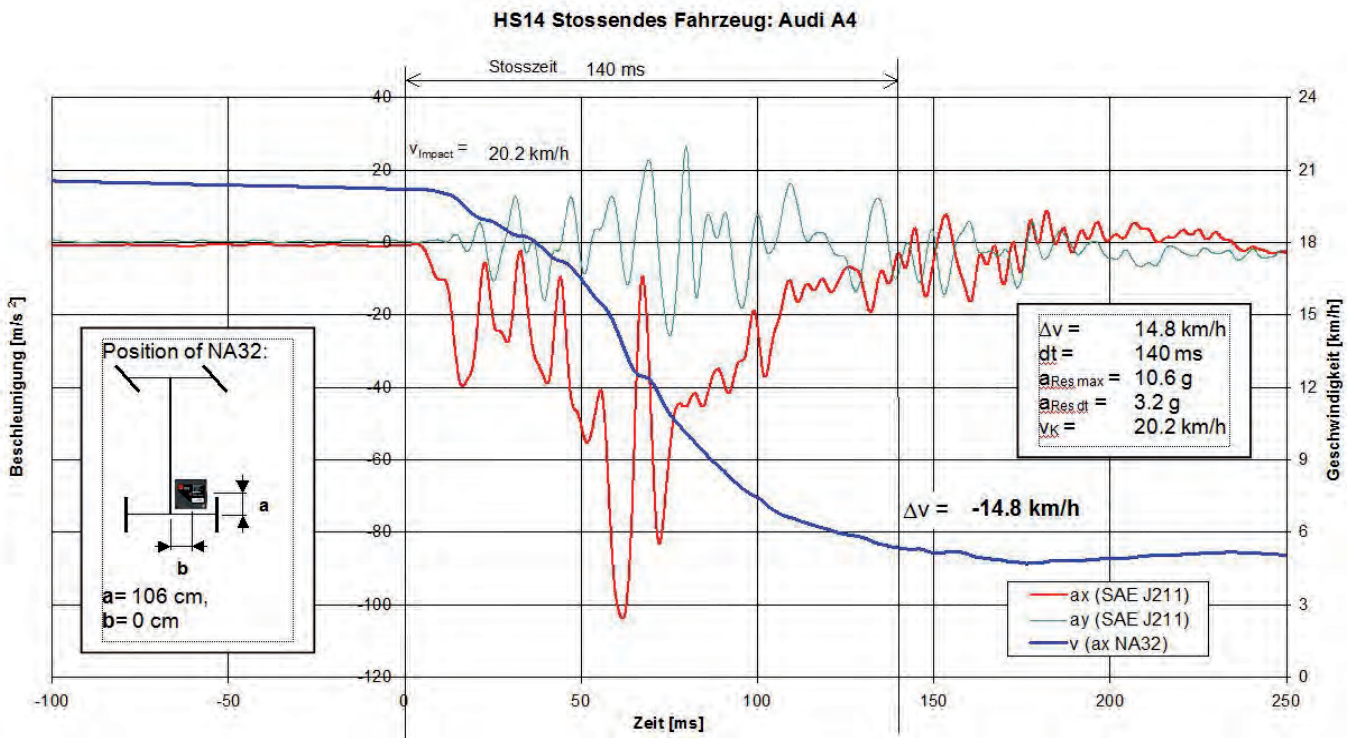


Abbildung 15

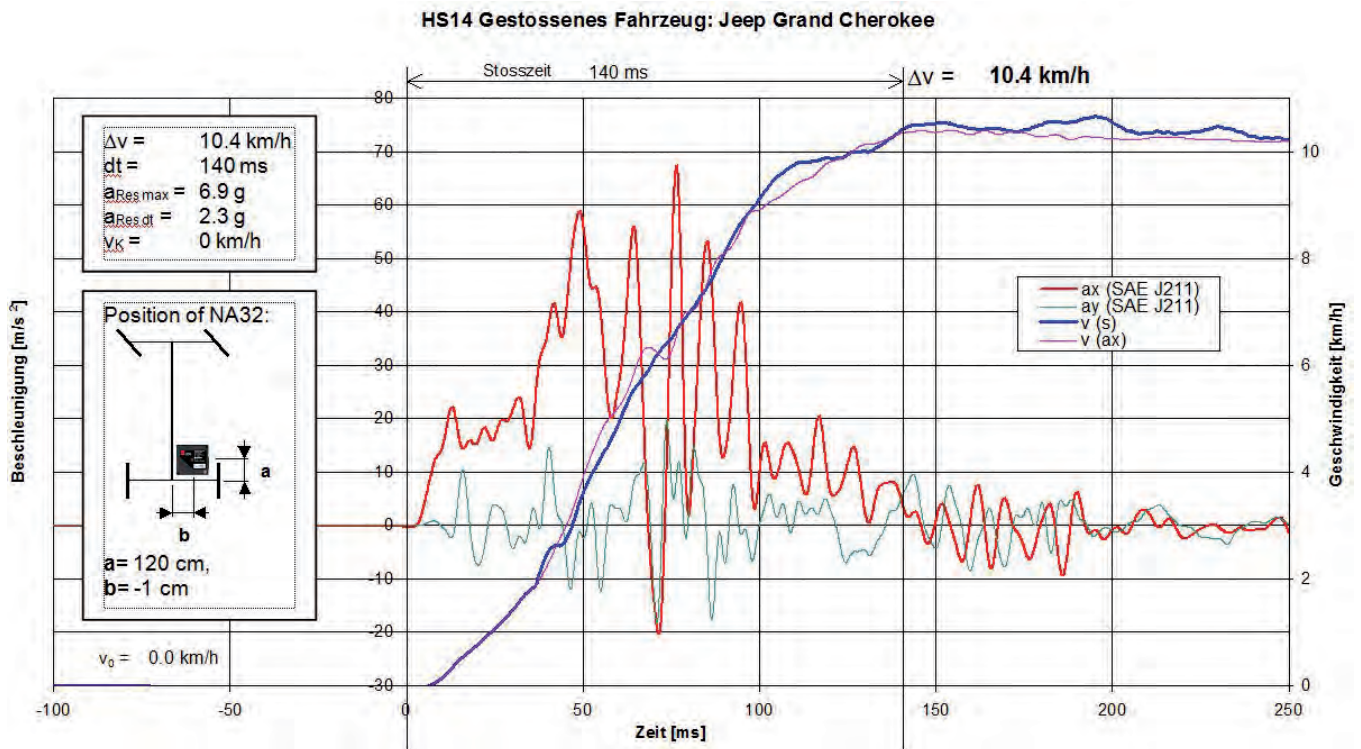


Abbildung 16

5.4. Gemessene Deformation des stoßenden Audi

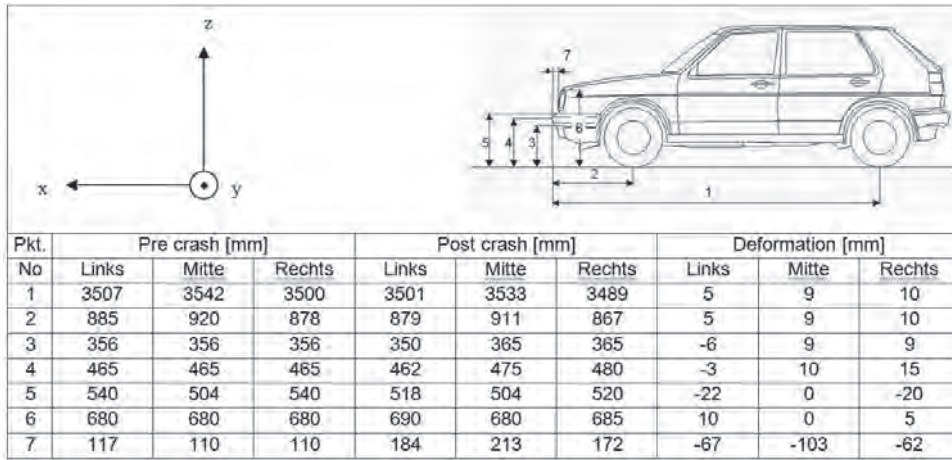


Abbildung 17

5.5. Gemessene Deformation des gestoßenen Jeeps

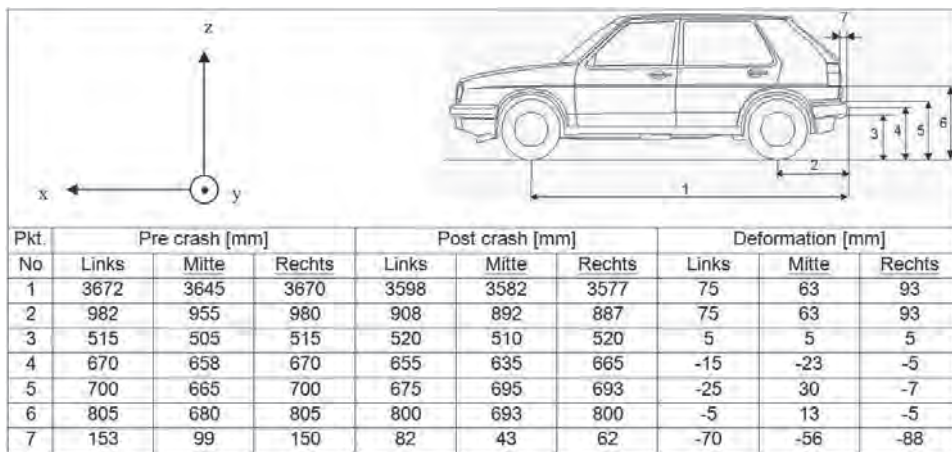


Abbildung 18

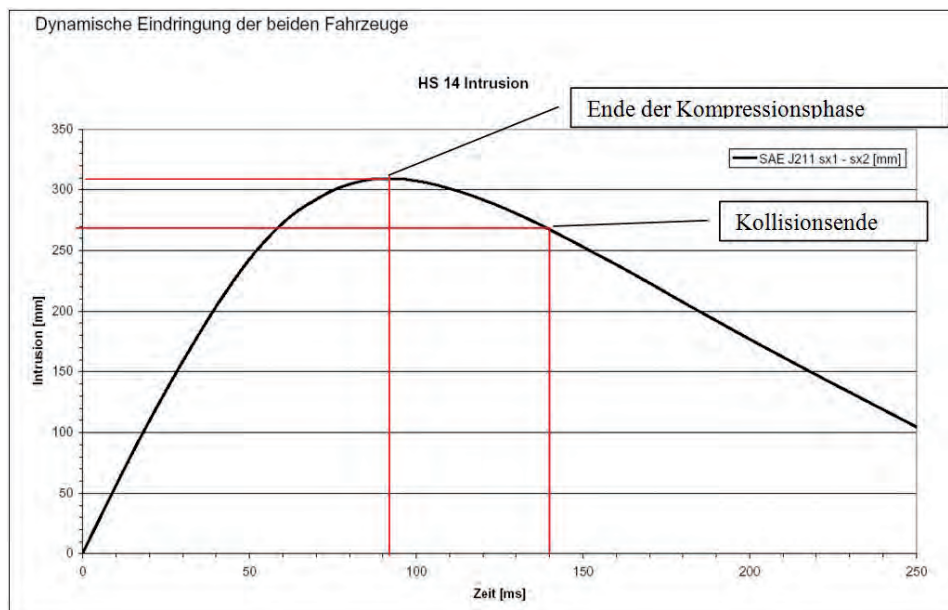


Abbildung 19

Aus der gemessenen Intrusion ergibt sich nach rund 140 ms also am Ende der Kollision eine Summe der Deformationen von rund 27 cm. Das heißt, die Summe der bleibenden Deformationen der Fahrzeuge beträgt 27 cm, während die an den Fahrzeugen gemessenen Deformationen 10,3 cm (Audi) und 9,3 cm (Jeep) betragen.

Betrachten man aber die Deformation am Audi, so fällt auf, dass die zurückgestauchte Motorhaube die ebenfalls zurückgestauchten dahinter befindlichen Karosserieteile nach vorne überragt, was darauf hinweist, dass die Motorhaube bis weiter nach hinten als abgebildet deformiert wurde.

Aus den gemessenen Daten können folgende Überlegungen angestellt werden:

Die maximale Verzögerung des Audi wird mit 10,6 g (=104 m/s²) angegeben. Bei einer Fahrzeugmasse von 1411,5 kg entspricht dies einer dazu notwendigen Maximalkraft von $F = 146776 \text{ N}$, also rund 147 kN ($F=m \cdot a$).

Wird die Struktursteifigkeit mit 450 kN/m angenommen, so errechnet sich bei einem angenommenen linearen Verlauf eine dynamische Deformation (also am Ende der Kompressionsphase) von rund 33 cm ($F=c \cdot dx$). Das kann wohl nicht stimmen.

Es fällt auf, dass im UDS-Aufschrieb die typischen Schwingungen auftreten, wobei beim Audi der Bereich von (jeweils) 4 → 10,6 → 4 → 8,5 → 0,5 g innerhalb von rund 25 ms geht. Beim Jeep ist bei 29,52 s sogar ein Ausschlag bis in den negativen Bereich (also eine Verzögerung) festzustellen, was wohl auch nicht realistisch ist.

Zu vermuten ist, dass die Messungen zur Ermittlung der tatsächlichen maximalen Beschleunigung bzw Verzögerung noch wesentlich mehr geglättet werden müssen. Ansonsten haben die Schwingungsphänomene zu viel Gewicht. Wenn man zB beim Audi die Beschleunigung glättet, so wird die Beschleunigung unter -7g bleiben.

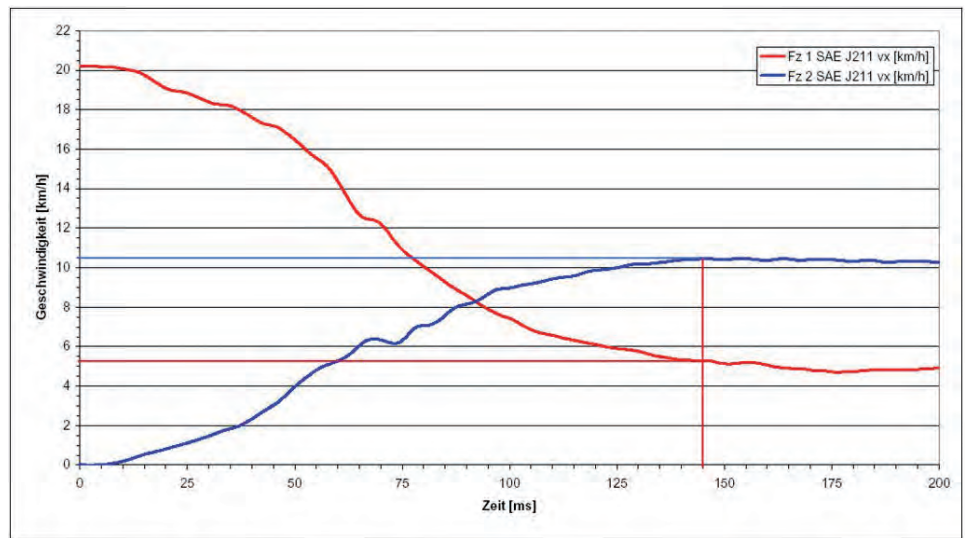


Abbildung 20

Die Messung der maximalen Intrusion ist sehr aufschlussreich, diese zeigt nämlich, dass die Summe der maximalen Deformation bei etwa 31 cm liegt (Abbildung 19). Die gemessenen bleibenden Deformation sind demgegenüber wesentlich kleiner, nämlich 9,3 cm (Jeep) und 10,3 cm (Audi). Die Summe ergibt daher rund 20 cm. Das heißt, die Rückverformung wäre in Summe über 10 cm, pro Fahrzeug also rund 5 cm. Würde man für diese Rückverformung eine lineare Kennlinie annehmen, so wäre die rechnerische Folge, dass die Trenngeschwindigkeit wesentlich größer als 5 km/h wäre. Die Kollision müsste deutlich elastischer verlaufen sein. Da dies sicher nicht der Fall ist, liegt die Lösung offenbar darin, dass die bleibende Deformation höher anzusetzen ist.

Aus dem Diagramm in Abbildung 20 ergibt sich für den Jeep eine Geschwindigkeit nach 140 ms von knapp 10,5 km/h und für den Audi 5,2 km/h. Das heißt, die Differenzgeschwindigkeit nach der Kollision war rund 5,3 km/h.


5.6. Berechnungen

Wird die Deformation beim Audi mit 17 cm, beim Jeep mit 12 cm und die Struktursteifigkeit des Audi mit 450 kN/m angenommen, so resultieren unter Zugrundelegung eines linearen Modells folgende Werte:

	EES (km/h)	a max (g)	Def. (cm)	Steifigkeit (kN/m)	dx _{dyn} (cm)
Jeep	8,2	4,2	12	635	12,9
Audi	11,3	5,9	17	450	18,2
Summen			29		31,1


Wird die Deformation etwas anders aufgeteilt, nämlich Audi 19 cm und Jeep 10 cm, so muss die Struktur des Audi etwas weicher, nämlich knapp über 400 kN/m angenommen werden: Folgerichtig wird dann rechnerisch die Struktur des Jeeps härter.

	EES (km/h)	a max (g)	Def. (cm)	Steifigkeit (kN/m)	dx _{dyn} (cm)
Jeep	7,5	4,2	10	750	10,9
Audi	12	5,9	19	405	20,2
Summen			29		31,1

SEMINARDONGEL		GA-Nr.: HS 14	
Serienkollision			
Massenprop. Rückverformung <input checked="" type="checkbox"/> ja <input type="checkbox"/> nein			
Daten in Abschn. 2 2			
Kol.Nr.: 0 			
Fahrzeug:			
Bremsverz.(Kol.):	1,0	1,0	m/s ²
Auslaufverz:	1,0	1,0	m/s ²
Geschw.Diff. nach Koll:	5,3		km/h
Endabstand:	3,2		m
	Heck	Front	
EES-Wert:	8,2	11,3	km/h
bleibende Def.:	12,0	17,0	cm
Strukturhärte:	635	450	kN/m
Koll.Geschw.:	0,0	20,2	km/h
Auslaufgeschw.:	10,5	5,2	km/h
Geschw.Änd.:	10,5	-15,0	km/h
max.Koll.Beschl.:	42,2	-59,1	m/s ²
max. Deform.:	12,9	18,2	cm
Geschw.Diff. vor Koll:	20,2		km/h
K-Wert:	0,26		
Kollisionsdauer:	110		ms
(Kompressionsphase:)	87		ms

Die Ergebnisse der Rechnung sind fett gedruckt.
Die übrigen Werte sind in Normalschrift dargestellt.

Abbildung 21

SEMINARDONGEL		GA-Nr.: HS 14	
Serienkollision			
Massenprop. Rückverformung <input checked="" type="checkbox"/> ja <input type="checkbox"/> nein			
Daten in Abschn. 2 2			
Kol.Nr.: 0 			
Fahrzeug:			
Bremsverz.(Kol.):	1,0	1,0	m/s ²
Auslaufverz:	1,0	1,0	m/s ²
Geschw.Diff. nach Koll:	5,3		km/h
Endabstand:	3,2		m
	Heck	Front	
EES-Wert:	7,5	12,0	km/h
bleibende Def.:	10,0	19,0	cm
Strukturhärte:	751	405	kN/m
Koll.Geschw.:	0,0	20,2	km/h
Auslaufgeschw.:	10,5	5,2	km/h
Geschw.Änd.:	10,5	-15,0	km/h
max.Koll.Beschl.:	42,1	-59,0	m/s ²
max. Deform.:	10,9	20,2	cm
Geschw.Diff. vor Koll:	20,2		km/h
K-Wert:	0,26		
Kollisionsdauer:	110		ms
(Kompressionsphase:)	87		ms

Die Ergebnisse der Rechnung sind fett gedruckt.
Die übrigen Werte sind in Normalschrift dargestellt.

Abbildung 22

Die Differenzgeschwindigkeit vor der Kollision berechnet sich entsprechend der Messung zu 20,2 km/h und die Kollisionsdauer zu 110 ms. Die Auslaufgeschwindigkeit des Jeeps errechnet sich zu 10,5 km/h und die des Audi zu 5,2 km/h. Es wurde bei den Berechnungen eine während der Kollision wirkende Verzögerung der Fahrzeuge von 1 m/s² angenommen. Auch wenn die Fahrzeuge nicht gebremst waren, so wirkten die Rollreibung und aufgrund der Trägheitsmomenten in den Rädern auch Trägheitskräfte.

Werden nun auch die Bildsequenzen betrachtet und daraus die Distanzen nachgemessen, so kann man deutlich erkennen, dass die Rückverformung sehr klein ist. Die Summe der Rückverformung ergibt sich nach diesen Bildern zu 2 bis 3 cm. Das heißt, ausgehend von einer maximalen Intrusion von 31 cm ergibt sich die Summe der bleibenden Deformation dann zu rund 28 bis 29 cm und nicht 20 cm.

In Abbildung 23 ist mit einer hellblauen Linie die Positionen der Hinterkante der Felge des Jeeps als Bezugsposition eingezeichnet worden. Darüber wurden ebenfalls in hellblauer Farbe die Vorderkante der Felge des Audi und die Berührfläche am Beginn der Position eingezeichnet. Mit roter Farbe wurde der Verlauf der Felgenvorderkante des Audi und der Berührfläche eingezeichnet. Bezüglich der Berührfläche ist anzumerken, dass die Position nicht exakt ermittelt werden kann, da – wie die Schadensfotos zeigen – die Deformation am Jeep auf der rechten Seite etwas stärker als auf der linken Seite ausgefallen ist. Die Bildsequenzen zeigen aber die linke Seite. Auf die Aufteilung der Deformation kann daher nur beschränkt rückgeschlossen werden.

Die Bilder zeigen jedoch deutlich, dass die Deformation des Audi erheblich stärker als die des Jeeps war.

Abbildung 24 zeigt die skalierten Rohdaten der UDS-Messung des Jeeps. Die im UDS-Aufschrieb kurz vor und nach dem Zeitpunkt 29,6 s aufscheinenden Schwingungen sind unbekannter Herkunft und entstanden nach dem Ende der Kollision. Die-

sem Messergebnis wurde der mit ANALYZER PRO berechnete Verlauf der Fahrzeugbeschleunigung überlagert. Es zeigt sich, dass die berechnete Kurve dem geglätteten Verlauf der gemessenen Kurve recht gut entspricht. Die berechnete Kurve geht lediglich etwas früher gegen null, während im Messaufschrieb die Kurve aus dem Bereich, wo kurz einmal die Beschleunigung null erreicht wurde (rund 100 ms nach dem Kollisionsbeginn) noch einmal bis auf 2 g hinaufgeht und dann relativ flach, aber schwingend gegen null geht. Das heißt, abgesehen von den im Messaufschrieb vorhandenen Schwingungen stimmt der berechnete Verlauf mit dem gemessenen gut überein.

Das heißt: Das lineare Modell findet eine gute Bestätigung. Man muss nur die unenergetisch verlaufende Rückverformung in Form eines Zuschlages berücksichtigen.

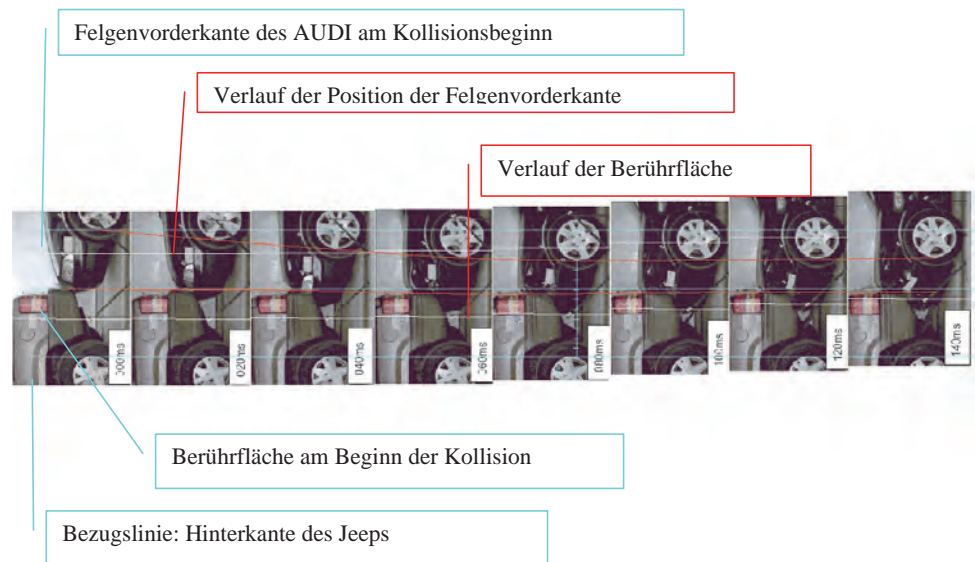


Abbildung 23

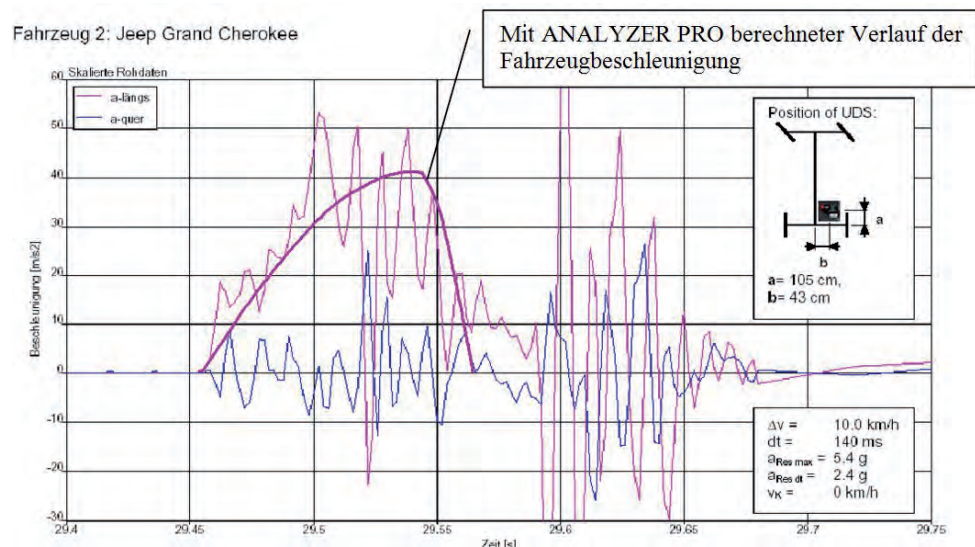



Abbildung 24

Die Kollisionsdauer aus der Auswertung müsste um rund 5 ms nach unten korrigiert werden, da in den ersten 5 ms laut Auswertung praktisch nichts passiert. Das Ende der Kompressionsphase war zu dem Zeitpunkt, an welchem die Geschwindigkeit beider Fahrzeuge gleich war, und liegt dieser Zeitpunkt bei etwa 92 ms (Abbildung 20). Abzüglich der ersten 5 ms ergibt dies eine Dauer der Kompressionsphase von 87 ms. Der Rechenwert der Kompressionsphase beträgt 87 ms und stimmt somit sehr gut mit der Messung überein.

SEMINARDONGEL		GA-Nr.: HS 14 n1	
Serienkollision			
Massenprop. Rückverformung <input checked="" type="checkbox"/> ja <input type="checkbox"/> nein			
Daten in Abschn. 2 2			
Kol.Nr.:	0		
Fahrzeug:			
Bremsverz.(Kol.):	1,0	1,0	m/s ²
Auslaufverz.:	1,0	1,0	m/s ²
Geschw.Diff. nach Koll.:	5,3		km/h
Endabstand:	3,2		m
	Heck	Front	
EES-Wert:	7,5	11,9	km/h
bleibende Def.:	11,0	17,0	cm
Strukturhärte:	600	485	kN/m
Koll.Geschw.:	0,0	20,2	km/h
Auslaufgeschw.:	10,4	5,1	km/h
Geschw.Änd.:	10,4	-15,0	km/h
max.Koll.Beschl.:	38,1	-53,6	m/s ²
max. Deform.:	12,4	19,1	cm
Geschw.Diff. vor Koll.:	20,2		km/h
K-Wert:	0,26		
Kollisionsdauer:	116		ms
(Kompressionsphase:)	85		ms

Die Ergebnisse der Rechnung sind fett gedruckt.
Die übrigen Werte sind in Normalschrift dargestellt.

Abbildung 25

Rechnerisch zeigt sich, dass die Dauer der Restitutionsphase (Rechenwert 23 ms) zu klein ausfällt. Die Auswertung zeigt hier etwa 53 ms.

Erklärt werden kann die Diskrepanz dadurch, dass Schwingungsphänomene eine größere Stoßdauer vorspiegeln können. Außerdem zeigt auch dieser Versuch, dass die Messung der bleibenden Deformation ein Problem darstellt. Zu vermuten ist, dass die Rückverformung zum Teil mit geringer oder nach der Kollision ohne Kraftübertragung erfolgt. Im ersten Teil der Rückverformung dürfte das komprimierte Material eine relativ steile Kennlinie haben (große Steifigkeit) und dann gegen Ende relativ flach auslaufen. Damit ist die Fläche unter der Kraft-Weg-Kurve klein und passt dann die damit korrespondierende Restitutionsenergie mit der Trenngeschwindigkeit zusam-

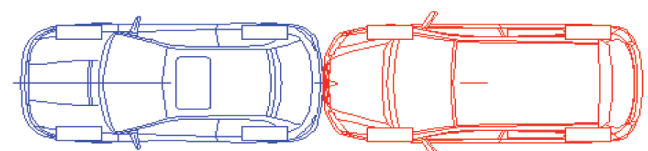
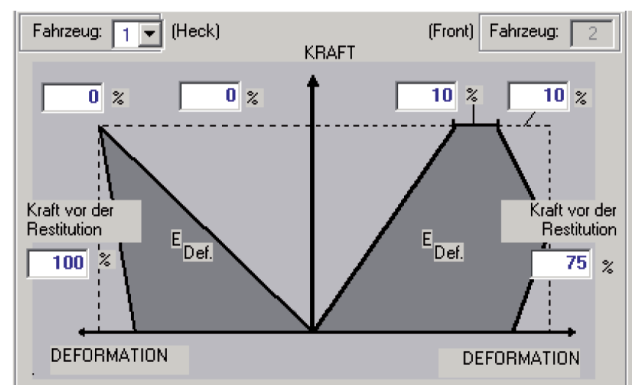


Abbildung 26

Insassenbelastung bei Auffahrunfällen

men (der flache Teil hat energetisch wenig Einfluss). Zu verstehen ist dies so, dass gegen Ende, möglicherweise auch erst nach dem Ende der Kollision eine Rückverformung ohne Wechselwirkung stattfindet (zurückspringende Teile, kriechende Rückverformung). Dies muss beim Abschätzen der Deformation daher berücksichtigt werden.

SEMINARDONGEL		GA-Nr.: HS 14 n14	
Serienkollision			
Massenprop. Rückverformung <input checked="" type="checkbox"/> ja <input type="checkbox"/> nein			
<input checked="" type="checkbox"/> Daten in Abschn. 2 2			
Kol.Nr.:			
Fahrzeug:			
Bremsverz.(Kol.):	1,0	1,0	m/s ²
Auslaufverz.:	1,0	1,0	m/s ²
Geschw.Diff. nach Koll.:	5,3		km/h
Endabstand:	3,2		m
	Heck	Front	
EES-Wert:	7,2	12,2	km/h
bleibende Def.:	10,0	18,0	cm
Strukturhärte:	675	450	kN/m
Koll.Geschw.:	0,0	20,2	km/h
Auslaufgeschw.:	10,4	5,1	km/h
Geschw.Änd.:	10,4	-15,1	km/h
max.Koll.Beschl.:	38,5	-54,1	m/s ²
max. Deform.:	11,1	20,6	cm
Geschw.Diff. vor Koll.:	20,2		km/h
K-Wert:	0,26		
Kollisionsdauer:	119		ms
(Kompressionsphase:)	86		ms

Die Ergebnisse der Rechnung sind fett gedruckt.
Die übrigen Werte sind in Normalschrift dargestellt.

Abbildung 27

Rechnerisch hat eine steil abfallende Kraft-Weg-Kurve eine kurze dafür benötigte Dauer. Die dann flach verlaufende Kurve ergibt dann eine dazu vergleichsweise große Dauer. Wollte man auch die Restitutionsphase korrekt erfassen, so müsste vermutlich die Restitution nicht linear definiert werden. Probleme stellen die Datenbeschaffung dar. Außerdem stellt sich die Frage, ob sich der Aufwand lohnt, da die Kraftübertragung am Ende der Restitution ohnehin nur mehr sehr klein ist.

Wird die Berechnung mit dem nicht linearen Modell durchgeführt (Abbildungen 25 bis 29), so sind die Resultate ähnlich, wobei dann die Summe der bleibenden Deformation mit 28 cm genau mit der ermittelten Intrusion übereinstimmt. Die berechnete Kollisionsdauer beträgt 116 ms (Kompressionsdauer: 85 ms, Restitutionsdauer 31 ms) bis 134 ms, je nachdem, wie die Kennlinie definiert wird.

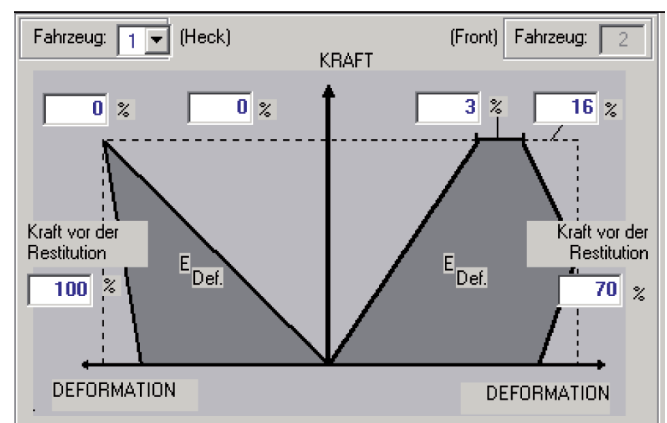


Abbildung 28

Fahrzeug 2: Jeep Grand Cherokee

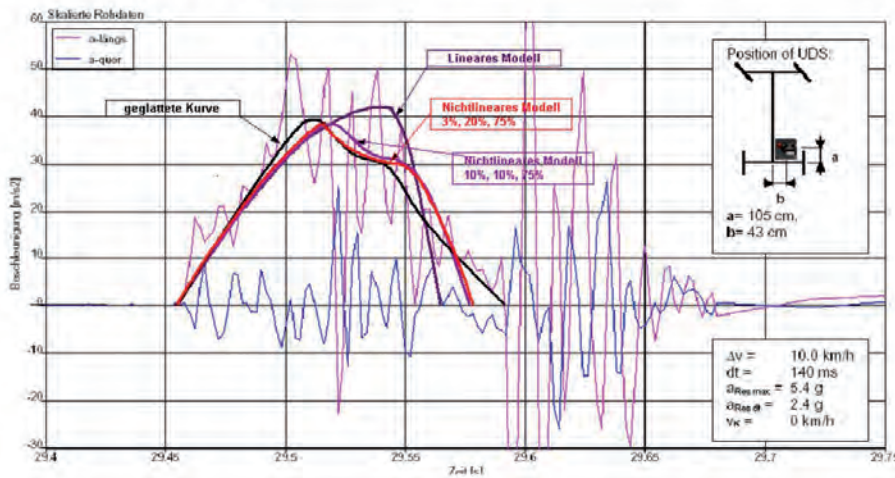


Abbildung 29

In Abbildung 29 wurde der Beschleunigungsverlauf mit unterschiedlich definierten Kennlinien eingezeichnet. Es zeigt sich, dass die nicht linearen Kennlinien zu einem „Durchhängen“ der berechneten Kurven im abfallenden Ast führen. Dies entspricht etwas mehr der gemessenen Kurve. Auch errechnet sich die Kollisionsdauer größer als im Fall der Annahme einer linearen Kurve. Gleichzeitig wird aber auch die maximale Beschleunigung kleiner berechnet. Dieser Effekt tritt umso mehr in Erscheinung, je stärker vom linearen Verlauf abgegangen wird.

Vergleicht man die geglättete Kurve mit den berechneten, so zeigt sich eine an sich sehr gute Übereinstimmung, lediglich in der Restitutionsphase ist ein etwas größerer Unterschied erkennbar. Die gemessene Kurve hängt hier durch, das heißt, sie verläuft konvex zur Zeitachse, während die berechnete dazu konkav verläuft. Der Grund liegt offenbar darin, dass im Modell für die Restitution eine lineare Kennlinie angenommen wird, während das Messresultat darauf hindeutet, dass die Kraft zunächst stärker und dann schwächer abnimmt.

Zur maximalen Fahrzeugbeschleunigung sei noch bemerkt, dass diese aus der Kompressionsphase berechnet wird. Das heißt: Selbst wenn die Stoßdauer zu klein be-

rechnet werden sollte, so stimmt dennoch der berechnete Wert der Beschleunigung.

Die durchschnittliche Fahrzeugbeschleunigung ist ohnehin eine problematische Größe, da der Wert vom betrachteten Zeitintervall abhängt.

Wird der Durchschnittswert vom Beginn der ersten minimalen Wechselwirkung bis zu deren letzten Ende (vielleicht sogar bis die Schwingungen aufhören) berechnet, so erhält man einen viel kleineren Wert, als wenn der Wert über ein kürzeres Intervall berechnet und die erste Deformation von

weichem Kunststoffteilen ignoriert wird. Weiters stellt sich die Frage, ob am Ende der Deformation die Zeit, die benötigt wird, dass zB eine ausgehängte Stoßstange nach vorne wegklappt, berücksichtigt werden soll.

6. Berechnung der Oberkörperbeschleunigung

Die auf eine in einem Fahrzeug sitzende Person wirkende kollisionsbedingte Kraft ist zwar primär von der Fahrzeugbeschleunigung abhängig, doch hat neben der Körperhaltung auch die Sitzkonstruktion einen wesentlichen Einfluss.

Die im Halsbereich auftretende Belastung entsteht durch die unterschiedliche kollisionsbedingte Beschleunigung des Kopfes im Vergleich zum Oberkörper. Während im Zuge einer Heckkollision zunächst der Oberkörper durch die Lehne nach vorne beschleunigt wird, bleibt der Kopf aufgrund der Massenträgheit zurück. Die unterschiedliche Beschleunigung führt also zu einer Bewegung der Halswirbelkörper.

Die Größe der Oberkörperbeschleunigung ist daher ein gutes Kriterium für die in den Halswirbeln auftretende Belastung.

Im Prinzip lässt sich das System Fahrzeug – Sitz – Insasse als ein System bestehend aus drei Federn idealisieren:

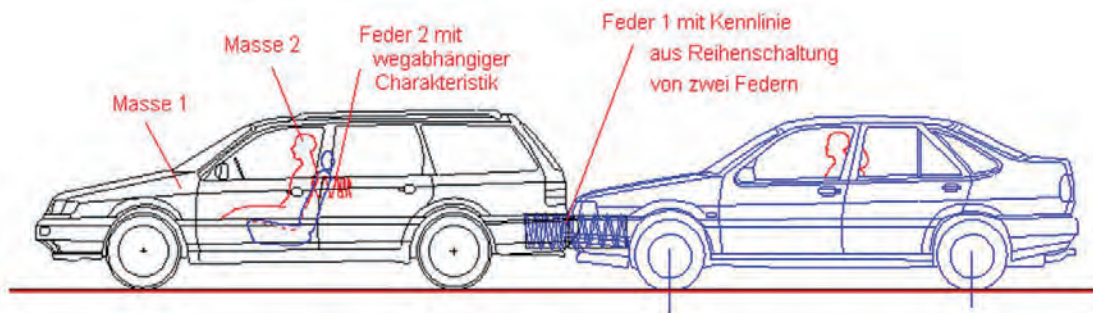


Abbildung 30: Federmodell

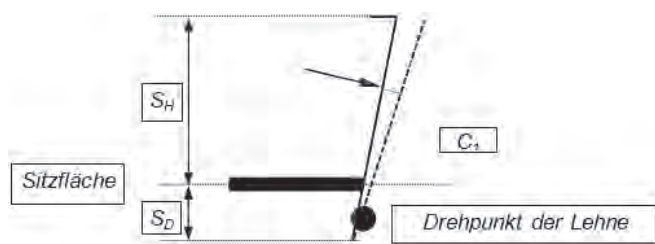


Abbildung 31: Sitz-Lehnenmodell

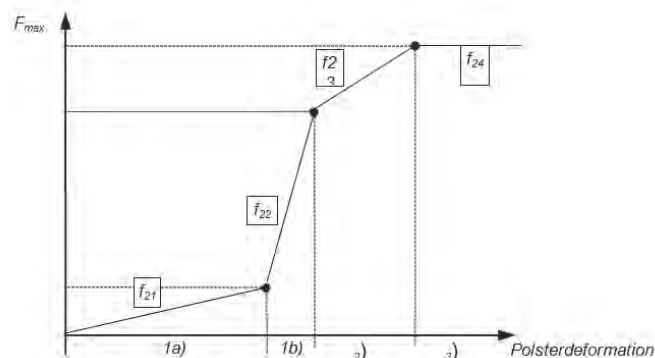


Abbildung 32: Lehnenkennlinie

- f_1 Feder im Heck (Anstoßbereich) des Fahrzeugs
- f_2 Feder in der Lehne
- f_3 Feder in der Polsterung bzw Anfangsstruktursteifigkeit
- f_{res} momentan wirksame Struktursteifigkeit im Bereich der Lehne – Polsterung
- m_2 Masse des Oberkörpers des Insassen, also der relevante Anteil der Masse der Person, die gegen den Sitz gedrückt wird
- m_1 Fahrzeuggesamtmasse abzüglich m_2

Die Simulation des Sitzes mit zwei hintereinander geschalteten Federn bietet die Möglichkeit, die Kennlinie zu definieren und entsprechend zu strukturieren.

Mathematisch lässt sich das Problem mit den nachstehenden Differentialgleichungen formulieren:

$$m_1 \ddot{x}_1 = f_1 def_1 + m_2 \ddot{x}_2 + a(m_1 + m_2) \quad (27)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = f_{res} def_2 + \tau \dot{x}_2 \quad (28)$$

Der letzte Term in (28) ist die Reibung der Reifen auf der Straße.

- x_1 Ortskoordinate des Fahrzeugschwerpunktes
- \ddot{x}_1 Beschleunigung des Fahrzeugs
- def_1 Fahrzeugdeformation
- x_2 Ortskoordinate des Rumpfschwerpunkts

- \dot{x}_2 Geschwindigkeit des Rumpfes relativ zum Fahrzeug
- \ddot{x}_1 Beschleunigung des Rumpfes
- def_2 Lehnendeformation
- f_{res} momentan vorherrschende Federkonstante des Systems Polsterung – Lehne
- τ Dämpfungsfaktor

Die Lösung der Differentialgleichungen angewendet auf den oben geschilderten Versuch ergibt den in nachstehenden Diagrammen (siehe Abbildung 33) gezeigten Verlauf der Oberkörperbeschleunigung.

Die Berechnung des Verlaufs der Oberkörperbeschleunigung zeigt, dass die Maximalbeschleunigung unter Anwendung der verschiedenen Modelle nur relativ wenig differiert und in einem Bereich zwischen 5 und 6 g liegt.

7. Belastungsgrenzen

Die Mechanismen, die zu den HWS-Beschwerden oder HWS-Verletzungen führen, sind derzeit noch nicht endgültig aufgeklärt. Noch nicht einmal bei dem am einfachsten zu betrachtenden Auffahrunfall ist ganz klar, wie es zu den Beschwerden kommt. Vermutet wird, dass Druckwellen in den Blutgefäßen und in der Rückenmarksflüssigkeit kleinste, bisher durch Diagnosegeräte nicht nachweisbare Verletzungen erzeugen.

Untersuchungen von *Becke/Castro/Hein/Schimmelpfennig* [10] haben gezeigt, dass sogar Personen, denen man einen Auffahrunfall nur durch entsprechende Geräusche und Rollbewegung eines Fahrzeugs ohne Kollision vorgetauscht hatte, über Beschwerden klagten (Noceboeffekt). Noceboeffekt bedeutet hier die Erwartungshaltung, bei einer Heckkollision eine Verletzung zu erleiden. Diese Erwartungshaltung kann, wie diese Untersuchungen zeigten, auch ohne Verletzung zu Beschwerden führen. Einen weiterführenden, für die Gerichtspraxis aufbereiteten Artikel zum Noceboeffekt findet man in einem Aufsatz von *T. Donner-Wielke/B. Wielke* [15].

Nach Auffassung des Autors ist daher zwischen Beschwerden und einer Verletzung im Sinne einer biomechanischen Veränderung bzw klinisch fassbare Veränderung zu unterscheiden (siehe Abbildung 34).

Nur zur Beantwortung der Frage, ob eine kollisionsbedingte Verletzung vorliegt, kann ein technischer Sachverständiger einen Beitrag leisten.

Eine Zerrung (Distension) der HWS ist technisch bei einer richtig eingestellten Kopfstütze und einer Kollision mit niedriger Geschwindigkeitsänderung kaum nachvollziehbar. Man kann den Kopf bis zum Kontakt mit der Kopfstütze nach hinten bewegen, ohne dass es zu einer Überdehnung der Bänder oder Muskel im Bereich der HWS kommt. Das heißt, nicht alleine die Größe der Relativbewegung Kopf – Oberkörper, sondern die Schnelligkeit, mit der diese Bewegung abläuft, spielt eine Rolle. Dass es zu einer

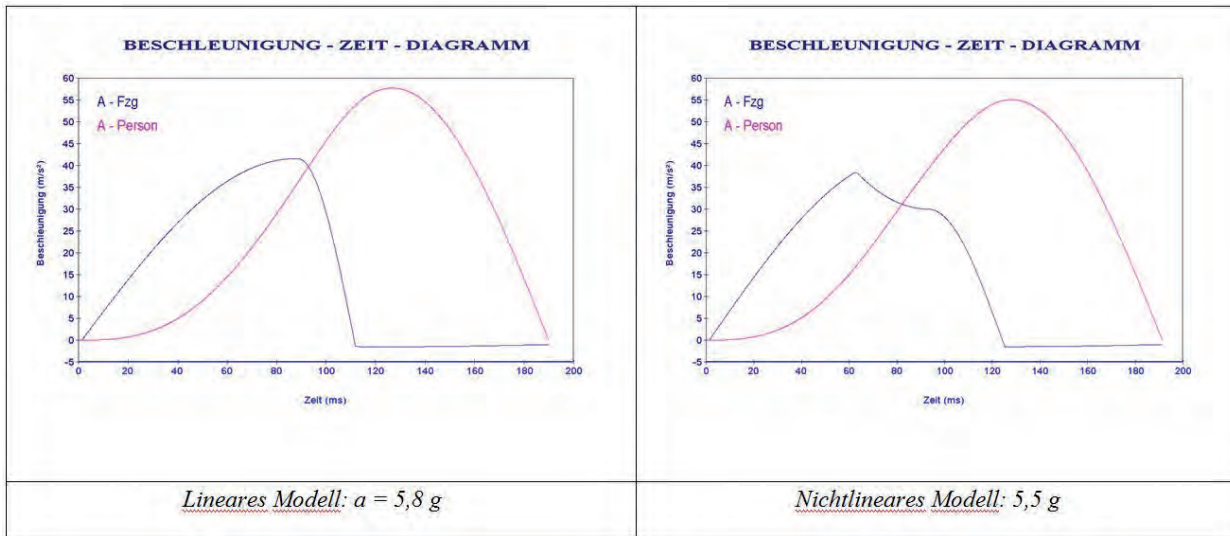


Abbildung 33

Verletzung kommt, bedarf es also einer entsprechend großen kollisionsbedingten Geschwindigkeitsänderung des gestoßenen Fahrzeugs.

Die Angabe einer Wahrscheinlichkeit, mit der die Kausalität gegeben ist, kann für einen speziellen Fall rein aus technischer Sicht nicht erwartet werden, weil diese Wahrscheinlichkeit nicht die einzelne Person betreffen könnte.

Der technische Sachverständige kann aber die Grundlage für die Beurteilung der Frage liefern, ob eine kollisionsbedingte Verletzung vorliegt, die Frage selbst kann er nicht beantworten. Letztlich ist dies im Falle eines Rechtsstreits die Aufgabe die Richters, der sich auf die Ausführungen des technischen und des medizinischen Sachverständigen stützen kann.

8. Definition einer „Belastungsgrenze“

Da bei den durchgeführten Crash-Tests bei gesunden Probanden bei kollisionsbedingten Geschwindigkeitsänderungen bis 11 km/h keine **Verletzungen** aufgetreten sind, erscheint die Definition einer entsprechenden Belastungsgrenze für gesunde Personen sinnvoll.

Geschwindigkeitsänderung des gestoßenen Fahrzeugs: 10 km/h
 (abgerundeter Wert)
 maximale Oberkörperbeschleunigung: 6 g

HWS-Beschwerden ←	Hervorgerufen durch:
	● kollisionsbedingte Verletzung?
	● psychisch bedingte Ursache?
	● psychosomatische Reaktion?
	● Krankheit?
● andere Ursachen?	

Abbildung 34: Mögliche Ursachen von HWS-Beschwerden

Die Frage, wie sich eine Belastung individuell auswirkt, kann durch ein medizinisches Gutachten näher erörtert werden.

Es gilt daher: Die Umsetzung der aufgetretenen Belastung auf die individuelle Person muss einem medizinischen Sachverständigen vorbehalten bleiben. Die praktischen Konsequenzen für die Rechtsprechung wurden in einem Fachartikel von *B. Wielke/T. Wielke* zusammengefasst [14]. Wenn mitunter behauptet wird, es gäbe keine Untergrenze, so kann dies nicht für eine Verletzung gelten, sondern es könnte dies nur für Beschwerden gelten, die nicht auf eine Verletzung zurückzuführen sind.

Teilweise wird behauptet, dass die durchgeführten Crash-Tests nicht aussagekräftig seien, da die Probanden auf die Kollision gefasst waren. Demgegenüber kann aber angeführt werden, dass wohl jedem technischen Sachverständigen, der mit der technischen Aufklärung von Kollisionen befasst ist, reale Unfälle bekannt sind, bei welchen deutlich größere kollisionsbedingte Geschwindigkeitsänderungen aufgetreten sind, ohne dass die Insassen eine Verletzung an der HWS erlitten haben. Außerdem war bei vielen Crash-Tests der Zeitpunkt, wann genau die Kollision stattfindet wird, nicht bekannt und die Versuchspersonen saßen nicht verkrampft und mit angespannten Muskeln im Fahrzeug.

9. Zusammenfassung

Die Anwendung von Strukturkennlinien und die daraus entwickelten Formeln zur Berechnung der EES-Werte zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit durchgeführten Crash-Tests und haben sich in der Vergangenheit sehr gut bewährt.

Große Aufmerksamkeit muss der Abschätzung der Deformation gewidmet werden. Es wird zu berücksichtigen sein, dass gegen Kollisionsende eine Rückverformung stattfindet.

den kann, die zur Restitutionsenergie vernachlässigbar wenig beiträgt. Bei der Abschätzung der Deformation muss diese Rückverformung entsprechend als additive Größe berücksichtigt werden.

Die für diese Rückverformung benötigte Zeit wird im verwendeten Modell rechnerisch nicht erfasst und ist der Grund dafür, dass mitunter die berechnete Kollisionsdauer etwas kleiner als die gemessene ausfällt. Wenn die Phase der Kollision mit einem relevanten Kraftaustausch betrachtet wird, so zeigt diese „relevante Stoßdauer“ eine sehr gute Übereinstimmung mit dem Rechenwert.

Der Vergleich zwischen dem linearen und dem nicht linearen Modell zeigt, dass das lineare Modell deutlich einfacher zu handhaben ist und im Normalfall zu brauchbaren Ergebnissen führt. Mit dem nicht linearen Modell besteht die Möglichkeit, die Deformationskennlinie genauer zu modellieren.

Als Kriterium für die Insassenbelastung bei einer Heckkollision bietet sich die durch die Sitzlehne verursachte Oberkörperbeschleunigung an.

10. Weiterführende Literatur (Auszug)

- [1] *Walz*, Biomechanische Aspekte der HWS-Verletzungen, Orthopäde 1994, 262.
- [2] *Gratzer/Burg*, Analyse von Serienkollisionen und Berechnung der Insassenbeschleunigung im gestoßenen Fahrzeug, Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik 9/1994, 254.
- [3] *Whitman* ua, Analysis of Human Test Subject Kinematic Response to Low Velocity Rear End Impact. SAE SP-975, 1993.
- [4] *Moorahrend*, Die Beschleunigungsverletzung der Halswirbelsäule (1993).
- [5] *Kallieris/Rizzetti/Mattern/Thunnissen/Philipens*, Cervical Human Spine Loads During Traumatomechanical Investigations. IRCOBI Proceedings 1996.
- [6] Scientific Monograph of the Quebeck Task Force on Whiplash-Associated Disorders, International Journal for the Study of the Spine, April 15th, 1995.
- [7] *Kügelgen/Ludolph/Schröter/Castro*, Das „Schleudertrauma“ der Halswirbelsäule (1998).
- [8] *Boström* ua, A Sled test Procedure Proposal to Evaluate the Risk of Neck Injury in Low Speed Rear Impacts using a new Neck Injury Criterion (NIC), Chalmers University Sweden, Paper Nr 98-S7-O-07.
- [9] *Krafft*, Folksam Research: A Comparison of Short- and Long-Term Consequences of AIS 1 Neck Injuries in Rear Impacts. July 1998.
- [10] *Becke/Castro/Hein/Schimmelpfennig*, HWS-Schleudertrauma 2000 – Standortbestimmung und Vorausblick. NZV 6/2000.
- [11] *Grundler/Sinzig/Eichholzer/Brunner*, Eingrenzung der Stoßzahl k für die Rekonstruktion von Heckkollisionen, Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik 10/2008, 289.
- [12] *Kohút/Kolla*, Berechnung des Delta-V verursacht durch die Kollision von zwei Fahrzeugen für die Auswertung des Schleudertraumas, EVU-Kongress 2011.
- [13] *B. Wielke*, Das Schleudertrauma der Halswirbelsäule, Verletzungswahrscheinlichkeit aus technischer Sicht, ZVR 1989, 129.
- [14] *B. Wielke/T. Wielke*, Strittige HWS-Verletzungen nach Auffahrunfällen, Wechselwirkung Richter – medizinischer SV – technischer SV, ZVR 2000, 152.
- [15] *T. Donner-Wielke/B. Wielke*, Auffahrunfall – Halswirbelsäulenverletzung – Noceboeffekt, ZVR 2004, 81.

Korrespondenz:

Mag. Dr. Werner Gratzer
Weitwörth 10, 5151 Nußdorf, Austria
Tel.: ++43 / 6272 / 7736 3
Internet: <http://www.analyzer.at>
E-Mail: dwg@analyzer.at