

Diss. ETH Nr. 13374

KONZEPTION EINES FAHRZEUGSITZES ZUR ERHÖHUNG
DER INSASSENSICHERHEIT UNTER BESONDERER
BERÜCKSICHTIGUNG DER HECKKOLLISION

ABHANDLUNG
zur Erlangung des Titels

DOKTOR DER TECHNISCHEN WISSENSCHAFTEN
der
EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE ZÜRICH

vorgelegt von

CHRISTIAN KLAUS DIPPEL
Dipl. Ing., ETH Zürich
geboren am 6. November 1965
von Deutschland

angenommen auf Antrag von

Prof. Dr. Hans-Reinhard Meyer-Piening, Referent
Prof. Dr. Peter Niederer, Korreferent

1999

DANK

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Assistententätigkeit am Institut für Leichtbau und Seilbahntechnik im Rahmen des interdisziplinären Projektes "Sicherheit von Leichtmobilen".

Mein herzlicher Dank gilt meinem Doktorvater Prof. Dr. Hans-Reinhard Meyer-Piening für seine wohlwollende Betreuung. Ich schätzte die Freiheit, die er mir bei der Durchführung der Dissertation einräumte ebenso sehr wie die konstruktive Kritik, die er mir zuteil werden liess. Im gleichen Sinne und für die Übernahme des Korreferates bedanke ich mich auch bei Prof. Dr. Peter Niederer sehr.

Ganz besonders danke ich Prof. Robert Kaeser für die kritische Durchsicht der Arbeit sowie für seine stete Bereitschaft zu wertvollen Anregungen und Hinweisen.

Mein Dank geht ferner an Prof. Dr. Felix Walz und Dr. Markus Muser ohne deren grundlegende Projekte im Bereich des Schutzes der Autoinsassen ich diese Arbeit nicht hätte verwirklichen können. Insbesondere danke ich Dr. Markus Muser für sein vielfältiges Engagement.

Ausserdem möchte ich mich bei den Mitarbeitern der Werkstatt des Instituts für Leichtbau und der Elektrotechnikwerkstatt bedanken, die die Realisierung der Versuchssitze ermöglicht haben, sowie bei den nachgenannten Personen, die auf verschiedene Weise zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben: Riccardo Porfido, Andrew Dragan, Dr. Roland Anderegg, Peter Frei, Evelyne Pinter, Susanne Rothenbühler, Kurt Christiansen, Christoph Amstutz, Alexandre Borel, Fred Nehrlich, Dr. Ernst Lutz, Dr. Patrick Escher und Dr. Matthias Neeracher.

Inhalt

ZUSAMMENFASSUNG	3
ABSTRACT	4
1 EINLEITUNG	7
2 ZUR AUSLEGUNG VON RÜCKHALTESYSTEMEN	13
2.1 Die Aufgaben des Rückhaltesystems	13
2.2 Anpassung von Steifigkeit und Geometrie des Rückhaltesystems an verschiedene Insassengrößen und -Massen	15
2.3 Anpassung an verschiedene Kollisionsarten und Kollisionsschweregrade	18
2.4 Einfluss des Anfangsabstandes auf den Aufprallablauf	19
2.5 Grenzwerte und Dimensionierung	22
3 SICHERHEIT FÜR INSASSEN VON LEICHTMOBILEN	25
3.1 Schwierige Ausgangslage für Leichtmobile	25
3.2 Anforderungen an das Leichtfahrzeug	29
3.3 Anforderungen an das Rückhaltesystem	30
3.4 Aufgaben der Rückhaltesystemkomponenten	31
4 FRONTALAUFPBALL	35
4.1 Experimentalfahrzeuge	35
4.1.1 Crashy	35
4.1.2 Cratch	38
4.2 Der Sitz	39
5 SEITENAUFPRALL	44
6 HECKAUFPRALL	49
6.1 Motivation	49
6.2 Biomechanik	50
6.2.1 Stand der Forschung	50
6.2.2 Schlussfolgerungen, Lösungskonzepte, Anforderungen und Ziele	56
6.3 Annahmen für das Kollisionsgeschehen	60
6.4 Methoden zur Auslegung des Sitzes	69
6.4.1 Berechnungsmodelle Insasse/Rückhaltesystem	69
6.4.2 Rechnerische Modellierung der Interaktion von Insasse und Sitz beim Heckaufprall	73
6.4.2.1 Das Einmassenmodell	73
6.4.2.2 Das Mehrmassenmodell	76
6.4.3 Vergleich verschiedener Modelle	79
6.4.4 Einfluss verschiedener Parameter	80
6.5 Anforderungen	82
6.6 Funktionen	85
6.6.1 Energieabsorption	85
6.6.2 Einstellung	86
6.6.2.1 Mechanik	86
6.6.2.2 Regelung/Antrieb	91
6.7 Alternativen zum gewählten Kopfstützenkonzept	95
6.7.1 Energieabsorption	95
6.7.2 Einstellung	100

6.8 Alltagstauglichkeit	105
6.9 Integrationsmöglichkeiten in andere Fahrzeuge	106
6.10 Versuche und experimenteller Nachweis der Funktionstauglichkeit	107
6.10.1 Funktionsmockup	107
6.10.2 Versuchssitz	116
6.10.2.1 Auslegung	117
6.10.2.2 Konstruktive Umsetzung	120
6.10.3 Vorversuche	129
6.10.3.1 Materialtests	129
6.10.3.2 Versuche mit Deformationselementen	134
6.10.3.3 statischer Vorversuch	139
6.10.3.4 RID-Hals-Tests	140
6.10.3.5 Schlittenversuche	141
6.10.3.5.1 Versuch 1:.....	142
6.10.3.5.2 Versuch 2.....	144
6.10.3.5.3 Versuch 3.....	146
6.10.3.5.4 Versuch 4.....	149
6.10.3.5.5 Versuch 5.....	150
6.10.3.5.6 Versuch 6.....	153
6.11 Bewertung	153
6.11.1 Bewegungsablauf und Beanspruchung des Halses.....	153
6.11.2 NIC	157
6.12 Verbesserungsmöglichkeiten	163

ANHÄNGE

A1 Simulationsergebnisse Viermassenmodell	165
A2 HIC: grundsätzliche Überlegungen und Dimensionierungshilfen bei der Konstruktion von Kopfaufschlagpolstern	177
A3 Pflichtenheft Versuchssitz	187
A4 Literaturverzeichnis	193
A5 Lebenslauf	207

ZUSAMMENFASSUNG

Auf dem Gebiet der passiven Sicherheit von Personenkraftwagen sind in den vergangenen Jahren, insbesondere bei Frontalkollisionen, grosse Fortschritte erzielt worden. Für den Bereich der Heckkollisionssicherheit gilt das nur in sehr eingeschränktem Masse. Bei einer Heckkollision ist besonders die Halswirbelsäule des Insassen gefährdet. Der menschliche Hals ist sehr komplex aufgebaut und die heutigen Kenntnisse der Verletzungsmechanik des Halses erlauben es noch nicht, Toleranzwerte zu definieren, die als Grundlage für die Auslegung eines Rückhaltesystems dienen könnten. Es wird jedoch davon ausgegangen, dass insbesondere die in der ersten Phase der Kollision auftretenden Scherkräfte eine Verletzungsgefahr darstellen. Ein sinnvolles Ziel bei der Auslegung eines Rückhaltesystems für Heckkollisionen ist deshalb, die horizontale Relativbewegung zwischen Kopf und Thorax des Insassen möglichst weitgehend zu reduzieren. Ein entsprechendes Konzept für einen sicheren Fahrzeugsitz wurde entwickelt. Dabei wurde von den besonders schwierigen Bedingungen in Leichtfahrzeugen in Kollisionen mit schwereren Fahrzeugen ausgegangen. Ausserdem wurden bei der Auslegung neben verschiedenen Aufprallgeschwindigkeiten Insassen unterschiedlicher Körpergrösse und unterschiedlichen Gewichts berücksichtigt. Kernpunkt des Konzeptes ist ein sich automatisch an die Geometrie des Insassen anpassendes Kopf-Nacken-Abstützungssystem. Weitere Verstellmöglichkeiten tragen zu einem hohen Sicherheitsniveau bei Frontalkollisionen bei. Auch hier geschieht das Anpassen an die geometrischen Verhältnisse des Insassen weitgehend automatisch, so dass negative Beeinflussung der passiven Sicherheit durch ungeeignete Sitzeinstellungen vermieden werden kann. Die Wirkung der automatischen Einstellung wird unterstützt durch geeignetes Energieabsorptionsverhalten der Lehne und der verschiedenen Polsterbereiche. Mit Hilfe einer Computersimulation konnte das Verhalten der einzelnen Komponenten bei unterschiedlichen Heckkollisionsbedingungen so ausgelegt werden, dass nur geringe horizontale Relativverschiebungen zwischen Kopf und Thorax zu erwarten sind.

Zwei Testsitze wurden gebaut, um die Wirksamkeit des Konzeptes experimentell zu verifizieren. Die Sitze wurden bei einem Frontalcrashtest verwendet, bei dem das betreffende Leichtfahrzeug eine Geschwindigkeitsänderung von über 70 km/h erfuhr. Des Weiteren wurden mittels Schlittenversuchen Heckaufprallsituationen mit Geschwindigkeitsänderungen im Bereich von 12.2 bis 38.6 km/h simuliert. Der dabei verwendete Dummy war mit dem für Heckaufprallversuche konzipierten TRID-Hals ausgestattet. Die Versuchsergebnisse zeigten eine relativ gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen der Computersimulation. Die Resul-

tate zeigen ausserdem, dass davon ausgegangen werden kann, dass mit dem vorgestellten Sitzkonzept das Verletzungsrisiko bei Heckkollisionen gegenüber konventionellen Fahrzeugsitzen signifikant reduziert werden kann.

ABSTRACT

During the last few years, substantial progress has been made in the field of passive safety. This applies especially to frontal crash safety; for rear-impact situations, however, it holds true to a very limited extent only. The critical body region in rear-impact crashes is the cervical column. The structure of the human neck is very complex and its biomechanics is not yet understood sufficiently to define injury tolerance limits that could be used for the design of restraint systems. Nevertheless, evidence is high that lesions of the cervical column are mostly caused by shear forces during the first phase of the impact. Therefore, the best strategy to reduce the risk of injury is to control the kinematics of the head-neck-thorax system during impact in such a way that relative displacements within this system are minimized. In compliance with this, a concept for a car seat offering enhanced safety has been developed, considering the more severe conditions that low mass vehicles undergo in collisions against conventional cars. Moreover different impact speeds and different occupant sizes have been taken into account for the design. The most essential feature is an automatically controlled head restraint adjustment mechanism that guarantees a good adaptation to the geometry of the occupant. Additional adjustment capabilities of the seat contribute to a high level of safety in frontal crashes. Also in this case the adaptation to the geometrical situation of the occupant is controlled mostly automatically, so that negative effects on the passive safety caused by unsuited settings can be avoided. The effectiveness of the automatic adaptation system is supported by appropriate energy absorbing abilities of the seat back and the different padding regions. By means of a computer simulation, the behaviour of the individual components could be set up in a way that under various rear impact conditions only little relative motion between neck and thorax of the occupant should occur.

Two test versions of the seat have been built to verify the effectiveness of the design. The seats performed in a full scale frontal crash test. They were mounted into a low mass vehicle which went through a velocity change of more than 70 km/h. Furthermore the seats have been used for sled tests, simulating rear impacts with velocity changes from 12.2 up to 38.6 km/h. The dummy used in this tests was equipped with the TRID neck, a special dummy neck for rear-end impact

tests. The measurements show a relative good correlation with the computer simulation. The results also indicate that with the new seat concept presented here, the risk of neck injuries in rear-end collisions can be considered as significantly lower than in conventional car seats.

Seite Leer /
Blank leaf

1 EINLEITUNG

Ein wichtiger Faktor, der den Energieverbrauch von Personenkraftwagen beeinflusst, ist das Fahrzeuggewicht. Dennoch ist bei konventionellen Fahrzeugen längerfristig ein Trend zu immer höheren Leergewichten zu beobachten [Braess 93]. Eine wichtige Rolle beim Verbrauch spielt das Fahrzeuggewicht im Stadtverkehr. Dort ist es unvermeidbar, dass die Fahrt durch häufiges Abbremsen und Anhalten an Ampelanlagen, Kreuzungen und Fussgängerstreifen unterbrochen wird. Jedesmal, wenn das Fahrzeug zum Stillstand gebracht wird, wird seine gesamte kinetische Energie durch die Bremsen nutzlos in Wärme umgewandelt (nur die wenigsten Fahrzeuge verfügen über Rekuperationsmöglichkeiten) und muss beim Wiederauffahren durch den Antrieb neu generiert werden. Ein geringerer Energieverbrauch wirkt sich auch auf den CO₂-Ausstoss günstig aus. Im Stadtverkehr, wo dies von besonderer Bedeutung ist, können sich Leichtfahrzeuge mit Elektroantrieb emissionsfrei bewegen.

Wegen des geringeren Materialverbrauchs werden bei der Herstellung von Leichtfahrzeugen auch die Ressourcen stärker geschont als bei der Herstellung konventioneller Fahrzeuge. Wegen ihrer in der Regel sehr kompakten Bauweise benötigen Leichtfahrzeuge weniger Parkraum, so dass bei einer weiten Verbreitung solcher Fahrzeuge ein besseres Angebot an Parkräumen möglich wäre oder der heute durch Parkflächen beanspruchte Raum teilweise auch anderen Nutzungszwecken zugeführt werden könnte.

Da kleine leichte Fahrzeuge im Vergleich zu konventionellen Personenkraftwagen häufig Merkmale geringerer Leistungsfähigkeit aufweisen, sei dies bei der Transportkapazität bezüglich Passagieren und Fracht oder bei der Reichweite und bei der Spitzengeschwindigkeit, kommen sie zwar für die Mehrheit der Fahrten in Frage, genügen den Anforderungen aber nicht in jedem Fall. Dies lässt die Befürchtung aufkommen, dass Leichtfahrzeuge nur als Zweit- oder Drittwagen gekauft werden, und somit die bestehende Fahrzeugpopulation noch vergrößern. Einer solchen Entwicklung kann man mit entsprechenden Massnahmen (beispielsweise dem Angebot günstiger konventioneller Mietwagen im Verbund mit dem Kauf eines Leichtmobils) entgegenwirken. Doch selbst wenn ein Erfolg von Leichtfahrzeugen primär auf dem Kauf zusätzlicher Fahrzeuge basieren sollte, ist nicht davon auszugehen, dass dies zu einer Zunahme des Individualverkehrs führt. Wird das Leichtmobil gefahren, bleibt dafür das konventionelle Erstfahrzeug in der Garage. Die meisten der obengenannten Vorteile würden sich also dennoch bemerkbar machen.

Es scheint also besonders im urbanen Gebiet (aber nicht nur dort) wünschenswert, den Verkehr auf kleine leichte und ökologische Fahrzeuge umzustellen. Dazu ist es nötig, dass die – bedingt durch die (noch) geringen Stückzahlen – meist sehr hohen Anschaffungskosten für solche Fahrzeuge reduziert werden. Ein anderer wichtiger Punkt, der eine Gefahr darstellt, dass Leichtfahrzeuge im Markt scheitern, liegt in der Problematik der passiven Sicherheit solcher Fahrzeuge. Eine von Renault durchgeführte statistische Untersuchung zeigt, dass das Risiko bei einer Fahrzeug-Fahrzeug-Kollision schwere Verletzungen zu erleiden, vom Verhältnis der Massen der beteiligten Fahrzeuge abhängig ist (Fig.1.1). Je grösser das Verhältnis der Massen ist, desto grösser wird das Risiko für die Insassen des leichteren Kollisionsgegners. Je leichter ein Fahrzeug ist, desto grösser ist auch die statistische Wahrscheinlichkeit, dass es im Falle einer Kollision mit einem schwereren Fahrzeug zusammenstösst. Bei einer Kollision wird das leichtere Fahrzeug höheren Beschleunigungen ausgesetzt und erfährt eine grössere Geschwindigkeitsänderung.

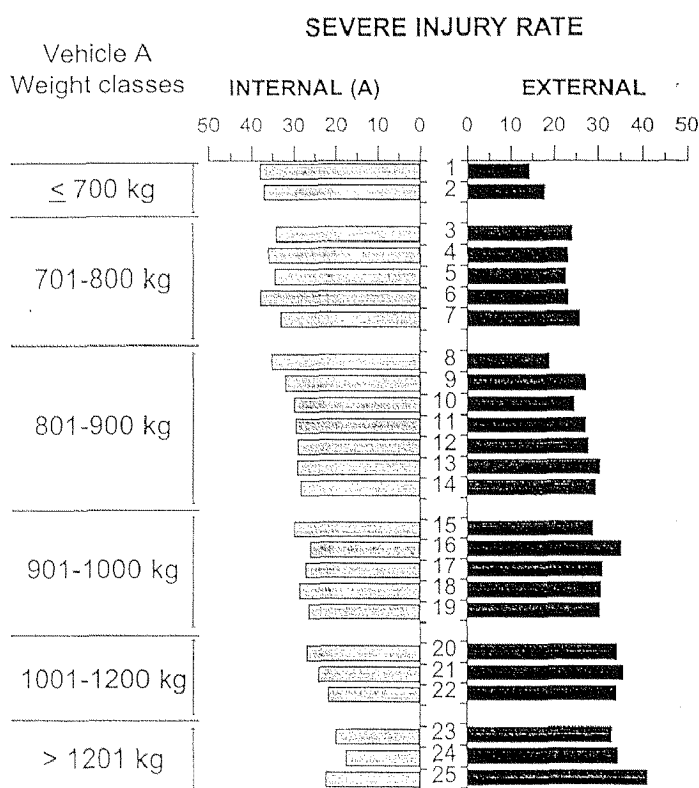


Fig. 1.1 „Internal and external severe injury rate for belted drivers of 25 cars involving at least 500 drivers for each weight classes“ [Tariere91]. Mit zunehmendem Gewicht der Fahrzeuge lässt sich eine Abnahme des Risikos schwerer Verletzun-

gen für die Insassen (internal) beobachten, wohingegen das Risiko für die Insassen des Kollisionsgegners (external) ansteigt

Es muss technisch das Notwendige vorgesehen werden, damit die Insassen von ökologisch sinnvolleren Fahrzeugen im Strassenverkehr nicht einem deutlich höheren Verletzungsrisiko ausgesetzt sind. Auch reagiert die Bevölkerung heute, bedingt vor allem durch die von der Motorpresse durchgeführte Crashversuchsreihen, wesentlich sensibilisierter auf die Problematik der passiven Sicherheit als noch vor einigen Jahren. Dies hat dazu beigetragen, dass die Automobilindustrie erfolgreich grosse Anstrengungen auf diesem Gebiet unternimmt. Es ist davon auszugehen, dass Leichtfahrzeuge, wenn sie vermehrt in den Ruf gelangen, bei Kollisionen für die Insassen deutlich gefährlicher zu sein als herkömmliche Fahrzeuge, sich kaum mehr verkaufen lassen. Ein ähnlicher Effekt liess sich bei der Fahrzeugklasse der Minivans beobachten: Das Magazin „Der Spiegel“ [Spiegel99] schrieb „Vieles deutet darauf hin, dass der Sintra nicht etwa wegen eines allgemeinen Desinteresses an Minivans scheiterte. Seine Einführung vor zwei Jahren wurde von furchterregenden Crashresultaten überschattet.“

Die Arbeitsgruppe für Unfallmechanik der ETH und Universität Zürich hat mit der Entwicklung des Versuchsfahrzeuges „Cratch“ gezeigt, dass und mit welchen Mitteln es möglich ist, Leichtfahrzeuge mit einem adäquaten passiven Sicherheitsniveau auszustatten. Dabei spielt neben der tragenden Struktur des Fahrzeuges vor allem auch das Rückhaltesystem eine wichtige Rolle. Ein wichtiger Bestandteil des Rückhaltesystems ist der in dieser Arbeit vorgestellte Fahrzeugsitz.

Es wird gezeigt, wie ein solcher Sitz gestaltet werden könnte, damit er unter den erschwerten Bedingungen in einem Leichtfahrzeug im Zusammenspiel mit anderen Rückhaltesystemkomponenten dazu beitragen kann, das Verletzungsrisiko der Insassen zu reduzieren. Wichtig sind dabei neben den Energieabsorptionseigenschaften auch die geometrische Anpassungsfähigkeit an den Insassen. Dabei ist besonderer Wert darauf zu legen, dass ein möglichst breites Spektrum von Insassen unterschiedlicher Körpergrösse und unterschiedlichen Gewichts von der Schutzwirkung profitieren kann. Deshalb muss der Sitz über vielfältige geometrische Einstellungsmöglichkeiten verfügt. Dies birgt aber die Gefahr, dass sich eine falsche Anwendung solcher Einstellungsmöglichkeiten durch den Insassen sicherheitstechnisch kontraproduktiv auswirkt. Dieses Problem konnte gelöst werden, indem der eigentlich relativ komplexe Vorgang des Einstellens des Sitzes für den Benutzer so einfach gestaltet wurde, dass Fehlbedienungen nahezu ausgeschlossen sind. Der Insasse hat dabei nur die Kontrolle über einen

einzigem Einstellungsparameter, alle anderen Einstellungen sind mit diesem Parameter mechanisch gekoppelt oder werden von elektronischen Systemen gesteuert.

Der Schwerpunkt der Sitzentwicklung wurde auf die Sicherheit bei Heckkollisionen gelegt. Diese Kollisionsart stellt in verschiedener Hinsicht einen Sonderfall dar. Beim Heckaufprall ist das Risiko, lebensbedrohliche Verletzungen zu erleiden, vergleichsweise sehr gering, dennoch ist diese Kollisionsart für hohen volkswirtschaftlichen Schaden und teilweise sehr unangenehme gesundheitliche Beeinträchtigungen bei den Betroffenen verantwortlich. Verletzungen des bei dieser Kollisionsart gefährdeten Halsbereiches können schon bei vergleichsweise sehr geringen Geschwindigkeitsänderungen auftreten (ab einem Δv von ca. 10 km/h). Dabei sind nicht die aufgebrachten Beschleunigungen und Kräfte direkt kritisch, sondern der Bewegungsablauf, den die Halswirbelsäule erfährt. Die Verletzungsmechanik der Halswirbelsäule ist noch nicht genügend erforscht, um auf der Grundlage gesicherter Erkenntnisse Schutzkriterien definieren zu können, die als Basis für Auslegung und Erprobung von Rückhaltesystemen dienen können. Es ist jedoch sicher, dass das Rückhaltesystem die Relativbewegungen zwischen Kopf und Thorax möglichst gering halten muss. Verwendete Hilfsmittel zum Erreichen dieses Ziels sind geeignete Kraft-Deformations-Kennlinien von Lehnenpolster und Struktur sowie eine automatische Einstellung der horizontalen Kopfstützenposition. Letzteres erlaubt es, zu Beginn des Kollisionsvorganges nicht nur einen geringen sondern auch einen relativ genau definierten Abstand zwischen Kopf und Kopfabstützung zu erhalten.

Es wurde ein Computermodell entwickelt, welches die Interaktion zwischen der Sitzlehne und den Körperbereichen des Insassens während des Kollisionsablaufes beschreibt. Mit diesem Modell konnte eine Auslegung des Sitzes und der Charakteristiken der energieabsorbierenden Komponenten erarbeitet werden, die bei unterschiedlichen Kollisionsgeschwindigkeiten eine gute Schutzwirkung beim Heckaufprall für Personen von verschiedenen Grössen und Gewichten versprach. Das Sitzkonzept wurde in zwei Versuchssitzen konstruktiv umgesetzt. Nachdem diese Sitze bei einem Full-Scale-Frontalcrash mit dem oben erwähnten Leichtfahrzeug Cratch mit Erfolg zum Einsatz gekommen waren, wurde ihr Verhalten beim Heckaufprall mit einer Reihe von Schlittentests untersucht. Auch wenn sich die Reduktion des Verletzungsrisikos für die Halswirbelsäule dabei mangels Kriterien nicht wirklich quantifizieren lässt, so konnte durch den Vergleich des mit Hochgeschwindigkeitsvideoaufnahmen dokumentierten Verhaltens dieser Sitze mit dem Verhalten konventioneller Fahrzeugsitze bei Heckaufprällen gezeigt werden, dass die gewählten Massnahmen dazu geeignet sind, die Relativbewegun-

gen im Thorax-Hals-Kopfbereich stark zu reduzieren und dass davon ausgegangen werden kann, dass das Verletzungsrisiko nur noch sehr gering ist.

Die Problematik der Halswirbelverletzungen bei Heckaufprall ist nicht nur bei Leichtmobilen aktuell. Konventionelle Fahrzeuge haben bezüglich Frontaufprallsicherheit grosse Fortschritte gemacht, so dass die Anzahl der Unfallopfer in Strassenverkehr deutlich abgenommen hat (in Deutschland hat die Anzahl der Verkehrstoten 1998 gegenüber dem Vorjahr um 7 % abgenommen bei einem gleichzeitig um 1.2 % gewachsenen Kfz-Bestand; gegenüber dem Jahr 1970 ist eine Abnahme der Verkehrstoten um 63 % zu beobachten [ADAC 99]). Bezüglich der Sicherheit beim Heckaufprall besteht aber nach wie vor grosser Nachholbedarf (erst seit jüngster Zeit werden einige wenige Fahrzeuge mit speziell auf Heckaufprallsicherheit ausgelegten Sitzsystemen ausgeliefert). Deshalb sind die in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse nicht nur für Leichtfahrzeuge von Interesse, auch wenn der vorgestellte Sitz in der ausgeführten Version schon aus geometrischen Gründen nicht in einem konventionellen Fahrzeug verwendet werden kann.

Die tragende Struktur der realisierten Versuchssitze ist aus Aluminium gefertigt. Da die Energie nur lokal in dafür vorgesehenen Elementen absorbiert wird, lässt sich das Konzept problemlos auf Bauweisen in anderen Materialien übertragen.

2 ZUR AUSLEGUNG VON RÜCKHALTESYSTEMEN

2.1 DIE AUFGABEN DES RÜCKHALTESYSTEMS

Bei einer Fahrzeugkollision hat das Rückhaltesystem drei Aufgaben: In der ersten Phase muss es dafür sorgen, dass sich keine hohen Relativgeschwindigkeiten zwischen Fahrzeug und Insassen aufbauen. Die Rückhaltesystemkomponenten können nicht von Anfang an die dazu notwendigen Kräfte auf die entsprechenden Körperteile übertragen. Zuerst muss ein Kontakt zwischen Komponenten des Rückhaltesystems und des Körpers aufgebaut werden, welche beide relativ nachgiebig sind. Bis die der Fahrzeugverzögerung entsprechende Kraft auf den Insassen ausgeübt wird, können sich Relativgeschwindigkeiten von beträchtlicher Grösse (bis maximal Δv des Fahrzeugs) zwischen Insasse und Fahrzeug aufbauen. Der Idealfall wäre es, wenn sich überhaupt keine Relativgeschwindigkeiten ergeben würden, denn die Beschleunigungen, die das Fahrzeug während des Kollisionsvorganges erfährt, sind in der Regel verhältnismässig gering und könnten vom Insassen problemlos ertragen werden, der so vollumfänglich von der relativ nachgiebigen Knautschzone des Fahrzeuges profitieren könnte. In der Realität ist dies jedoch nicht erreichbar.

In der zweiten Phase ist es die Aufgabe des Rückhaltesystems, diese Relativgeschwindigkeiten in einer für den Insassen möglichst unschädlichen Art und Weise wieder abzubauen. Je nach Situation ist es möglich, dass diese zweite Phase erst eintritt, nachdem der Verzögerungsvorgang des Fahrzeuges bereits abgeschlossen ist. Je ausgeprägter dies der Fall ist, desto weniger übernimmt die Knautschzone eigentliche Schutzwirkungen für den Insassen und desto mehr muss die Aufgabe, den Insassen gegenüber der Aussenwelt zu verzögern, vom Rückhaltesystem übernommen werden. Wie gut das Rückhaltesystem diese zweite Aufgabe erfüllen kann, hängt primär von den Deformationseigenschaften seiner Komponenten sowie von den geometrischen Gegebenheiten ab.

In der dritten Phase ist es die Aufgabe des Rückhaltesystems, das Ausmass des elastischen Zurückfederns (Rebound) so gering wie möglich zu halten. Elastisches Rückfedern lässt sich nicht ganz vermeiden. Der Insasse wird durch den Rebound eine höhere Geschwindigkeitsänderung erfahren als rein rechnerisch bei der Annahme eines plastischen Stosses resultiert. Dafür ist allerdings nicht nur das Rückhaltesystem allein, sondern auch die Struktur des Fahrzeuges, die

die Kräfte zwischen Insassen und Kollisionsgegner übernimmt, sowie die Massen- und Steifigkeitsverteilung des Kollisionsgegners selbst ausschlaggebend.

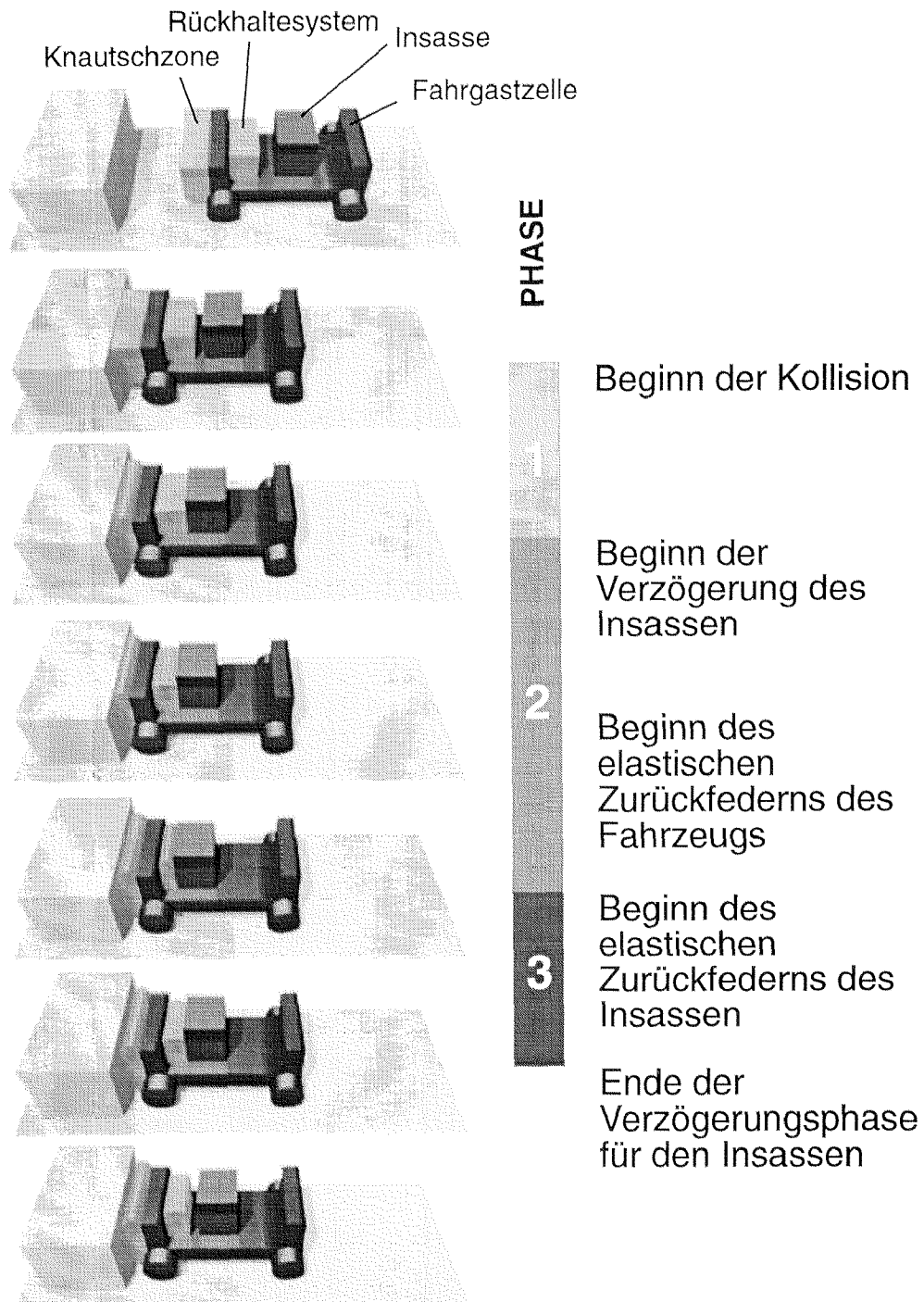


Fig 02x00: Schematische Darstellung eines Kollisionsablaufes. Es wird davon ausgegangen, dass die Fahrgastzelle intakt bleibt. Der Insasse wird als starrer Körper betrachtet.

2.2 ANPASSUNG VON STEIFIGKEIT UND GEOMETRIE DES RÜCKHALTESYSTEMS AN VERSCHIEDENE INSASSENGRÖSSEN UND -MASSEN

Im allgemeinen werden Rückhaltesysteme primär für die männliche 50-perzentile Person dimensioniert und der bei weitem grösste Teil aller Crashtests wird dementsprechend mit 50-perzentilen Dummies durchgeführt. Es ist verhältnismässig einfach, Rückhaltesystemkomponenten speziell für eine bestimmte Insassengrösse zu gestalten. Da dessen Geometrie genau definiert ist, sind wichtige Parameter, wie beispielsweise potentielle Aufschlagpunkte des Kopfes, genau bestimmbar. Anhand des bekannten Insassengewichts können deformierbare Strukturen so ausgelegt werden, dass unter Berücksichtigung des zur Verfügung stehenden Deformationsraums eine möglichst geringe Maximalbeschleunigung für den Insassen resultiert. Der Zusammenhang zwischen Flächenlast und kinetischer Energie ist

$$\int pA ds = \frac{m}{2} v_0^2$$

werden $p(s)$ und $A(s)$ als konstant angenommen, folgt vereinfacht:

$$p = \frac{m \cdot v_0^2}{2As}$$

wobei

m = Masse des betroffenen Körperbereiches

v_0 = Aufprallgeschwindigkeit

A = Kontaktfläche

s = zur Verfügung stehender Verzögerungsweg

p = vom Rückhaltesystem ausgeübte Flächenlast

Ein solches Rückhaltesystem kann aber in der Regel nicht bei Personen, die in Grösse und Gewicht wesentlich von den Massen der 50-perzentilen Person abweichen, ähnliche Schutzwirkung bieten. Dies kann sowohl durch geometrische Unverträglichkeiten bedingt sein, als auch durch ungeeignetes Deformationsverhalten. Ein Insasse, der leichter ist als die 50-perzentile Person, wird vom Rückhaltesystem im Wesentlichen mit den gleichen Kräften belastet wie diese (Unterschiede ergeben sich aus den unterschiedlichen Kontaktflächen); wegen seines geringeren Gewichtes führen diese Kräfte aber zu höheren Beschleunigungen. Umgekehrt ist es bei den schwereren Personen. Die hier resultierenden tieferen Beschleunigungen wären an sich günstig, doch sie führen auch dazu, dass mehr Deformationsweg benötigt wird, der in der Regel nicht vorhanden ist, wenn auf

eine 50-perzentile Person optimiert wurde. Ist der verfügbare Deformationsraum des Rückhaltesystems erschöpft, erfolgt ein Aufprall auf steifere Strukturteile, woraus ein im gesamten wesentlich ungünstigerer Beschleunigungsverlauf resultieren kann (siehe Anhang A2).

Will man ein Rückhaltesystem für verschieden beschaffene Insassen gestalten, muss man vor allem zwei Bedingungen erfüllen: Es muss genügend Verzögerungsraum für die grösste Person zur Verfügung stehen und das Deformationsverhalten muss so nachgiebig sein, dass es keine Überbelastung der leichtesten Person verursacht. Dies wird in vielen Fällen schwierig zu realisieren sein, da der Raum in der Regel beschränkt ist. Ausserdem stellt ein solches Rückhaltesystem einen Kompromiss dar, der in den meisten konkreten Situationen nicht optimal sein kann.

Berücksichtigt man bei der Auslegung alle weiblichen Personen mit Ausnahme der 5% kleinsten Frauen und alle männlichen Personen mit Ausnahme der 5% grössten Männer, das heisst alle Frauen ab 5-perzentil und alle Männer bis 95-perzentil, erfasst man rund 95% der erwachsenen Bevölkerung. Körpergrösse und Gewicht von 5-perzentiler Frau und 95-perzentilem Mann unterscheiden sich beträchtlich (Fig.2.2). Einen noch grösseren Anteil der Bevölkerung berücksichtigen zu können, wäre im Prinzip wünschenswert, allerdings ist das Verhältnis zwischen zusätzlichem Aufwand und zusätzlichem Nutzen ungünstig, da die Personengrössenverteilung die Form einer Gausschen Glockenkurve aufweist, das heisst, am Randbereich abflacht [Judic93]. Wird der berücksichtigte Bevölkerungsanteil grösser gewählt, divergieren die Gewichts- und Körpergrössenwerte der in dieser Beziehung jeweils extremsten Personen überproportional.

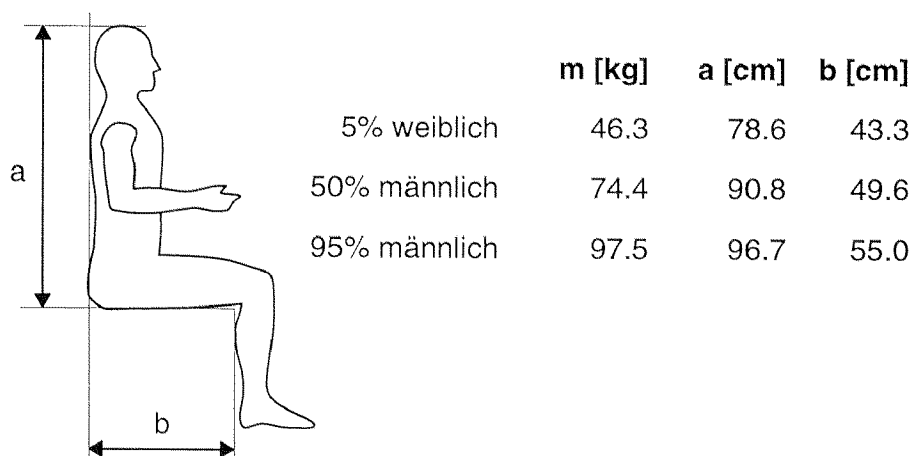


Fig.2.2: Gewichts- und Längenmasse für unterschiedliche Personengrössen [Burg81]

Der Idealfall wäre es, wenn alle Personengrößen unter gleichen Crashbedingungen die selben Verzögerungen erführen, also auch alle den gleichen (maximalen) Deformationsweg in Anspruch nehmen könnten. Dies kann man nur erreichen mit Rückhaltesystemkomponenten, die sich dem Gewicht und der Größe des Insassen anpassen können. Eine solche Anpassung müsste unbedingt automatisch erfolgen, da sonst die Möglichkeit einer falschen Einstellung besteht, die sich im Falle einer Kollision ausserordentlich kontraproduktiv auswirken könnte. Eine automatische Einstellung würde Sensoren, Regelung und aktive Verstellmechanismen erfordern. Gegen solche Systeme spricht ihr höherer Preis sowie die hohen Anforderungen, die an ihre Zuverlässigkeit zu stellen sind.

Eine andere Möglichkeit, das Problem zu entschärfen, ist es, auf geschickte Weise die Geometrieunterschiede der verschiedenen Personen so auszunützen, dass das Rückhaltesystem unterschiedlich auf sie reagiert. Zum Beispiel wird eine grosse Person mit Knien oder Kopf die entsprechenden Komponenten des Rückhaltesystems an einer anderen Stelle treffen als eine kleine Person. Es ergibt sich damit die Möglichkeit, diese Komponenten so zu gestalten, dass sie in den entsprechenden Bereichen angepasste Steifigkeiten aufweisen.

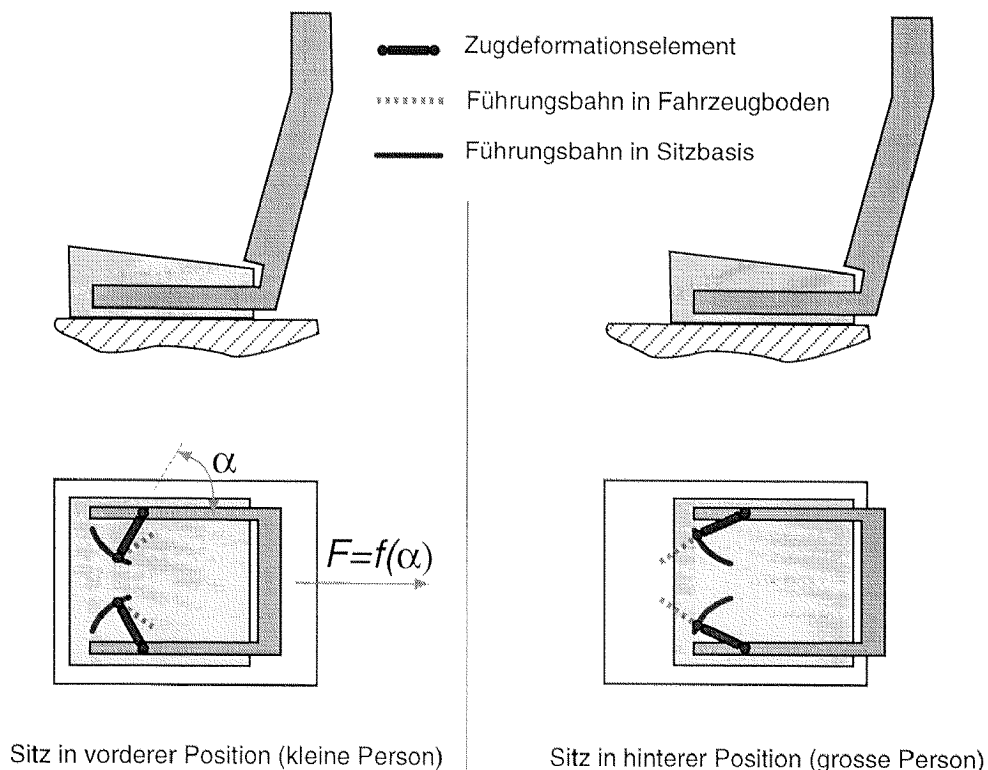


Fig.2.3: Je weiter der Sitz nach hinten geschoben wird, desto mehr richten sich die Deformationselemente in Fahrtrichtung aus (α wird kleiner) und erhöhen so-

mit die Kraft F , unter der die Lehne im Falle eines Heckaufpralls translatorisch nachgibt und Energie absorbiert [Dippel93a].

Dies macht Sinn, da eine gewisse Korrelation zwischen Körpergrösse und Gewicht gegeben ist. Denkbar wäre auch, die Anpassung über die Sitzeinstellung auf der longitudinalen Achse zu steuern (s. Fig.2.3). Auch hier wäre die Körpergrösse des Insassen der Parameter, der die Nachgiebigkeit bei der Deformation bestimmt.

2.3 ANPASSUNG AN VERSCHIEDENE KOLLISIONSARTEN UND KOLLISIONSSCHWEREGRADE

Üblicherweise werden Fahrzeuge und Systeme der passiven Sicherheit für den Fall der Frontalkollision mit einem entgegenkommenden Kollisionspartner mit vergleichbarer Masse auf Kollisionsgeschwindigkeiten von ca. 50 km/h oder etwas höher ausgelegt und getestet [Faerber95]. Obwohl in der Realität höhere Kollisionsgeschwindigkeiten auftreten können, ist dies eine sinnvolle Beschränkung, da so statistisch gesehen die grösste Zahl aller Unfälle abgedeckt ist. Ausserdem kann davon ausgegangen werden, dass, wenn der Insassenschutz bei dieser Geschwindigkeit funktioniert, die Insassen auch Kollisionen mit geringerer Geschwindigkeit unbeschadet überstehen werden. Wird der Insasse (wie in Fig.2.1 dargestellt) als Einmassenmodell approximiert und wird für das Rückhaltesystem eine weitgehend geschwindigkeitsunabhängige Charakteristik mit konstantem Kraft-Weg-Verlauf angenommen, so wirken bei geringeren Kollisionsgeschwindigkeiten zwar die gleichen Beschleunigungen auf den Insassen, dies jedoch während einer kürzeren Zeitspanne. Bei einer Charakteristik mit ansteigendem Kraft-Weg-Verlauf sind bei geringeren Kollisionsgeschwindigkeiten auch die Beschleunigungen geringer. Könnte der zur Verfügung stehende Deformationsraum auch bei geringeren Geschwindigkeiten ausgenützt werden, wäre das Verletzungsrisiko bei leichteren Kollisionen noch wesentlich verringert. Analog wie bei der Problematik mit den unterschiedlichen Personengewichten erfordert dies ein Rückhaltesystem, dass sich automatisch an die Gegebenheiten anpassen kann, indem es mit zunehmendem Kollisionsschweregrad steifer wird. Allerdings kommt in diesem Fall erschwerend hinzu, dass diese Anpassung in extrem kurzer Zeit erfolgen muss und dass dies eine zuverlässige Voraussage des Kollisionsschweregrades in geeigneter Form erfordert. Letzterer Punkt ist kaum erfüllbar. Zwar ist es möglich, die Relativgeschwindigkeit in Bezug auf ein potentiell

lisionshindernis zu messen, jedoch nicht, auch die Masse und die Steifigkeit dieses Hindernisses rechtzeitig zu erfassen. Beide Informationen sind aber nötig, um das Kollisionsgeschehen vorzuberechnen. Erst Fahrzeuge, die ihren Zustand untereinander automatisch kommunizieren können, würden eine wirklich brauchbare Grundlage für den Einsatz sich aktiv anpassender Sicherheitssysteme bilden. [Adomeit97] gibt an, dass Kollisionsgeschwindigkeit und Crashpuls die bei weitem wichtigsten Eingangsparameter für ein sich anpassendes Rückhaltesystem wären.

Einfacher zu verwirklichen ist der Einsatz von sich passiv anpassenden Strukturen. Mit der Verwendung von Materialien, die ein geschwindigkeitsabhängiges Deformationsverhalten aufweisen, könnte erreicht werden, dass der Insasse bei einer leichten Kollision weicher abgefangen wird als bei einer schweren. Damit die von der Aufprallgeschwindigkeit abhängigen Unterschiede bei der Relativgeschwindigkeit zwischen Fahrzeug und Insassen als Basis für eine signifikante Verbesserung genutzt werden können, werden Materialien mit stark geschwindigkeitsabhängigem Verhalten benötigt.

2.4 EINFLUSS DES ANFANGSABSTANDES AUF DEN AUFPRALLABLAUF

Einer der wichtigsten Parameter für die Wirksamkeit eines Rückhaltesystems ist der Anfangsabstand zwischen der energieabsorbierenden Struktur und dem zu schützenden Körperteil. Abhängig von diesem Abstand fällt die oben beschriebene erste Phase der Kollision länger oder kürzer aus.

Der Anfangsabstand ist ein schwierig zu bestimmender Wert, da in der Realität die zwischen Körperteil und Rückhaltesystemkomponente wirkende Kraft bei Beginn des Kontaktes nicht schlagartig von Null auf den für die Energieabsorption nötigen Wert wechselt, sondern allmählich ansteigt. In vielen Fällen besteht sogar von Anfang an ein eigentlicher direkter Kontakt zwischen Körper und Rückhaltesystem (zum Beispiel Rücken und Sitzlehne beim Heckaufprall), so dass genau genommen von Anfang an Reaktionskräfte auftreten. Allerdings wird zuerst einmal die Kleidung komprimiert, die je nach Jahreszeit relativ dick sein kann, und dann muss die entsprechende Rückhaltesystemkomponente im elastischen Bereich soweit verformt werden, bis sich genügend grosse Kräfte für den Beginn der plastischen Deformation und für eine effektive Energieabsorption aufgebaut haben. Damit während des elastischen Kraftaufbaus nicht zuviel Weg verloren geht, ist es wünschenswert, dass sich die Deformationsstruktur im elastischen Bereich möglichst steif verhält. Eine solche Struktur wird auch weniger elastischen Rück-

prall verursachen, da unter der (solange die Struktur durch den Aufprall nicht wesentlich verändert wird) weitgehend realistischen Annahme gleicher elastischer Eigenschaften nach der plastischen Deformation die wirkende Kraft beim elastischen Zurückfedern mit gleicher Steigung auf Null zurückgehen wird, wie sie beim Belasten angestiegen ist (bezogen auf den Verformungsweg, nicht auf die Zeit). Die Forderung nach geringem elastischen Anteil in Bezug auf die Reduktion der dritten Phase des Kollisionsablaufes lässt sich also sehr gut vereinbaren mit dem Streben nach einer kurzen ersten Phase.

Ein direkter Kontakt zwischen dem eigentlichen Rückhaltesystem und dem Körper des Insassen ist häufig auch aus Komfortgründen nicht möglich. Die Kräfte, die die Sitzpolster während eines Crashes aufnehmen müssen, sind um ein Vielfaches höher als die Kräfte, die während des normalen Fahrbetriebs auf diese Polster wirken. Aus Komfortgründen muss das Polster aber auch für den Fahrbetrieb geeignete Verformungseigenschaften aufweisen, sei es um eine möglichst breitflächige Anpassung an die Geometrie des Insassen zu bieten oder um durch Fahrbahnunebenheiten verursachte Stösse abzufangen. Diese Aufgaben kann eine relativ nachgiebige Oberflächenpolsterschicht übernehmen, die auch gleichzeitig als Schutz für das darunterliegende eigentliche Energieabsorptionspolster wirkt. Da diese Schicht sich nicht bleibend verformen soll, muss sie aus elastischem Material bestehen. Deshalb, und weil die geringen Deformationskräfte dieser Schicht im Crashfall „verschenkte“ Wegstrecke und Vergrößerung des Anfangsabstandes darstellen, sollte eine solche Schicht so dünn gehalten werden, wie es vom Komfort her noch möglich ist.

Der Anfangsabstand (d_a) ist also kein eindeutig existierender Wert, sondern eher eine Rechengrösse, die man zum Beispiel in Bezug auf die durchschnittliche Solldeformationskraft des Rückhaltesystems definieren kann (Fig.2.4).

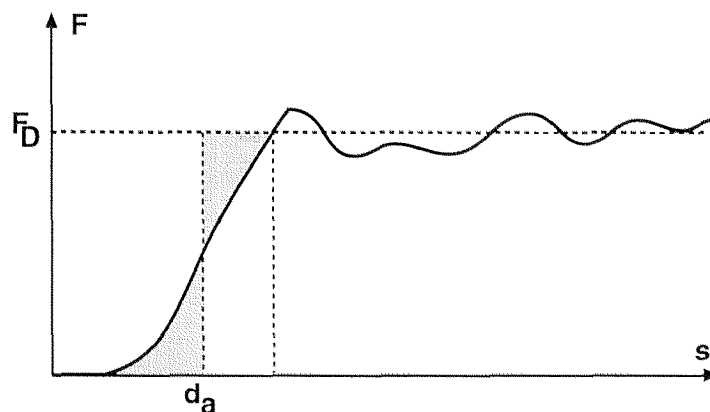


Fig.2.4: Deformationscharakteristik mit Anfangsabstand d_a bezogen auf die Solldeformationskraft F_D . Die beiden grauen Bereiche sind flächenmässig gleich gross.

Gäbe es keinen Anfangsabstand (und vernachlässigt man das Deformationsverhalten des Insassen selbst), würde keine Relativbewegung zwischen Insassen und Fahrzeug auftreten. Selbst die Beschleunigungsverläufe, die ein Leichtmobil erfährt, wären in den meisten Fällen (FMVSS 208 und tiefer) für die Insassen unkritisch. Wie man aber in Fig.2.5 sehen kann, bewirken schon sehr kleine Anfangsabstände nicht zu vernachlässigende Relativgeschwindigkeiten zwischen Insassen und Rückhaltesystem, die dieses in der zweiten Phase mittels Energieabsorption wieder abbauen muss. Dabei können am Insassen Spitzenbeschleunigungen auftreten, die weit über denen des Fahrzeuges liegen, obwohl dem Insassen im gesamten mehr Verzögerungsweg zur Verfügung steht als dem Fahrzeug, nämlich die Verzögerungsstrecke des Fahrzeugs und zusätzlich der Verformungsweg des Rückhaltesystems (abzüglich eines Anteiles, der aus dem Zurückprallen des Fahrzeugs resultiert). Der nötige Verformungsweg ist also eine Funktion der Relativgeschwindigkeit, die sich in der ersten Phase aufbauen kann.

Im Fig.2.5 aufgetragen ist unter anderem eine Weg-Geschwindigkeitskurve, die anhand der gemessenen Beschleunigungsdaten aus einem Frontalcrash eines Fahrzeugs vom Typ Horlacher City II gegen eine feste Barriere errechnet wurde. Die Kurve dieses auf Crashkompatibilität zu Fahrzeugen höherer Masse ausgelegten Leichtmobils weicht nur geringfügig von der Kurve ab, die für eine konstante Beschleunigung von 50 g gilt. Die Kurven für konstante Beschleunigungen erhält man mit

$$v(s) = \sqrt{2 \cdot s \cdot a}$$

Ein herkömmliches Fahrzeug wäre ungefähr im Bereich von 25 g oder tiefer zu finden (Fig.6.6). Man kann erkennen, dass derselbe Anfangsabstand beim Leichtmobil zu signifikant höheren Aufschlaggeschwindigkeiten und somit deutlich ungünstigeren Situation führt als beim schweren Fahrzeug. Bei einem Anfangsabstand von beispielsweise 3 cm kann sich beim Leichtmobil eine Relativgeschwindigkeit von 19.5 km/h aufbauen, beim konventionellen Auto sind es nur 13.8 km/h.

Allerdings scheint auch der Wert von 19.5 km/h für das Leichtmobil nicht allzu hoch. Zu beachten ist jedoch, dass zum Zeitpunkt des Kontaktes der Ablauf der Kollision auch für das Fahrzeug selbst noch nicht abgeschlossen ist, es also noch dem Insassen entgegen beschleunigt wird.

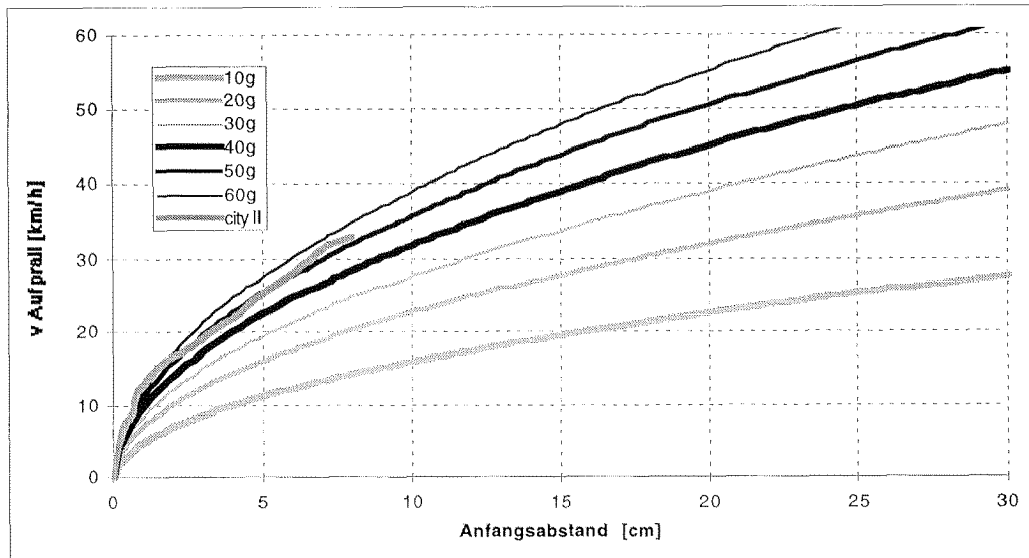


Fig.2.5: Das Diagramm zeigt die Aufschlagsgeschwindigkeiten als Funktion des Anfangsabstandes für verschiedene Beschleunigungen des Fahrzeugs (Annahme: konstante Beschleunigung). Die Kurve für das City II-Leichtfahrzeug wurde anhand von Messdaten errechnet, die aus einem gegen eine starre Barriere gefahrenen Frontalcrashtest stammen [AGU97]. Die Kurve weicht nicht stark von derjenigen für die konstante Beschleunigung von 50 g ab.

2.5 GRENZWERTE UND DIMENSIONIERUNG

In der Literatur [Nahum93] findet sich eine Reihe von biomechanischen Toleranzwerten für die Belastbarkeit verschiedener Körperteile. Es gibt jedoch nur relativ wenig Schutzkriterien, welche für das Bestehen von Tests verlangt werden ([FMVSS 208], [Kramer90]). Sie liegen in der Form von maximalen Beschleunigungen, Kräften oder Deformationen vor oder beziehen sich, wie im Fall des HIC (s. Anhang) auf den Belastungs-Zeit-Verlauf des Kopfes. Diese Kriterien zur Beanspruchbarkeit des Körpers sind notwendig bei der Auslegung von Sicherheitssystemen und bei der Beurteilung von Testergebnissen.

Diese allgemein verwendeten Werte beziehen sich auf die 50-perzentile Person. Es ist klar, dass die Belastbarkeit eigentlich von Grösse, Geschlecht, Körperbau und insbesondere auch vom Alter abhängig ist. Soll ein Rückhaltesystem entworfen werden, das an einen grossen Bevölkerungsquerschnitt angepasst ist, müssten strenggenommen die entsprechenden Toleranzwerte (falls vorhanden) für die verschiedenen Personentypen in die Berechnungen miteinbezogen wer-

den. Im Allgemeinen jedoch liegen der Auslegung von Sicherheitssystemen die 50-perzentilen Werte zugrunde. Obwohl nicht korrekt, ist dies in einer gewissen Weise akzeptabel. Erstens ist es prinzipiell nicht möglich, allen Personen die gleiche Sicherheit zu bieten und zweitens dürfen die vorhandenen Grenzwerte nicht als absolute Grössen angesehen werden. Das HIC=1000-Schutzkriterium beispielsweise ist zwar nicht willkürlich festgelegt, aber es herrscht auch durchaus keine Einigkeit darüber, ob gerade 1000 der richtige Grenzwert sei ([Langwieder79], [Prasad93]). Zu beachten ist auch, dass ein HIC-Wert von unter 1000 keineswegs eine Garantie für das Überstehen des Aufpralls ohne Schädigung ist, sondern lediglich eine Aussage darüber erlaubt, wie gross die Wahrscheinlichkeiten von verschiedenen Verletzungsschweregraden (AIS) sind ([Kramer98], [Matern95]).

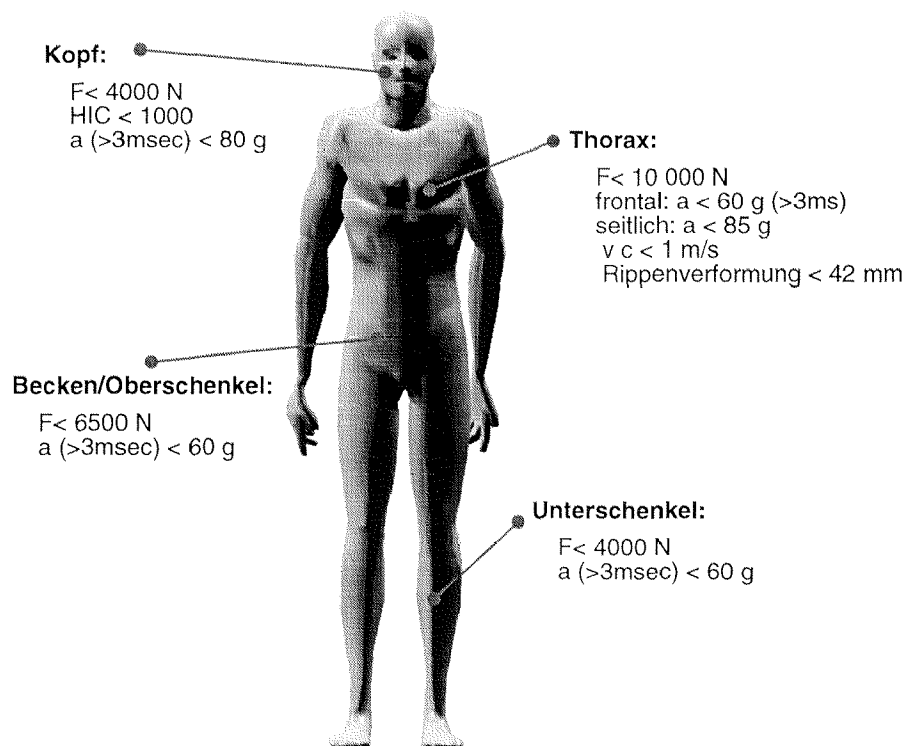


Fig.2.6: Einige biomechanische Schutzkriterien, die für die Dimensionierung von Rückhaltesystemen herangezogen werden können. $a(>3\text{msec})<80 \text{ g}$ bedeutet, dass das Beschleunigungsniveau von 80 g nicht länger als drei Millisekunden überschritten werden darf. Bei vc handelt es sich um das Viscous Criterion (s. [Kramer90]). Auf Verletzungskriterien des Halses wird in Kapitel 6.2 eingegangen

Zur Dimensionierung von tragenden Strukturen können Kräfte oder auch zu absorbierende Energien bei gegebenem Deformationsweg herangezogen werden. Komplexere Kriterien wie das Kopfverletzungskriterium HIC können nur zur experimentellen Überprüfung der Dimensionierung verwendet werden. Zur Berücksichtigung bei der Dimensionierung ist eine „Übersetzung“ in eine realistische Kraft-Weg-Kurve nötig.

3 SICHERHEIT FÜR INSASSEN VON LEICHTMOBILEN

3.1 SCHWIERIGE AUSGANGSLAGE FÜR LEICHTMOBILE

Unter einem Leichtmobil wird hier ein Fahrzeug mit einer Masse von ca. 600 Kilogramm verstanden. Unterschiedliche Antriebsarten sind möglich. Für die Gestaltung des Rückhaltesystems ist das Antriebskonzept nicht sehr relevant, wohl aber für die tragende Struktur des Fahrzeugs selbst. Ein elektrischer Antrieb erfordert das Mitführen von Batterien, die einen grossen Teil des Gesamtgewichts ausmachen. Antriebssystem und Energiespeicher fallen insgesamt deutlich schwerer aus als beim vergleichbaren Fahrzeug mit Verbrennungsmotor. Beim Elektrofahrzeug steht deswegen ein geringerer Gewichtsanteil für die Struktur von Fahrgastzelle und Deformationszone zur Verfügung. Es ist also möglich, ausgehend von einem Elektrofahrzeug, das ca. 600 Kilogramm wiegt, unter Beibehaltung der Fahrzeugstruktur ein Fahrzeug mit Verbrennungsmotor zu konstruieren, das deutlich unter 600 Kilogramm wiegt. Dies kann jedoch das Problem der passiven Sicherheit beträchtlich erschweren.

Neben dem geringen Gewicht sind kleine Abmessungen eine typische, wenn auch nicht notwendige Eigenschaft von Leichtmobilen. Die Fahrzeugbreite entspricht etwa der eines konventionellen Fahrzeugs. Es ist häufig höher als ein herkömmliches Auto (eine steilere Sitzposition führt zu grösserer Höhe) und meistens deutlich kürzer. Schmale und kurze Fahrzeuge können sinnvoll sein, da sie weniger Abstellfläche benötigen.

Bei konventionellen Fahrzeugen ist das Verhältnis zwischen nutzbarem Innenvolumen und Aussenabmessungen häufig sehr ungünstig. Im Falle einer Frontalkollision ist es jedoch ein Vorteil, einen grösseren Deformationsbereich vor der eigentlichen Insassenzelle zur Verfügung zu haben. Fahrzeuge werden heute in der Regel vor allem für einen Aufprall gegen ein festes Hindernis, wie zum Beispiel eine Wand, ausgelegt. Bei den gängigsten Crashtests fährt das getestete Fahrzeug frontal gegen eine starre Wand. Bei gegebener (maximaler) Aufprallgeschwindigkeit und gegebener Knautschzonenlänge lässt sich die nötige durchschnittliche Verzögerung berechnen. Sie ist unabhängig vom Fahrzeuggewicht. Das erforderliche Deformationskraftniveau der Knautschzone ergibt sich aus dem Produkt von Verzögerung und verzögerter Masse. Die der Aufprallsituation angepasste Steifigkeit der Fahrzeugfront ist also direkt proportional zum Fahrzeuggewicht (wie auch die zu absorbierende kinetische Energie). Deswegen haben leichte

Fahrzeuge in der Regel eine nachgiebigere und schwerere Fahrzeuge eine steifere Frontstruktur.

Grundsätzlich ist die Fahrzeugmasse kein wesentlicher Parameter für das Erzielen eines günstigen Verzögerungsverlaufs beim Aufprall auf die starre Wand. Hingegen hat die Fahrzeuggrösse oder genauer gesagt der zu Verfügung stehende Deformationsweg einen Einfluss (Es wird angenommen, dass die Fahrgastzelle sich nicht oder nur wenig deformiert). Kleine Fahrzeuge haben hier zwar einen Nachteil, die Raumverhältnisse sind jedoch auch bei kleineren Fahrzeugen konventioneller Bauweise mit relativ grossem Motorraum vor der Fahrgastzelle im allgemeinen ausreichend. Das Verzögerungsniveau des Fahrzeuges hat einen verhältnismässig beschränkten Einfluss auf das Verletzungsrisiko der Insassen, wie am Institut für Biomedizinische Technik und Medizinische Informatik der ETH und Universität Zürich durchgeführte Rechnungen zeigen. Ein genau definiertes Verzögerungsniveau kann nicht gewährleistet werden, da Frontalkollisionen mit unterschiedlichsten Überdeckungsgraden auftreten können, wobei die effektive Steifigkeit des Fahrzeugs dann davon abhängt, wie gross der Anteil der tatsächlich in den Deformationsprozess miteinbezogenen Strukturteile ist. Die Deformationszone muss bei geringen Überdeckungsgraden noch steif genug sein, um ausreichend Energie absorbieren zu können, andererseits sollte ihre Steifigkeit bei voller Überdeckung nicht zu wesentlich höheren Beschleunigungen führen, als sie mindestens notwendig sind.

Mit den Tests gegen feste Barrieren wird auch die Situation abgedeckt, bei der zwei identische Fahrzeuge frontal zusammenstossen. Bei herkömmlichen Mittelklassewagen ist die Wahrscheinlichkeit relativ gross, dass ein eventueller Kollisionspartner ähnliche Steifigkeit und vor allem ähnliche Masse aufweist. Bei Leichtmobilen, die zur Zeit noch eine ausgesprochen geringe Verbreitung aufweisen, kann hingegen davon ausgegangen werden, dass der Kollisionspartner meist eine deutlich grössere Masse aufweist (typischerweise die doppelte Masse). Ein Massenverhältnis von 1:2 bedeutet eine wesentlich grössere Geschwindigkeitsänderung Δv für das leichte Fahrzeug während der Kollision, wie der Impulssatz zeigt:

$$\Delta v_1 = m_2 \cdot \frac{v_1 + v_2}{m_1 + m_2} \quad \text{und} \quad \Delta v_2 = m_1 \cdot \frac{v_1 + v_2}{m_1 + m_2}$$

m_1 und m_2 sind die Massen der beiden Fahrzeuge, v_1 und v_2 sind die Geschwindigkeiten vor der Kollision. Δv_1 und Δv_2 sind die Geschwindigkeitsänderungen bis zu dem Zeitpunkt, bei dem kein Kontakt mehr zwischen den Fahrzeugen besteht.

Das elastische Zurückfedern wird vernachlässigt. Aus den beiden Gleichungen erhält man:

$$\frac{\Delta v_1}{\Delta v_2} = \frac{m_2}{m_1}$$

Wie sich dies auswirkt, wird in Fig.3.1 an einem praktischen Beispiel gezeigt.

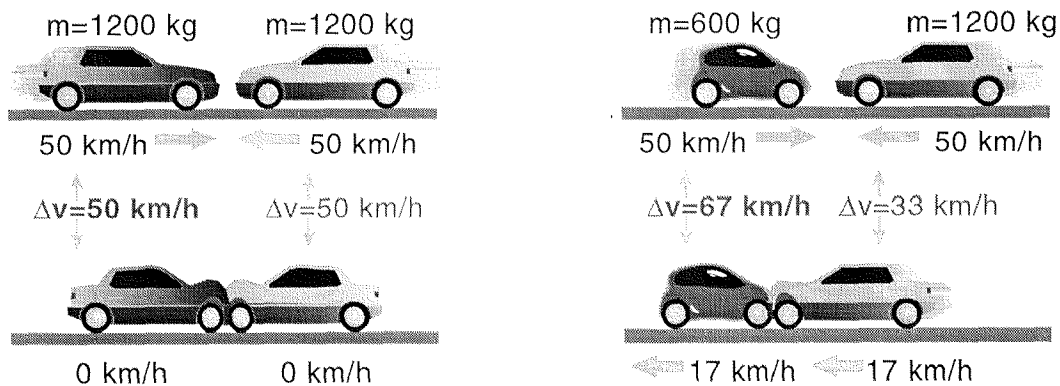


Fig.3.1: Frontalkollision: höheres Δv für das Leichtmobil. Δv wird auf den Zeitraum bezogen, während dem die kollidierenden Fahrzeuge sich berühren. Der im jeweils unteren Bild dargestellte Zustand entspricht dem Moment, ab welchem keine Kräfte mehr zwischen den Fahrzeugen wirkten. Annahme: plastischer Stoß.

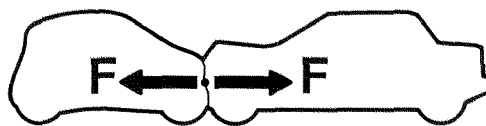


Fig.3.2: zwischen den Fahrzeugen herrscht während des Kollisionsablaufes Kräftegleichgewicht

Die doppelt so hohe Geschwindigkeitsänderung im selben Zeitintervall bedeutet für das Leichtmobil auch eine doppelt so hohe Beschleunigung wie beim doppelt so schweren Kollisionsgegner. Zwischen den beiden Fahrzeugen herrscht während des Kontaktes Kräftegleichgewicht (Fig.3.2), die gleiche wirkende Kraft $F(t)$ resultiert je nach Fahrzeugmasse in einer entsprechenden Beschleunigung $a(t)$:

$$a_1(t) \cdot m_1 = F(t) = a_2(t) \cdot m_2$$

oder

$$\frac{a_1(t)}{a_2(t)} = \frac{m_2}{m_1}$$

Beide Fahrzeuge werden deformiert. Geht man vereinfachend von einer geschwindigkeitsunabhängigen Deformationscharakteristik der Knautschzonen aus und vernachlässigt die Trägheitskräfte der Strukturteile in der Deformationszone selbst, ergibt sich folgender Ablauf: Zu Beginn der Kollision verformt sich das Fahrzeug mit dem weniger steifen Aufprallbereich, während das andere weitgehend intakt bleibt. Erst wenn die Deformationszone des nachgiebigeren Fahrzeug so weit verformt ist, dass das Kraftniveau das Deformationskraftniveau des anderen Fahrzeuges übersteigt, beginnt sich das andere Fahrzeug zu deformieren. Immer nur das jeweils nachgiebigere Fahrzeug verformt sich (s. Fig.6.7).

Dies stimmt mit der Realität nicht ganz überein, auch deshalb, weil kein Fahrzeug über seine gesamte Querschnittsfläche die gleiche Steifigkeit aufweist, so dass lokal unterschiedliche gegenseitige Intrusion steiferer Strukturteile in nachgiebigere Bereiche des anderen Fahrzeuges auftreten können.

Man kann die Knautschzonen beider Fahrzeuge als eine Einheit betrachten, wobei es primär für den Kollisionsablauf keine Rolle spielt, welcher Bereich zu welchem Fahrzeug gehört (von den Trägheitskräften der „Bereiche“ abgesehen), solange im Gesamten genügend Deformationsraum vorhanden ist. Wünschenswert ist, dass die Kraft-Weg-Charakteristik relativ konstant ist, da dies eine gute Ausnutzung des vorhandenen Deformationsraums gewährleistet. Das heisst, das schwere und das leichte Fahrzeug sollten ähnliche Kraftniveaus bei der plastischen Verformung in der Frontstruktur aufweisen.

Ausserdem wäre es „gerecht“, wenn jedes Fahrzeug einen Anteil an der Kollisionsenergie absorbiert, der der kinetischen Energie entspricht, die es in die Kollision miteingebracht hat. Bei Annahme gleicher Fahrgeschwindigkeiten vor dem Zusammenstoss sollte sich die zu absorbierende Energie im Verhältnis der Fahrzeugmassen aufteilen. Dies erfordert, dass das leichtere Fahrzeug eine Deformationscharakteristik aufweist, die im Schnitt etwas steifer als die des schwereren Fahrzeuges ist. Damit ist es möglich, dass der grössere Teil der Deformation beim schwereren Kollisionspartner stattfindet, der typischerweise auch grössere Abmessungen hat und deshalb mehr Deformation ertragen kann, ohne dass sei-

ne Insassen gefährdet werden. Das leichte Fahrzeug benötigt nur eine kurze Knautschzone (Fig.3.3), die selbst in einem kleinen Fahrzeug integriert werden kann.

Wegen der Gleichheit der Kräfte sind die auf das leichte Fahrzeug wirkenden Beschleunigungen grösser als beim schweren Fahrzeug. Das Rückhaltesystem muss fähig sein, auch bei diesem höheren Beschleunigungsniveau wirksam zu arbeiten. Kollidiert ein solches leichtes Fahrzeug mit steifer Frontstruktur mit einem festen, undeformierbaren Hindernis (oder einem entgegenkommenden Fahrzeug identischer Bauart), treten höhere Beschleunigungen auf, als dies bei einem leichten Fahrzeug mit einer ausschliesslich auf diese Kollisionsart ausgelegten Knautschzone der Fall sein würde. Dies stellt jedoch kein echtes Problem mehr dar, falls ein Rückhaltesystem gefunden werden kann, welches für die Kollision mit einem schwereren Fahrzeug genügt. Weil ein solches Rückhaltesystem in Hinblick auf die Kollision mit schwereren Fahrzeugen auch bei verhältnismässig hohen resultierenden Geschwindigkeitsdifferenzen funktionieren muss, ist der Maueraufprall bei 50 km/h nicht der wirklich kritische Lastfall.

Theoretisch wäre es denkbar, ein Leichtfahrzeug so zu konstruieren, dass es eine an den Maueraufprall angepasste relativ nachgiebige Knautschzone aufweist und eine Insassenzelle, die so steif ist, dass sie selbst bei der Kollision mit einem schweren Fahrzeug nicht kollabiert. Dies hätte jedoch den Nachteil, dass der vorhandene Deformationsweg bei der eigentlich kritischen Kollision mit dem schweren Fahrzeug in der nachgiebigeren Zone mit geringer Energieabsorption „verschenkt“ wird. Ausserdem wäre dies nicht im Sinne einer Crashkompatibilität mit schweren Fahrzeugen, da es tendenziell zu einem unausgeglichenes Verhältnis der absorbierten Energien zuungunsten des Leichtmobils führen würde.

3.2 ANFORDERUNGEN AN DAS LEICHTFAHRZEUG

Aus obigen Überlegungen ergeben sich folgende Forderungen an ein Leichtmobil mit hohem passivem Sicherheitsniveau: Aus Gründen der Crashkompatibilität (s. Fig.3.3) soll ein Leichtfahrzeug eine Deformationszone aufweisen, die mindestens so steif ist wie die des steifsten konventionellen Fahrzeugs. Diese Knautschzone darf kürzer ausfallen als bei einem schwereren Fahrzeug (ca. halb so lang wie bei einem doppelt so schweren „kompatiblen“ konventionellen Fahrzeug). Ausserdem muss die Insassenzelle deutlich steifer sein als die Knautschzone, um zu verhindern, dass der Überlebensraum kollabiert. Dessen Kollaps könnte dazu führen, dass der Insasse durch die Intrusionen direkt verletzt und ein effektives Wirken des Rückhaltesystems verhindert wird. Die Fahrzeugstruktur muss weiterhin

in der Lage sein, alle durch das Rückhaltesystem in sie eingeleiteten Kräfte aufzunehmen. Die letzten beiden Forderungen sind selbstverständlich nicht auf Leichtfahrzeuge beschränkt.

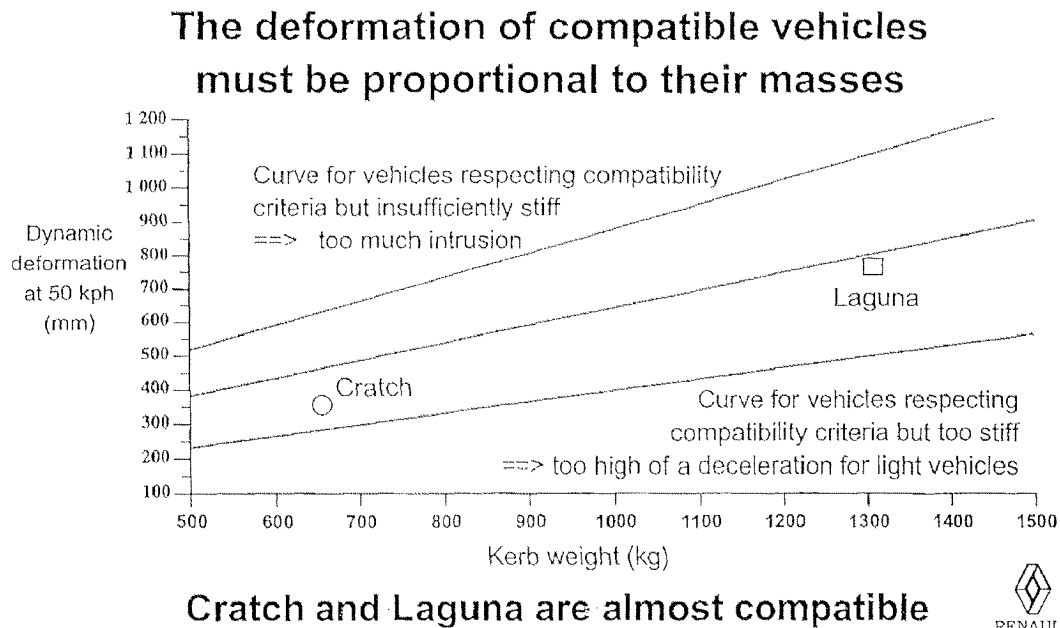


Fig.3.3: Crashkompatibilität: das leichtere Fahrzeug muss eine geringere Deformation erfahren (Quelle: Renault). Geringere Deformation bei gleicher Krafteinwirkung bedeutet einen entsprechend kleineren Anteil an der Absorption der kinetischen Energie. Bei einer Kollision mit 50 % Überdeckung mit einem entgegenkommenden Fahrzeug bewegt sich die Deformationssteifigkeit des Cratch-Leichtmobils im Bereich von 150 kN

3.3 ANFORDERUNGEN AN DAS RÜCKHALTESYSTEM

Das Rückhaltesystem muss, wie in Kapitel 2 beschrieben, in der Lage sein, den Insassen möglichst frühzeitig zu verzögern. Während des Verzögerungsvorganges sollen die auf den Insassen wirkenden Belastungen so gering wie möglich sein und keine Schutzkriterien überschritten werden. Für Körperteile ohne definierte Schutzkriterien bleibt die Forderung, dass die Beanspruchungen möglichst gering bleiben sollen. Der elastische Rebound soll möglichst gering sein und bei niedrigem Kraftniveau ablaufen. Das Rückhaltesystem soll bei möglichst vielen Kollisionsarten mit Insassen eines möglichst breiten Alters-, Körpergrößen- und Gewichtsspektrums funktionieren. Es zeigt sich, dass es insgesamt deutlich effektiver sein muss, als das eines konventionellen Fahrzeuges, um ein vergleich-

bares Sicherheitsniveau gewährleisten zu können. Die eigentliche konzeptionelle Herausforderung bei der Entwicklung eines Leichtmobils mit hoher passiver Sicherheit liegt im Bereich des Rückhaltesystems.

3.4 AUFGABEN DER RÜCKHALTESYSTEMKOMPONENTEN

Bei einem Frontalcrash ist es die Aufgabe des Schultergurtes, den Oberkörper und diejenige des Beckengurtes, den Beckenbereich abzufangen. Mittels Gurtstraffern kann ein früheres Einsetzen der Wirksamkeit dieser Systeme erreicht werden. Zu einem etwas späteren Zeitpunkt kann der Kopf und teilweise auch der Oberkörper zusätzlich von einem Airbag verzögert werden. In einer noch späteren Phase kann die Deformation des Lenkrades und insbesondere der Lenksäule miteinbezogen werden. Der Beifahrer verfügt in der Regel über einen grösseren Freiraum vor sich, so dass ihm mehr Verzögerungsweg zur Verfügung steht. Restenergie der Insassen kann über eine geeignete Polsterung des Armaturenbrettes aufgenommen werden (deren Deformationszone zählt mit zur gesamten Verzögerungsstrecke). Bei Schrägfrontalkollisionen kann der Kopf auch in Kontakt mit der A-Säule geraten, weshalb eine entsprechende Polsterung auch dort wünschenswert ist.

Zur Unterstützung des Beckengurtes kann mit einer gewissen Zeitverzögerung (Anfangsabstand vom Knie zur vorderen Fahrgastzelleninnenwand) auch Energieabsorption durch Kniepolster miteinbezogen werden. Dies ermöglicht höhere Beschleunigungen im Becken- und Oberschenkelbereich, (und somit kürzere Verzögerungswege) ohne die Beckengurtkräfte zu erhöhen. Komfortmässig hat dies jedoch den Nachteil, dass im Fahrbetrieb weniger Freiraum vor den Knien des Insassen zur Verfügung steht. Je nach Sitzgeometrie bietet sich hier die Möglichkeit, die Polster so zu gestalten, dass sie von grösseren Personen in steiferen Bereichen getroffen werden als von kleineren. Polster im Fussraum können die Belastung der Füsse etwas reduzieren, wobei hier auf der Fahrerseite das Hauptproblem bei den Pedalen liegt.

Bei einem Seitenaufprall können Polster in der Tür Körperteile des Insassen auffangen und beschleunigen. Auch hier kann man wiederum die verschiedenen Sitzpositionen grosser und kleiner Personen bei der Polstergestaltung ausnützen, um zu erreichen, dass die grösseren von härteren Polsterbereichen erfasst werden. Sinnvoll ist auch eine nach hinten ansteigende Fensterunterkante (s. Fig.3.4). Diese erlaubt es, bei unterschiedlichen Personengrössen eine ausreichende Schulterabstützung durch die Tür zu erreichen.

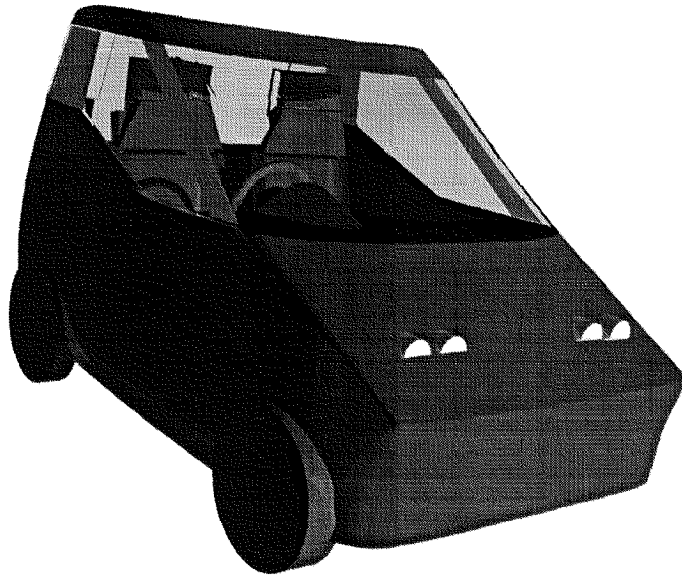


Fig.3.4: Designstudie für „Cratch“-Fahrzeug mit nach hinten ansteigender Fensterunterkante. Das „Cratch“-Fahrzeug (s. Fig.6.17) wurde von der Arbeitsgruppe für Unfallmechanik entwickelt, um Möglichkeiten aufzuzeigen, wie ein hohes Sicherheitsniveau für Insassen von Leichtfahrzeugen erreichbar ist.

Der Kopf wird im Normalfall an die Seitenscheibe prallen, was bei Aufprallgeschwindigkeiten von ca. 35 km/h, wie sie bei den in Kapitel 5 beschriebenen Bedingungen zu erwarten sind, in der Regel erträglich sein sollte [Bombol84]. Je nach Situation ist auch ein Kontakt mit der B-Säule möglich, weshalb diese gepolstert sein sollte. Ein Kontakt des Kopfes mit der Dachkante ist nicht wünschenswert, da dies ungünstige Biegebelastungen der Halswirbelsäule verursachen kann. Dies hat allerdings keinen Einfluss auf das Bestehen des Crashtest, da diese Belastungen nicht messtechnisch erfasst werden und keinen Schutzkriterien unterstehen (s. Kapitel 5). Eine hohe Dachunterkante ist hier kein Nachteil. Bei einigen Fahrzeugen kommen auch beim Seitenaufprall Airbags zum Einsatz.

Weitere Funktionen werden vom Sitz übernommen (Fig.3.5). Beim Frontalcrash kann die Sitzfläche durch geeignete Deformation Gurt und Kniepolster beim Verzögern des Beckens unterstützen. Ausserdem muss der Sitz das Hindurchrutschen des Insassen unter den Beckengurt („Submarining“) verhindern [Nilson93]. Wenn die Befestigungspunkte der Gurte im Sitz integriert sind, was aus Gründen einer optimalen Gurtführung bei unterschiedlichen Insassengrößen wünschenswert ist, muss der Sitz die Gurtkräfte aufnehmen und in die Fahrzeugstruktur weiterleiten.

Beim Seitenaufprall könnte der Sitz mit einer entsprechenden Schalenform den Insassen seitlich abstützen. Allerdings erschwert eine solche Formgebung

den Ein- und Ausstieg ins Fahrzeug. Dieses Problem entfällt, wenn die seitliche Abstützung durch das Türpolster erfolgt. Der Insasse auf der dem auffahrenden Fahrzeug abgewandten Seite sollte aber ebenfalls zurückgehalten werden, um Insassen-Insassen-Kollisionen zu vermeiden. Der Beckenbereich des Insassen wird durch den Beckengurt gehalten [Horsch79], der Oberkörper des Insassen kann sich jedoch seitlich ungehindert zur Fahrzeuginnenseite hin bewegen. Eine in den Sitz integrierte seitliche Abstützung auf Schulterhöhe des Insassen wäre hier nützlich. Dies erfordert eine asymmetrische Bauweise von Fahrer- und Beifahrersitz, welche jedoch sowieso erforderlich ist, wenn der Schultergurt in den Sitz integriert werden soll (s. Fig.3.5). Ausserdem haben FEM-Berechnungsstudien [Farahani97] gezeigt, dass der Sitz so in das strukturelle Design der Fahrzeugseitenstruktur integriert werden kann, dass er bereits in einer frühen Phase des Aufpralls Seitenkräfte übernimmt und somit dazu beiträgt, die Geschwindigkeit der Seitenstruktur bei Insassenkontakt zu reduzieren (s. auch Kapitel 5). Desweiteren kann der Sitz zur Aufnahme von Seitenairbagsystemen dienen [Lundell95].

Beim Heckaufprall ist der Sitz von besonderer Bedeutung, da er in diesem Fall das gesamte Rückhaltesystem darstellt. Der Sitz hat dabei wesentlichen Einfluss auf die Belastungen, die der Insasse erfährt [Geigl94].

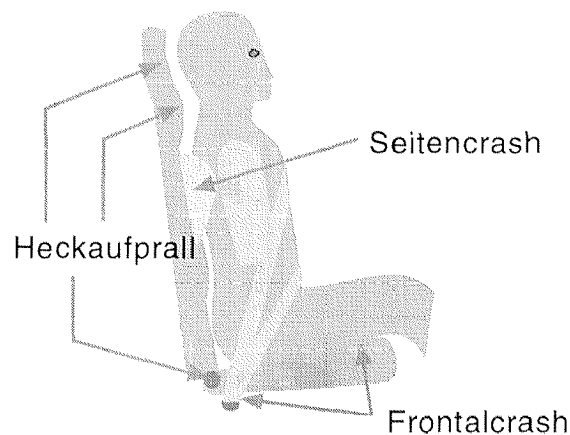


Fig.3.5: Der Sitz als Rückhaltesystem, beanspruchte Zonen. Beim Heckaufprall ist der Sitz von besonderer Bedeutung, da er in diesem Fall das gesamte Rückhaltesystem darstellt.

Alles in allem ist der Sitz eine zentrale Komponente des Rückhaltesystems. Da Leichtmobile bessere Rückhaltesysteme brauchen als konventionelle Fahrzeuge, ergibt sich die Schlussfolgerung, dass Leichtmobile unbedingt auch sicherheitstechnisch bessere Sitze benötigen als herkömmliche Fahrzeuge. Dies ist wich-

tig, obwohl zwei Punkte leicht dazu führen können, dass Leichtfahrzeuge schlechtere und nicht bessere Sitze eingebaut bekommen: Bei der Konstruktion eines Leichtmobils wird naturbedingt mehr auf das Gewicht des Fahrzeuges geachtet als bei anderen Fahrzeugen. Dies kann dazu führen, dass bei der Auswahl der Sitze nicht nur auf Kosten des Komforts sondern auch der Sicherheit am Gewicht gespart wird. Gute Leichtmobilsitze sind aber nicht zwangsläufig leicht, auch wenn dies gerade hier wünschenswert wäre. Ausserdem stehen Leichtfahrzeuge unter relativ hohem Preisdruck. Vor allem wegen der heute noch geringen Produktionsstückzahlen ist ihr Preis-Leistungs-Verhältnis ohnehin bei weitem nicht mit denen von herkömmlichen Fahrzeugen vergleichbar (schlechtere Fahrleistungen, deutlich geringere Reichweite, schlechtere Transportkapazität und häufig auch schlechtere Sicherheit als Grossserienfahrzeuge vergleichbaren Kaufpreises), so dass wenig Anreiz besteht, den Gesamtpreis durch den Einbau von teuren Sitzen noch zu erhöhen.

4 FRONTALAUFPBALL

Im Rahmen des Projektes "Sicherheit von Leichtmobilen" hat die Arbeitsgruppe für Unfallmechanik der Universität und ETH Zürich Konzepte für sichere Leichtfahrzeuge erarbeitet, Versuchsträger entwickelt und eine Reihe von Tests mit Komponenten und Fahrzeugen durchgeführt. Eine Zusammenstellung dieser Arbeiten findet sich in "Sicherheit von Leichtfahrzeugen, Bericht zum Forschungsprojekt" [AGU97]. Der grösste Teil der Arbeiten konzentrierte sich auf das Problem der Frontalkollision.

4.1 EXPERIMENTALFAHRZEUGE

4.1.1 Crashy

Bereits in einer frühen Phase des Projektes kam das von der Arbeitsgruppe konzipierte und von der Firma Horlacher in Glasfaserverbundbauweise gebaute Versuchsfahrzeug "Crashy" zum Einsatz. Wesentliches Merkmal des zweisitzigen Crashys war der sogenannte "Stossgürtel" ([Niederer92], [Kaeser92a], [Kaeser92c], [Kaeser92d], [Niederer93a], [Niederer93b], [Walz93], [Niederer94]), ein um das Fahrzeug geführter Sandwichträger, der dem Fahrzeug die im Hinblick auf die Crashkompatibilität nötige Steifigkeit gab. Ein Vorteil des Stossgürtelprinzips ist die verglichen mit der konventionellen (auf energieabsorbierenden Längsträgern basierender) Bauweise verhältnismässig geringe Richtungsabhängigkeit des Deformationsverhaltens.

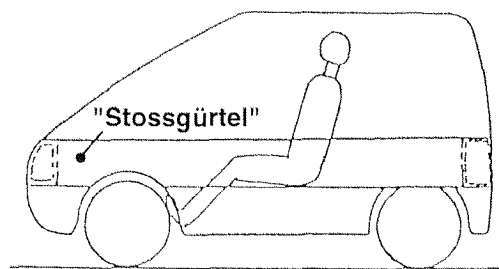


Fig.4.1: Der Stossgürtel des Crashy

Das beim Crashy verwirklichte "Hartschalen"-Prinzip bewährte sich bei einem Vergleichsversuch mit dem kommerziellen Leichtmobil Solec Riva sowie einer modifizierten Variante des Solec-Fahrzeugs. Diese Tests, die mit relativ geringen Aufprallgeschwindigkeiten (Solec: 39.6 km/h, Solec verstärkt: 40.3 km/h, Crashy: 33.5 km/h) gegen eine starre Barriere durchgeführt wurden, zeigten vor allem die hohe Gefährdung von Insassen in nicht crashgerecht konstruierten Leichtmobilen

auf [Kaeser92a]. Der Serien-Solec erfüllte keine der in Kapitel 3.3 definierten Anforderungen an ein sicheres Leichtfahrzeug, so dass das Rückhaltesystem nicht wirkungsvoll arbeiten konnte. Es zeigte sich aber auch, dass bereits mit geringen Massnahmen eine deutliche Verbesserung des Strukturverhaltens erreicht werden kann (verstärkter Solec). Der nur wenig beschädigte Crashy liess vermuten, dass das Hartschalen-Prinzip genügend Potential aufwies, um auch in schwerwiegenderen Crashsituationen bestehen zu können.



Fig.4.2: Barrierentest mit Solec Riva (oben), verstärktem Solec Riva (Mitte) und Crashy (unten), jeweils zum Zeitpunkt der grössten Dummyvorverlagerung

Der reparierte Crashy wurde einem „Kompatibilitätsversuch“ mit einem doppelt so schweren Audi 100 unterzogen, wobei beide Fahrzeuge frontal mit einer Relativgeschwindigkeit von 78 km/h kollidierten. Bei beiden Fahrzeugen blieb der Fahrgastraum vollständig erhalten. Wie erwünscht deformierte sich die Frontstruktur des Crashys weniger als die des Audi (bleibende Verkürzungen der Frontstruktur des Crashy: 150 mm, des Audi: 320 mm, mittlere zwischen den Fahrzeugen wirkende Kraft: 136 kN).



Fig.4.3: Kompatibilitätsversuch mit Crashy und Audi 100, Rückprallphase

Allerdings lag der Schweregrad des simulierten Unfalls noch deutlich unter dem derjenigen Kollisionen, die man üblicherweise mit Crashversuchen abzudecken versucht (ein Frontalaufprall mit 50 km/h gegen eine Barriere dient in der Regel dazu, eine Kollision zu simulieren, bei der zwei weitgehend identische Fahrzeuge mit einer Relativgeschwindigkeit von 100 km/h frontal aufeinander prallen). Um eine Kollision mit 100-110 km/h Relativgeschwindigkeit zwischen einem Leichtfahrzeug und einem doppelt so schweren konventionellen Fahrzeug zu simulieren, wurde der mit einem plastisch deformierbaren Querträger aus Aluminium in der Frontstruktur verstärkte Crashy mit 70.8 km/h in eine starre Wand mit vorge-setzter NHTSA-Barriere gefahren. Die Aufgabe der Barriere war es, das Deformationsverhalten der Frontstruktur des Kollisionsgegners zu simulieren. Die Deformationslast des Crashy (420 kN) wurde auf 10 % über derjenigen der Barriere ausgelegt. Der Innenraum des Crashy kollabierte nicht, und lediglich im Dachbereich waren geringe Deformationen zu beobachten. Die Belastung der beiden 50-perzentilen Hybrid-III-Dummies überstieg aber teilweise deutlich die zulässigen Grenzwerte.

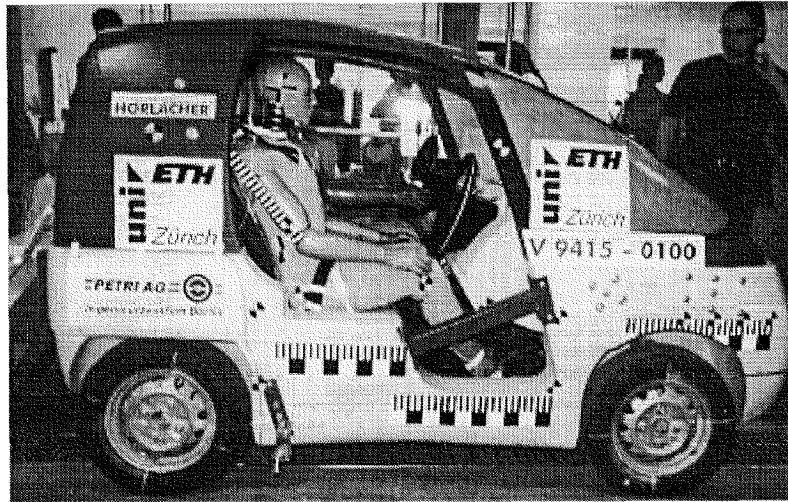


Fig.4.4: Der verstärkte Crashy vor dem Barrierentest. Es wurde noch kein speziell auf Sicherheit entwickelter Sitz verwendet.

4.1.2 Cratch

Um die Erkenntnisse, die mit dem Crashy und anderen Fahrzeugen (Horlacher City und Fahrzeuge der Ingenieurschule Biel [Gerster96]) gewonnen wurden, in einem möglichst optimal konzipierten Fahrzeug umzusetzen [AGU95c], wurde der „Cratch“ (s. Fig.6.17) entwickelt. Wie auch beim Crashy handelte es sich beim Cratch nicht um ein funktionsfähiges, fahrbereites Fahrzeug. Im Gegensatz zum Crashy verfügte der Cratch aber über eine funktionierende Lenkung und Federung. Um realistische Versuchsergebnisse zu erhalten, wurden Antriebsaggregate integriert, die aber nicht funktionstüchtig waren. Die tragende Struktur des Cratch bestand aus Aluminium. Dieses Material wurde unter anderem auch deshalb gewählt, da eine Metallbauweise eher dem entspricht, was für die Fertigung grösserer Serien geeignet wäre und weil das Deformationsverhalten von Aluminium besser verstanden ist als dasjenige von Faserverbundstrukturen. Die Energieabsorption beim Frontalcrash wird primär von zwei gebogenen Längsträgern (s. Fig.6.33) übernommen, die mit einer sehr steifen Stossstange verbunden sind ([Frei97], [Fenton98]). Diese sorgt einerseits für eine breitflächige Kraftverteilung auf den Kollisionsgegner oder das Kollisionshindernis und ermöglicht so bei verschiedensten Überlappungsgraden ein effektives Wirken der Längsträger. Andererseits sorgt die biegesteife Stossstange dafür, dass bei einer Offset-Kollision ein gewisser Anteil der Energieabsorption auch vom nicht direkt belasteten Träger übernommen werden kann. Da die Längsträger während des Crachs nicht mittels Stau-

chung, sondern mittels Biegung nachgeben, sollte das Deformationsverhalten der Frontstruktur verhältnismässig wenig richtungsunabhängig sein, was im Hinblick auf Schrägfrontalkollisionen günstig ist.

Mit dem 670 kg schweren Cratch sollte gezeigt werden, dass es möglich ist, solche Fahrzeuge derart zu bauen, dass ihre Insassen bei einem 50%-Offset-Frontalzusammenstosses von 100 km/h Relativgeschwindigkeit mit einem doppelt so schweren Kollisionsgegner keinen Belastungen ausgesetzt werden, die über den Toleranzkriterien liegen [AGU95c]. Dafür wurde ein sehr effektives Rückhaltesystem benötigt [Frei97].

4.2 DER SITZ

Für den Einsatz im Cratch wurde ein Fahrzeugsitz (s. Fig.6.42) entwickelt, der im Zusammenspiel mit den anderen Rückhaltesystemkomponenten zur hohen passiven Sicherheit beitragen sollte. Dabei muss der Sitz einerseits Energieabsorptionaufgaben erfüllen können, andererseits vor allem aber auch dafür sorgen, dass der Insasse sich im Falle einer Kollision in einer geeigneten geometrischen Ausgangslage befindet, so dass die anderen Rückhaltesystemkomponenten effektiv arbeiten können [Adomeit79]. Auch auf die aktive Sicherheit wurde Wert gelegt, in diesem Zusammenhang ist der Sitz ebenfalls dafür verantwortlich, dass der Fahrer geometrisch so positioniert ist, dass er möglichst wenig ermüdet, die Bedienelemente gut erreichen kann und eine gute Sicht auf das Verkehrsgeschehen hat. In beiden Fällen ist es wichtig, dass gute Bedingungen für ein möglichst breites Spektrum an Personen geboten werden können (s. Kapitel 2).

Ausgehend von geeigneten Sitzpositionen für unterschiedliche Personengrößen wurde der Sitz und der Innenraum des Cratch um die Insassen herum konzipiert (da der Hauptschwerpunkt bei der Entwicklung des hier vorgestellten Sitzes bei der Erhöhung der Sicherheit bei Heckkollisionen liegt, wird er erst in Kapitel 6 genauer beschrieben). Die eigentliche Besonderheit des Sitzes liegt jedoch nicht in seiner geometrischen Anpassungsfähigkeit an sich (auch konventionelle Sitze verfügen häufig über eine grosse Anzahl von Einstellungsmöglichkeiten), sondern darin, dass weitgehend auch gewährleistet wird, dass der Insasse wirklich eine geeignete Sitzeinstellung wählt. Dies wird dadurch erreicht, dass dem Insassen nur ein Freiheitsgrad, nämlich die longitudinale Verstellung des Sitzes, zur Verfügung gestellt wird. Die anderen Einstellungsparameter sind mechanisch mit dieser gekoppelt oder werden durch elektronische Systeme geregelt (s. Fig.6.18).

Daimler-Benz verfolgt inzwischen mit den Komfortsitzen in der 1998 lancierten neuen S-Klasse einen ähnlichen Ansatz bei der Sitzeinstellung. Diese Sitze

verfügen über weitreichende manuelle Einstellungsmöglichkeiten. Um den Insassen die Wahl der geeigneten Sitzposition zu erleichtern, gibt es eine „Ergonomietaste“, die eine automatische Einstellung der verschiedenen Parameter bewirkt. Wie beim Cratch-Sitz dient dabei als Basis die vom Insassen zuvor selbst gewählte Sitzlängseinstellung (s. Fig.4.5).

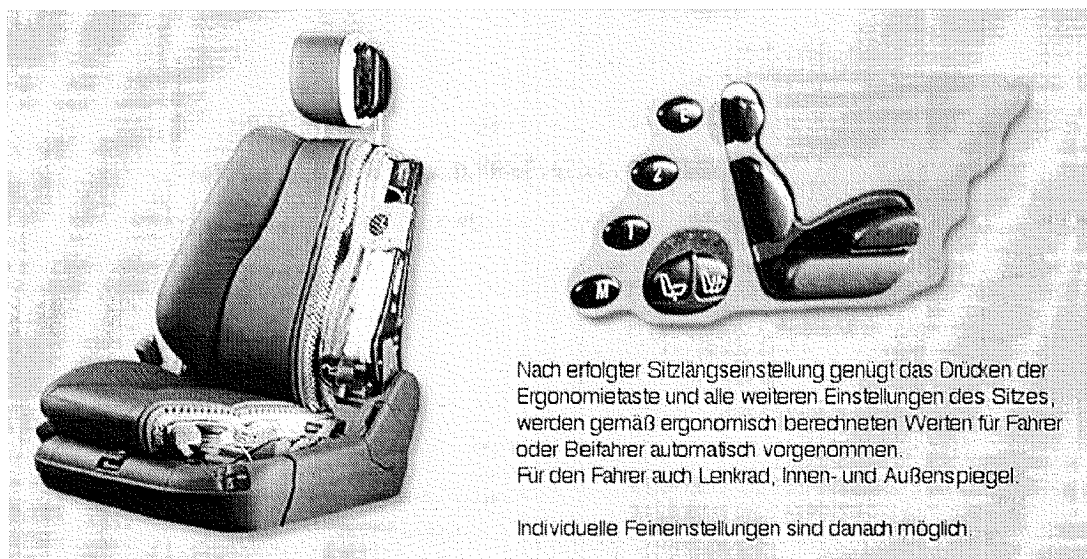


Fig.4.5: Komfortsitz der Mercedes S-Klasse [Mercedes98]

Wichtig ist eine gute Positionierung der Gurte. Deswegen sind die Beckengurtbefestigungspunkte in der Sitzbasis integriert. Der Schultergurt wird durch die Lehne hindurch zur B-Säule geführt (s. Fig.6.30) und ist somit immer in allen Achsen richtig positioniert, wobei die Lehne nur die Gurtumlenkräfte aufnehmen muss.

Neben den mit Kraftbegrenzern ausgerüsteten Gurten, dem Airbag, der deformierbaren Lenksäule, den Fussraum- und Kniepolstern trägt auch die Sitzfläche zum Abbau der kinetischen Energie des Insassen bei. Je grösser (und tendenziell schwerer) der Fahrer ist, desto weiter stellt er den Sitz nach hinten, dabei bewirkt der Verstellmechanismus, dass der Winkel der Sitzfläche steiler wird (s. Fig.6.36), so dass sie mehr Energie absorbieren kann. Ähnlich wie bei dem in Fig.2.3 gezeigten Prinzip erhält man somit eine automatische Steifigkeitsanpassung eines Teils des Rückhaltesystems. Die Energieabsorption kann zu verschiedenen Anteilen durch Deformation des Polstermaterials oder der tragenden Struktur des Sitzes (beispielsweise eines entsprechend ausgelegten Sitzflächenbodenbleches) geschehen. Beim Cratch-Sitz wird diese Aufgabe vom Polster (Airex S40-70) alleine übernommen. Für Crashsimulationen wurde das Starrkörpersimulationsprogramm MADYMO verwendet [Muser96a,b,c]. Dabei erwies sich die

Modellierung der Sitzfläche wegen des flachen Eindringungswinkels der entsprechenden Körperteile als relativ schwierig. Angestrebt wurde eine möglichst horizontale Translation des Beckens. Die aus Schlaghammer tests (s. Kapitel 6.10.3.1) gewonnenen Deformationskennlinien von Polstermaterialien bei senkrechter Eindringrichtung können wegen der stark abweichenden geometrischen Verhältnisse nicht direkt verwendet werden. Um das Verhalten des Sitzpolsters unter flachen Eindringwinkeln zu untersuchen, wurde eine Versuchseinrichtung als Zusatz zu einer Zugprüfmaschine gebaut, bei der ein das Becken repräsentierender Holzkeil so gezogen wird, dass er im entsprechenden Winkel in zwei symmetrisch angeordnete Schaumblöcke eindringt.

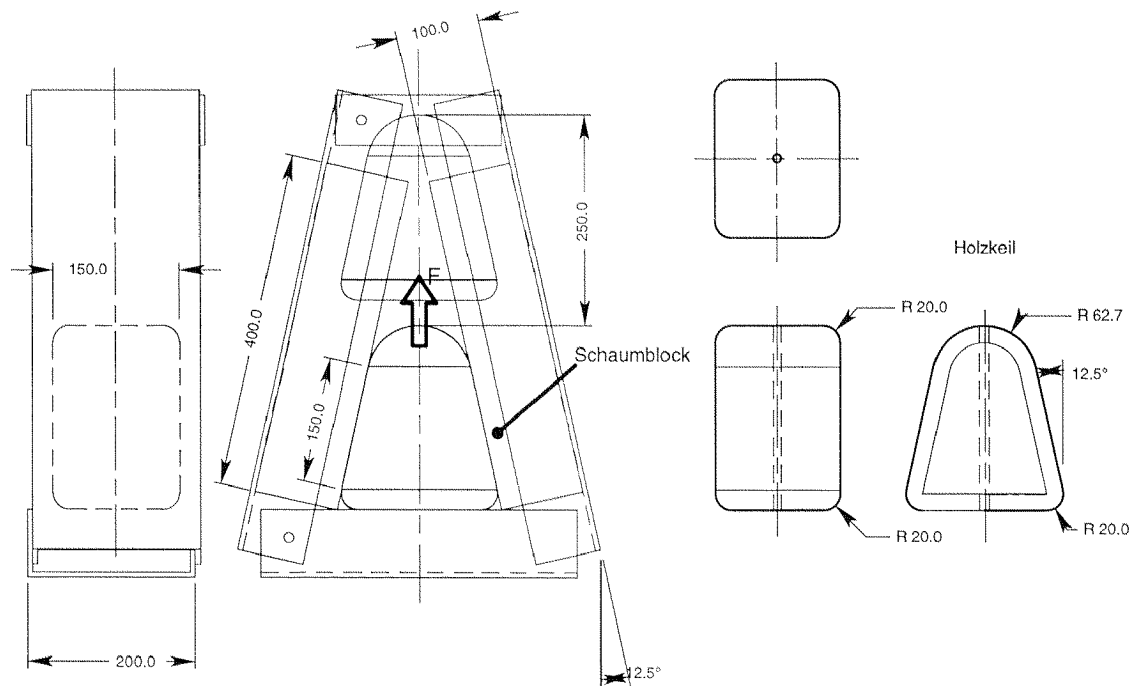


Fig.4.6: Versuchseinrichtung zur Bestimmung des Sitzpolsterverhaltens. Der Holzkeil wird an einem Drahtseil nach oben gezogen und die dafür benötigte Kraft F wird gemessen. Die symmetrische Anordnung der beiden 100 mm dicken Schaumblöcke sorgt dabei für den gewünschten Eindringungswinkel von 12.5°

Es wurden vier Serien von Schlittentests durchgeführt (eine davon für den Beifahrer), um das Rückhaltesystem zu optimieren und das Simulationsmodell zu validieren. Aus Kapazitätsgründen waren nur Tests mit 50-perzentilen Dummies vorgesehen, deshalb war es nicht nötig, den Testschlitten mit der Sitzflächenverstellung auszurüsten.

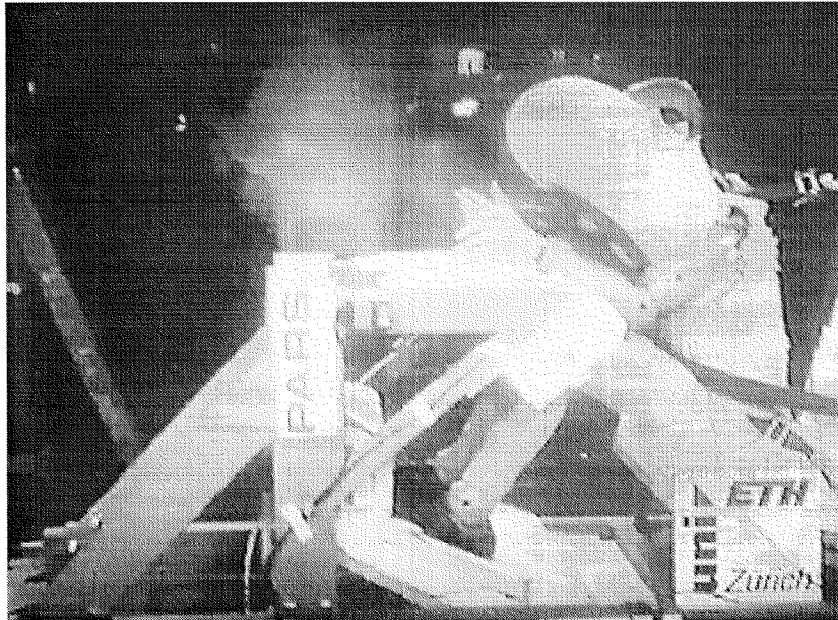


Fig.4.7: Schlittentest

Beim abschliessenden Full-Scale Test (Fig.4.9) waren die in Kapitel 6.10.2 vorgestellten Versuchssitze eingebaut. Der Cratch und ein Renault Laguna prallten mit je 50.5 km/h aufeinander. Für den Cratch resultierte daraus ein Δv von 71.6 km/h. Der Innenraum des Cratch wurde nicht verformt, derjenige des Laguna nur sehr geringfügig. Ungefähr 30% der kinetischen Energie wurde vom Cratch absorbiert. Die Belastungen der Dummies überschritten in keinem der Fahrzeuge die Schutzkriterien (s. Fig.4.8). Damit konnte gezeigt werden, dass es möglich ist, Rückhaltesysteme und tragende Strukturen von Leichtmobilen so zu konstruieren, dass deren Insassen im Falle einer Frontalkollision mit einem konventionellen Fahrzeug angemessen geschützt werden.

	C R A T C H Fahrer	Beifahrer	LAGUNA	Grenzwert
HIC 36	632	546	257	1000
a Kopf 3ms	58 g	63 g	38 g	80 g
a Brust 3ms	40 g	33 g	35 g	60 g
F Femur l	2.1 kN	1.6 kN	-	10.1 kN
F Femur r	1.6 kN	0.3 kN	-	10.1 kN

Fig.4.8: Dummybelastungen

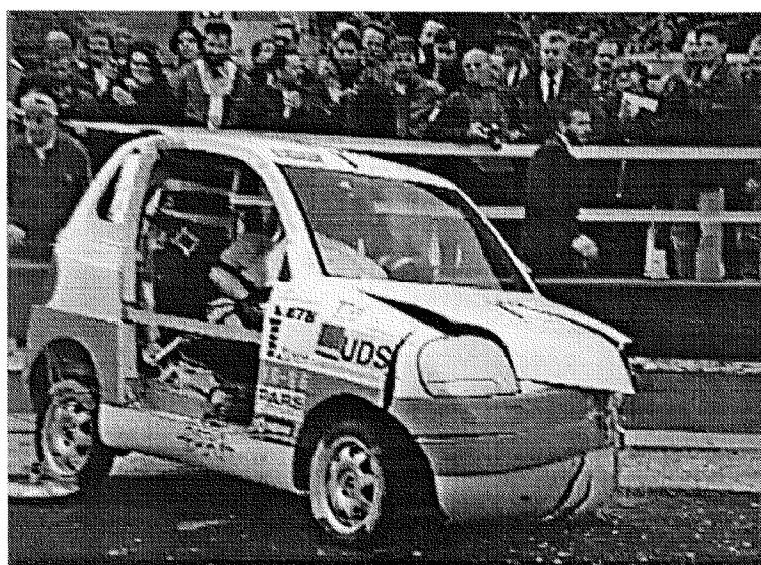


Fig.4.9: Frontalkollisionstest Cratch gegen Renault Laguna

5 SEITENAUFPRALL

Bei der Seitenkollision sind die Geschwindigkeitsänderungen Δv verhältnismäßig gering, da die kinetische Energie in erster Linie nur von einem Fahrzeug in die Kollision miteingebracht wird. Zwar ist es möglich, dass sich zum Zeitpunkt des Aufpralls beide Kollisionspartner in Bewegung befinden, ausschlaggebend für den Schweregrad der Kollision ist aber in erster Linie die Geschwindigkeit des von der Seite kommenden Fahrzeugs. Beim europäischen Seitencrashtestverfahren wird die anfängliche Geschwindigkeit des getroffenen Fahrzeuges nicht berücksichtigt. Bei einer Aufprallgeschwindigkeit des von der Seite kommenden Fahrzeuges von 50 km/h (ECE-Testvorschlag) ergibt sich analog zur Heckkollision ein Δv von 33.3 km/h für das getroffene Leichtfahrzeug (das Massenverhältnis zwischen Leichtfahrzeug und aufprallendem Fahrzeug wird als 1:2 angenommen). Diese Geschwindigkeit ist relativ gering im Vergleich zur Geschwindigkeit, auf die Fahrzeuge für Frontkollisionen ausgelegt werden.

Andererseits ist im Türbereich seitlich neben den Insassen kein Raum für eine Knautschzone vorhanden (es ist nur sehr wenig Deformation ohne Intrusion in die Fahrgastzelle möglich), wie sie bei einer Frontkollision zum Einsatz kommt. Der Hauptgrund für die bei Seitenkollisionen häufig auftretenden schweren Verletzungen ist das Eindringen der Tür in den Fahrzeuginnenraum. Wenn die Tür nur geringe Steifigkeit aufweist, verformt sie sich, ohne dabei grosse Kräfte auf die restliche Fahrzeugstruktur übertragen zu können. Dies bedeutet, dass das seitlich getroffene Fahrzeug in der ersten Phase der Kollision nur geringfügig beschleunigt wird, die Tür hingegen mit einer Geschwindigkeit in den Innenraum eindringt (und auf den Insassen prallt), die annähernd der des seitlich auffahrenden Kollisionsgegners entspricht. Im optimalen Fall hingegen ist die Türstruktur so steif, dass das getroffene Fahrzeug weitgehend als ganzes beschleunigt werden kann [Kaeser 92b]. Dies bedeutet, dass der Insasse nur mit der resultierenden Geschwindigkeit beider Fahrzeuge unmittelbar nach der Kollision von der Tür getroffen wird. Sind beide Fahrzeuge gleich schwer, bedeutet dies eine Reduktion der Aufprallgeschwindigkeit zwischen Tür und Insassen um 50 Prozent gegenüber dem theoretisch ungünstigsten Fall, bei dem die Tür frei eindringt. Für ein Leichtmobil, das halb so schwer ist wie das seitlich auffahrende Fahrzeug, ergibt sich immerhin noch eine Verringerung um 33 Prozent.

Die Tür muss nicht nur über eine hohe Biegesteifigkeit verfügen, sondern auch genügend fest mit dem Fahrzeug verbunden sein, so dass sie nicht aus der Verankerung reißen kann. Naheliegender ist der Einsatz zusätzlicher Verbindungen zwischen Tür und Türschweller, um einen direkten Kraftfluss in den Fahr-

zeugboden zu erreichen. Der Fahrzeugboden lässt sich leicht so gestalten, dass er eine sehr hohe Quersteifigkeit aufweist. Stossstangen und Längsträger in der Fahrzeugfrontstruktur liegen in der Regel höher als der Fahrzeugboden, so dass die Tür benötigt wird, um die Kräfte nach unten weiterzuleiten. Sehr im Vorteil sind Fahrzeuge mit hoher Sitzposition, bei denen die seitlich aufgebrachten Kräfte direkt ohne Umleitung unter den Insassen durchgeleitet werden können.

Der gewichtsbedingte Nachteil gegenüber schwereren Fahrzeugen besteht auch bei der Seitenkollision [Hartemann79], allerdings wirkt er sich hier weniger stark aus [Mizuno97]. Leichtmobile können den Insassen beim Seitencrash sehr hohe Sicherheit bieten. Bedingt durch ihre typischerweise sehr kurze Bauweise ist es konstruktiv einfacher, die Intrusion der Türe zu verhindern. Die Wahrscheinlichkeit ist gross, dass das auffahrende Fahrzeug die relativ steifen Bereiche der Radaufhängungen und Radkästen trifft, so dass die Tür wesentlich geringer belastet wird, als dies bei einem längeren Fahrzeug der Fall wäre.

Als Rückhaltesystem dienen beim Seitencrash die Türe selbst und der Sitz. Um entsprechende Seitenkräfte aufnehmen zu können, muss der Sitz ausgeprägt schalenförmig gestaltet werden. Dies ist jedoch hinderlich beim Ein- und Ausstieg und deshalb für ein Alltagsfahrzeug ungeeignet. Für das „Cratch“-Fahrzeug wurde deshalb entschieden, dass die Tür, beziehungsweise die Türpolsterung, alleine für den kraftschlüssigen Kontakt mit dem Insassen sorgen soll. Auch auf den Einbau von Seitenairbags wurde verzichtet.

Während einer späteren Phase des Crashes können Insassen-Insassen-Kollisionen auftreten. Hier wäre es denkbar, etwa durch „Ohren“ an der Innenseite der Sitze, dieses Risiko zu vermindern (s. Fig.3.5). Bei den in dieser Arbeit entwickelten Sitzen wurde jedoch darauf verzichtet, zumal mit dem „Cratch“ keine Seitencrashtests vorgesehen waren. Der „Cratch“ verfügt über keine geeignete Türkonstruktion, wurde aber mit der hohen Sitzposition der Insassen über dem Batteriekasten so konzipiert, dass ein hohes Sicherheitsniveau bei Seitencrashes prinzipiell leicht erreichbar ist.

Ein früherer, im Rahmen des Projektes durchgeführter Test (s. Fig.5.1-5.3) mit dem „Crashy“-Fahrzeug hatte bewiesen, dass ein entsprechender Insassenschutz bei Leichtmobilen in Seitencrashsituationen möglich ist [Clavel93]. Bei diesem Test wurde ein Sitz ohne Polster verwendet, der keinen wesentlichen Einfluss auf den Test hatte (er verfügte nur über geringe seitliche Führungs- und Energieabsorptionsfähigkeiten). Das Türpolster bestand aus zwei Schichten verschiedener Schäume, die mittels Schlaghammertests evaluiert wurden [Dippel93b]. Die der Tür zugewandten Seite war 50 mm dick, bestand aus dem Hartschaum

Dow PUR39 (s. Kapitel 6.10.3.1) und übernahm den Hauptteil der Energieabsorption.

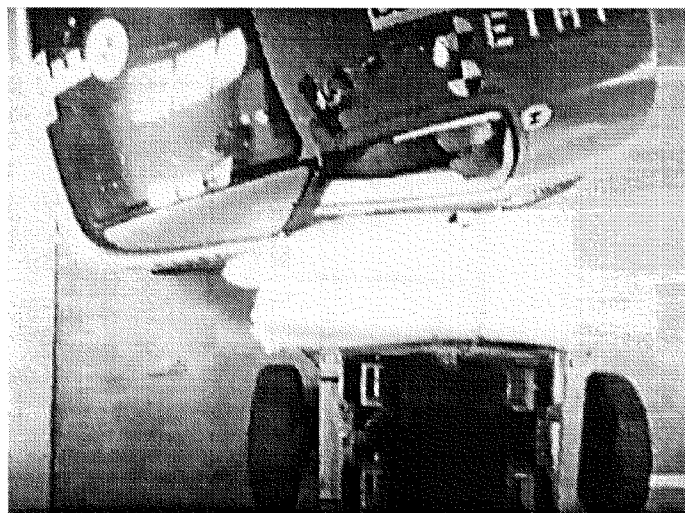
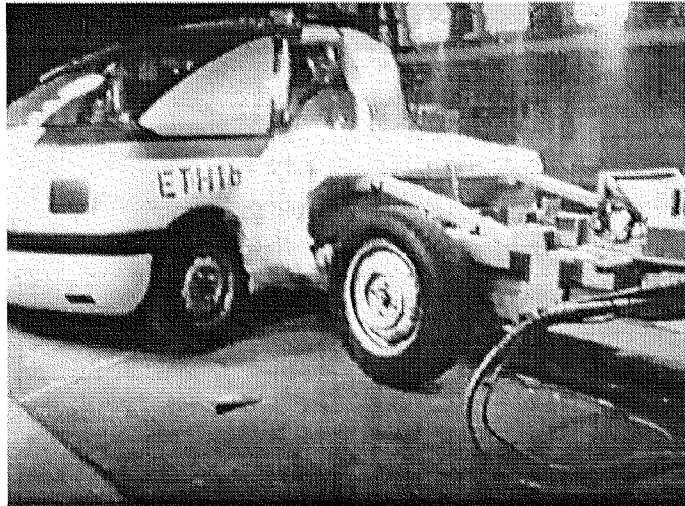


Fig.5.1: Seitenaufprallversuch mit Crashy

Die vorgelagerte Schicht aus dem Weichschaum Dow 82-35-1 diene einerseits als „Kraftverteiler“ (auf eine möglichst grosse Oberfläche des Insassen) und andererseits als Schutz für den Hartschaum im Alltagsbetrieb. Dies ist nötig, weil der Hartschaum nach einer erstmaligen Beanspruchung seine günstigen Deformationseigenschaften verliert, bedingt durch die Zerstörung seiner Zellstruktur (s. Fig.6.54).

Der Test wurde bei der Bundesanstalt für Strassenwesen (BASt) in Köln durchgeführt. Dabei wurde der 550 kg schwere, mit einem EuroSID 1-Dummy ausgerüstete Crashy mit 50 km/h durch die 950 kg schwere rollende Barriere gerammt. Der Test wurde bestanden (s. Fig.5.2). Die maximalen Beschleunigungen und Kräfte traten beim Dummy 40-50 ms nach Beginn der Kollision auf. Zu diesem Zeitpunkt hatte die Tür fast die gleiche Geschwindigkeit wie der Rest des Fahrzeugs (8.6 m/s, s. Fig.5.3).

	max.	t [ms]	3 ms-value	injury tolerance criteria
EuroSID 1:				
head acceleration	75.9 g	42.0	73.1 g	80 g
HIC	340	37.3-49.7		1000
chest acceleration	69.1 g	51.7	66.4 g	
spine acceleration	55.5 g	42.9	52.3 g	
pelvis	56.8	41.1	55.4 g	
abdomen force	1.9 kN	40.4		2.5 kN
pubis force	3.1 kN	47.6		10.0 kN
vehicle:				
side acceleration:				
floor left	29.2 g	21.7	27.8 g	
door left	125.1 g	22.1	97.2 g	
floor right	31.6 g	22.5	28.8 g	

Fig.5.2: Beschleunigungen und Kräfte beim Seitencrashtest [Kaeser92b]

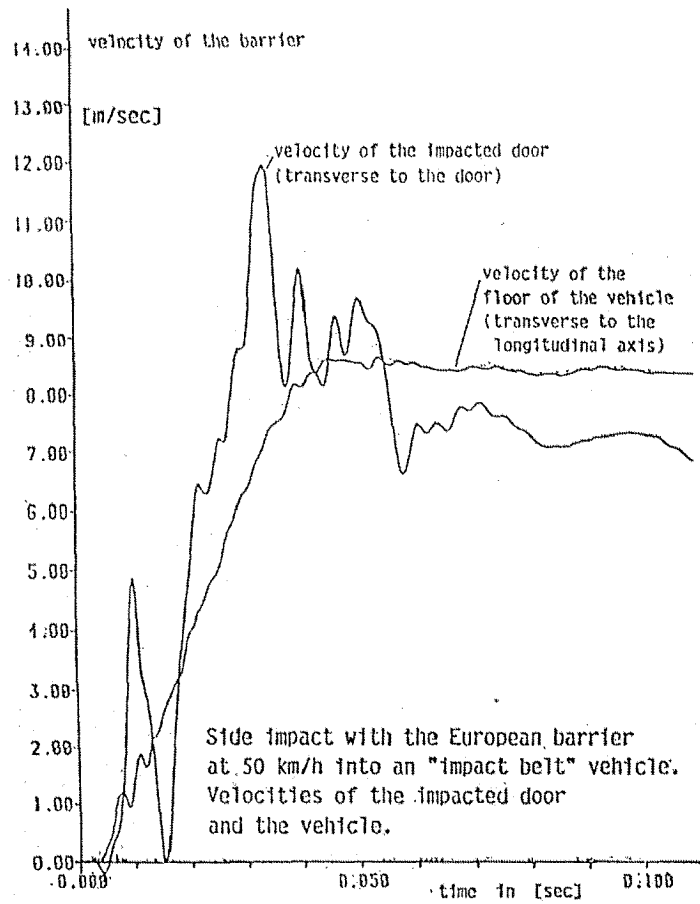


Fig.5.3: Geschwindigkeitsverlauf von Tür und Boden des seitlich getroffenen Crashtest-Fahrzeugs. Die Tür darf eindringen und den Abstand zum Insassen verkürzen, sofern sie vor dem Aufprall des Insassen auf die Tür wieder die momentane Geschwindigkeit des Fahrzeugunterbaus angenommen hat.

6 HECKAUFPRALL

6.1 MOTIVATION

In den vergangenen Jahren konnte auf dem Gebiet der passiven Fahrzeugsicherheit einiges an Verbesserungen erreicht werden [Berg99]. Allerdings konzentrierten sich diese Entwicklungen auf den Bereich der frontalen und seitlichen Kollisionen. Die Insassensicherheit in Bezug auf Heckkollisionen hingegen ist über einen langen Zeitraum mehr oder weniger auf einem konstant tiefen, eher bescheidenen Niveau geblieben [Deutscher94]. Der Grund dafür kann nicht sein, dass die Heckaufprallsicherheit nicht mehr verbesserungswürdig ist; im Gegenteil, das seit langem bekannte Gefahrenpotential für die Insassen bei dieser Kollisionsart ist nach wie vor hoch und ihr Auftreten relativ häufig. Eine mögliche Ursache für den Mangel an Innovation auf diesem Gebiet könnte sein, dass das Gefährdungspotential dieser Kollisionsart noch zu wenig ins allgemeine Bewusstsein gelangt ist. Auffahrunfälle sind in der Regel weniger spektakulär als Frontalzusammenstöße. Ausserdem ist die Überlebenswahrscheinlichkeit bei Heckkollisionen sehr hoch. Am Heck getroffene Personenkraftwagen sind an Unfällen mit Getöteten oder Schwerverletzten mit weniger als 5 % beteiligt [Deutscher94]. Foret-Bruno gibt an, dass das Risiko, bei einem Heckaufprall schwer verletzt zu werden, fünfmal kleiner ist als bei einer Frontalkollision [Foret-Bruno91]. Dabei ist bei tödlichen Heckkollisionen das auffahrende Fahrzeug in 65 % der Fälle ein schwerer Lastwagen, nur in 20 % der Fälle handelt es sich um einen Personenwagen (bei den restlichen 15 % handelt es sich um Kollisionen mit festen Hindernissen). Dennoch besteht kein Zweifel daran, dass ein grosser Bedarf an Massnahmen für die Reduktion der Folgen von Heckkollisionen besteht. Viele Verletzungen mit sehr unangenehmen Folgen für die Betroffenen könnten verhindert werden. Eine Verbesserung der Sicherheit wäre aber auch aus finanzieller Sicht interessant, da die durch Heckkollisionen verursachten Kompensationszahlungen die Versicherungen viel Geld kosten: Die Versicherungsleistungen in Bezug auf Weichteilverletzungen des Halses werden auf 2 Milliarden Dollar pro Jahr in Kanada geschätzt [Pedder95]. Im Falle der USA soll dieser Wert bei mindestens 7 Milliarden Dollar liegen [StatusReport99].

Aus der Sicht der Gesamtverkehrssicherheit ist es sogar besonders lohnend, in die Heckkollisionssicherheit zu investieren, da Sicherheitsverbesserungen an den Fahrzeugen auf diesem Gebiet den Fahrer kaum zu risikoreicherer Fahrweise verleiten werden. Zwar kann ein Fahrzeug mit hohem Sicherheitsniveau bei

Heckkollisionen auch das subjektive Sicherheitsempfinden des Fahrers anwachsen lassen, jedoch bezieht sich dieses auf eine Kollisionsart, auf deren Eintrittswahrscheinlichkeit das eigene Fahrverhalten einen eher geringen Einfluss hat. Hingegen kann das Bewusstsein, ein Auto mit hoher Sicherheit in Bezug auf Frontalkollisionen zu fahren, die Risikobereitschaft des Fahrers erhöhen. Die Leidtragenden dabei sind vor allem andere Verkehrsteilnehmer, besonders auch Fussgänger und Velofahrer, die von der erhöhten Insassensicherheit der Fahrzeuge nicht profitieren.

6.2 BIOMECHANIK

6.2.1 Stand der Forschung

Der Aufbau des menschlichen Halses ist äusserst komplex und besteht aus einer Vielzahl von Knochen, Gelenken, Zwischenwirbelscheiben (Bandscheiben), Muskeln und Bändern (Ligamenten), Blutgefässen sowie dem geschützt innerhalb der Halswirbelsäule im Spinalkanal liegenden Rückenmark ([Benninghoff94], [Dvořák85], [Platzner86]). Die Halswirbelsäule besteht aus sieben Wirbelknochen (C1 bis C7), die mit elastischen Zwischenwirbelscheiben miteinander verbunden sind und die von verschiedenen Bändern in Position gehalten werden. Die Beweglichkeit wird mittels je vier Gelenken zwischen zwei benachbarten Wirbelkörpern gewährleistet. Der erste Wirbel (auch C1 oder Atlas genannt) und der zweite Wirbel (auch C2 oder Axis) nehmen zusammen mit dem Schädel (auch C0 genannt) eine Sonderstellung ein. Der Axis verfügt über einen achsenförmigen Fortsatz (Dens Axis) um den der Kopf zusammen mit dem ringförmig ausgebildeten Atlas um die vertikale Achse rotieren kann. Der Dens Axis wird gegenüber dem Atlas durch das Ligamentum transversum atlantis positioniert und gegen das Rückenmark abgesichert. Die sagittale Rotation (Rotation um die Querachse) des Kopfes wird in einer ersten Phase durch die Beweglichkeit zwischen C0 und C1 und in einer zweiten Phase auch zwischen C1 und C2 sowie den restlichen Wirbeln ermöglicht. Die Wirbelkörper werden durch eine grosse Anzahl von Muskeln verbunden, welche die Wirbel auf verschiedene Weise untereinander als auch mit dem Kopf und dem Rumpf verbinden. Ein Teil der Halsmuskeln führt direkt vom Rumpf zum Kopf. Die durchschnittliche Halsmuskelreflexzeit liegt im Bereich von 54-92 ms, was bedeutet, dass im Falle einer überraschenden Heckkollision nicht davon ausgegangen werden kann, dass die Muskeln rechtzeitig angespannt werden, um die Steifigkeit des Halses zu erhöhen [Foust73].

Die Gelenkkapseln sind mit Rezeptoren ausgestattet, die Informationen über die Stellung des Gelenks (Propriozeptoren) oder eventuellen Schaden (Nozizeptoren) rückmelden können [Wolff78]. Propriozeptoren im Kopfgelenk informieren über die Position des Kopfes relativ zum Rumpf; Schäden und Störungen in diesem Bereich können deshalb theoretisch zu chronischen Haltungs- und Gleichgewichtsstörungen führen [Penning92]. Nervenwurzeln des Rückenmarks verlassen den Rückenmarkskanal durch die Zwischenwirbellöcher (Foramina intervertebralia). Weitere Strukturen des Halses sind Blutgefäße sowie Teile des Atmungs- und Verdauungssystems [Burrow74].

Die komplizierte Anatomie des Halses ist eine der Ursachen für die spezielle Problematik bei Heckkollisionen. So gestaltet sich die Erforschung der Verletzungsmechanismen und Diagnosemöglichkeiten, die realistische Simulation des dynamischen Verhaltens durch Dummies oder mathematische Modelle [Kroonenberg97] und die Bestimmung von Belastungsgrenzwerten als ausserordentlich schwierig.

Mittels Freiwilligen- und Leichenversuchen wurde versucht, Belastungsgrenzwerte für den menschlichen Hals zu bestimmen ([Mertz71], [Melvin85]). Es hat sich jedoch gezeigt, dass die daraus resultierenden zulässigen Momente und Kräfte für den Fall der Heckkollision nur sehr bedingt anwendbar sind. Mattern schreibt: „Im Gegensatz zu anderen Verletzungskriterien (beispielsweise im Thorax-Bereich) wurde bisher keine hohe Korrelation zwischen Verletzungskriterien der Wirbelsäule (z.B. Biegemomente) und Wirbelsäulenverletzungen festgestellt“ [Mattern95].

Beim Frontalaufprall mit geringer Restelastizität im Rückhaltesystem ist die Halswirbelsäule verhältnismässig wenig gefährdet. Findet kein Kopfaufprall statt, wird sie in eine Flexion (Biegung nach vorne) gezwungen, weil der Thorax durch den Gurt zurückgehalten wird aber der Kopf sich weitgehend frei bewegen kann. Dabei wirkt sich günstig aus, dass die Beweglichkeit in Flexionsrichtung sehr hoch ist und der Kinn-Brust-Kontakt für eine Verminderung der Biegebeanspruchungen sorgt [Mertz71]. Beim Heckaufprall (85 % der durch Fahrzeugkollisionen verursachten Halsverletzungen sind auf Heckaufprallsituationen zurückzuführen [Lubin93]) tritt Extension (Biegung nach hinten) auf. Hier ist die Situation weniger günstig und es kann zu Überbeanspruchung (Hyperextension) kommen. Gadd gibt an, dass ab einer Extension von 80° Anzeichen von Verletzungen auftreten [Gadd71]. Um diese Extension zu verhindern muss die Kopfstütze vor allem hoch genug positioniert sein. So kann der Kopf effektiv aufgefangen und Hyperextensionsbewegungen unterbunden werden. Als Faustregel kann gelten, dass die Kopfstütze mindestens bis zum Schwerpunkt des Kopfes des Insassen hinaufreicht.

Die „International Ad Hoc Group for Neck Protection on Rear-End Impact“ gibt unter anderem als Empfehlung an, dass die Kopfstütze mindestens bis zur Kopfoberkante einer 50-perzentilen männlichen Person reichen muss [AdHoc94]. In den vergangenen Jahren mehrmals durchgeführte Untersuchungen bezüglich der geometrischen Eigenschaften von Kopfstützen einer umfangreichen Anzahl von Serienfahrzeugen ([StatusReport95], [StatusReport97], [StatusReport99]) haben gezeigt, dass nur eine sehr kleine Minderheit von Fahrzeugen in Bezug auf ihre Kopfstützen als „gut“ eingestuft werden kann. Ausser durch geometrische Unzulänglichkeiten wird die Effektivität vieler Kopfstützen aber auch durch zu geringe Tragfähigkeit beeinträchtigt. Zu der Tatsache, dass viele Kopfstützen besonders für grossgewachsene Menschen nicht richtig einstellbar sind, kommt hinzu, dass viele Fahrzeuginsassen sich wenig um die Einstellung kümmern [Parkin93]. Bei einer Umfrage gaben 47 % von 477 Autofahrern an, der Kopfstützeinstellung keine Beachtung zu schenken [Deutscher93]; bei 68 % der Autofahrer befand sich die Oberkante der Kopfstütze unterhalb des Kopfschwerpunktes. Bei 21 % wäre eine Einstellung, bei der die Oberkante bis mindestens zum Kopfschwerpunkt gereicht hätte, auch gar nicht möglich gewesen (bedingt durch die Konstruktion der Kopfstütze). Zu tief eingestellte Kopfstützen können ein grösseres Verletzungsrisiko bergen als Lehnen ohne Kopfstütze [Walz94b], bei denen die Halswirbelsäule durch zusätzliche Extension der Thoraxwirbelsäule entlastet wird. Unter diesem Gesichtspunkt ist es zweifelhaft, inwieweit aus Vergleichen mit der Situation in Autoskootern [Meyer94] wirklich Schlüsse über die verletzungskritische Geschwindigkeitsänderung gezogen werden können (in Autoskootern wurden keine Halswirbelsäulenverletzungen beobachtet, aber sie verfügen über keine Kopfstütze). In diesem Zusammenhang ist ebenfalls interessant, dass bei Fondspassagieren weniger Halsverletzungen als bei Fahrern und Beifahrern auftreten [Hell98]. Dies kann zurückgeführt werden auf das (häufige) Fehlen von Kopfstützen an den Rücksitzen und deren unterschiedliche Konstruktionsart (hohe Steifigkeit und wenig elastisches Zurückfedern). Bei vielen Vordersitzen ist hingegen zu beobachten, dass der Oberkörper des Insassen bedingt durch den elastischen Rebound der Lehne sich bereits wieder relativ zum Fahrzeug nach vorne bewegt, während der Kopf sich noch in der Rückverlagerungsphase befindet. Dies wirkt sich negativ auf den Verformungsablauf des Halses aus [Svensson96]). Eine „falsche“ Positionierung der Kopfstütze wird häufiger bei verstellbaren Systemen beobachtet als bei nicht einstellbaren [Lubin93]. Van Kampen zweifelt daran, dass sich die Insassen mit Sicherheitsargumenten motivieren lassen, sich um eine möglichst geeignete Kopfstützeinstellung zu kümmern [vanKampen93]. Frauen sind einem höheren Verletzungsrisiko ausgesetzt ([Foret-Bruno91], [Minton97],

[Hell98], [Hell99]) obwohl sie (wahrscheinlich wegen ihrer im Mittel geringeren Körpergrösse) die Kopfstütze häufiger korrekt positioniert haben als männliche Insassen [Lubin92]. Die Gefahren, die durch tief positionierte Kopfstützen ausgehen, werden durch den Effekt des „Ramping“ (das Hinaufrutschen des Insassens entlang der nach hinten geneigten Rückenlehne) vergrössert ([Viano92], [Blaisdell 93], [Deutscher94]). Bei starker Lehnenrotation verstärkt sich das Ausmass des Ramping [Walz97].

Die eigentliche Problematik bei Heckkollisionen liegt nicht bei der Verhinderung von Hyperextension. Diese kann relativ einfach verhindert werden [Walz95] durch Kopfstützen ohne vertikale Verstellmöglichkeiten, die weit genug nach oben reichen, um den Kopf effektiv abzustützen. Wesentlich schwieriger ist das Verhindern von Hypertranslationsbewegungen ([Penning92], [Penning94], [Penning95], [Walz94a]) (Fig.6.1). Diese stehen besonders bei Niedriggeschwindigkeitskollisionen im Verdacht, für einen Grossteil der Weichteilverletzungen im Halswirbelsäulenbereich verantwortlich zu sein. Auch bei genügend weit nach oben reichender Kopfstütze befindet sich zu Beginn der Kollision der Kopf in fast allen Fällen nicht in Kontakt mit der Kopfstütze, hingegen besteht in der Regel Kontakt zwischen Oberkörper und Sitzlehne. Wird das Fahrzeug nach vorne beschleunigt, werden bereits sehr früh Beschleunigungskräfte am Oberkörper wirksam, während der Kopf noch mehr oder weniger in der Ausgangsposition verharrt. Dabei tritt eine translatorische Rückverlagerung des Kopfes gegenüber dem Thorax auf, die den Hals mit Scherkräften belastet [Ono93] und ihm eine S-förmige Verformung aufzwingt (Fig.6.1). Dies geschieht in der ersten Phase des Kollisionsablaufes. Verletzungen können hier auftreten, ohne dass (oder bevor) der Kopf oder der Hals selbst Kontakt mit Strukturteilen des Fahrzeuges erfährt [Walz95]. Auch deswegen nimmt die Halswirbelsäulenproblematik im Bereich der passiven Fahrzeugsicherheit eine Sonderstellung ein. Bei allen anderen Körperteilen rühren die Gefahren von direkten Krafteinwirkungen her. Eine weitere Besonderheit ist, dass sich die Verletzungen selbst mit Röntgen-, Computertomographie- oder Magnetresonanzverfahren [Rothaupt94] meistens diagnostisch nicht nachweisen lassen ([Penning94], [StatusReport95], [Schuller93], [Hell98]). Dies betrifft insbesondere die „leichten“ Verletzungen, solche die vor allem als AIS=1 eingestuft werden (Weichteilverletzungen; Schäden am Skelett werden als AIS \geq 3 eingestuft [Maag93]). Da die AIS-Skala für die Einteilung von Halsverletzungen bei Heckkollisionen schlecht geeignet ist (der Grossteil müsste als geringfügige Verletzung mit AIS=1 eingestuft werden, auch wenn die Verletzungsfolgen nicht immer geringfügig sind), wurde die „Quebec Task Force Injury Classification“ eingeführt, bei der der AIS 1-Schweregrad in drei Stufen unterteilt wird (QTF1 bis QTF3)

[Hell98]. Verletzungen, bei denen das neurologische System betroffen ist, werden als QTF3 klassifiziert.

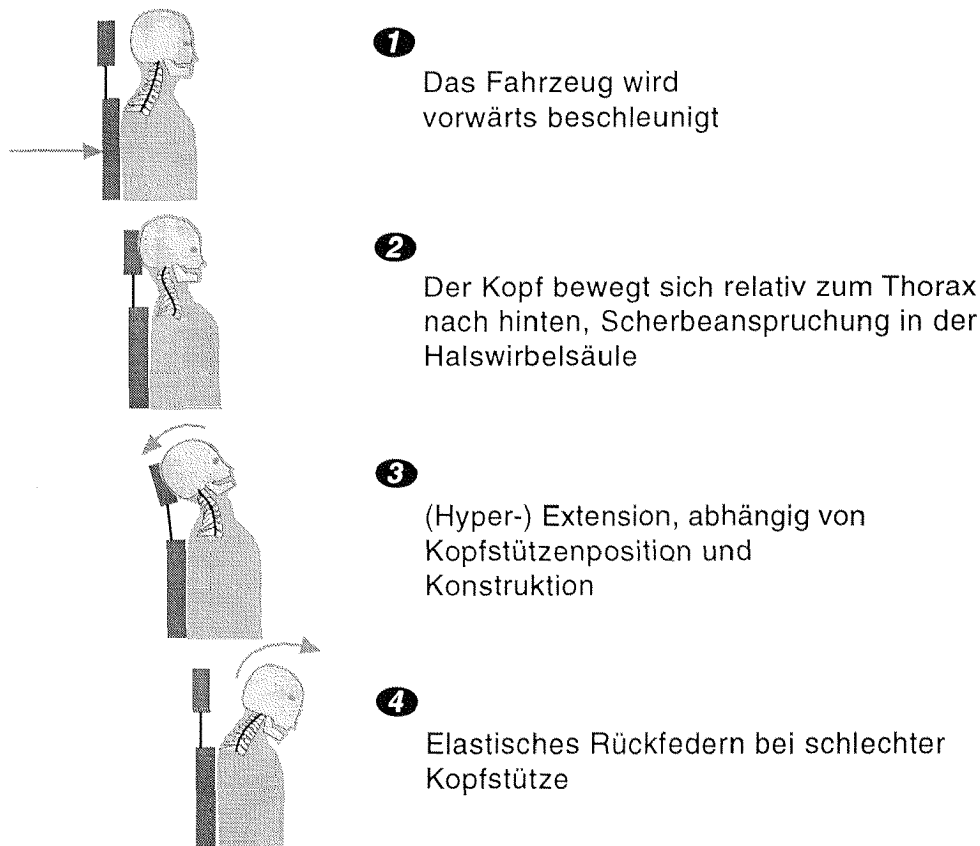


Fig.6.1: Bewegungsablauf beim Heckaufprall. In Phase 2 kann Hypertranslation auftreten.

Bei Halsverletzungen wird häufig von „Schleudertrauma“ beziehungsweise „whiplash“ gesprochen. Diese Ausdrücke sind jedoch ungeeignet, da sie einen (häufig nicht zutreffenden) physikalischen Mechanismus mit der eigentlichen Verletzung vermischen ([Walz94], [Walz95]) und sollten deshalb nicht verwendet werden.

Die Symptome von Halswirbelsäulen-Weichteilverletzungen sind vielfältig: Schluckbeschwerden, Bewegungseinschränkung der seitlichen Kopfdrehung, Schmerzen im Kiefergelenk, Kopfschmerzen, Muskelschwäche, Heiserkeit, ausstrahlende Schmerzen in Arme und Schultern, Schwindel- und Gleichgewichtsstörungen, Sehstörungen, Hörstörungen, Schlafstörungen, Benommenheit, Bewusstseinsstörungen, Brechreiz, Konzentrationsschwäche, Missempfindungen in Arm und Hand, motorische Schwächen und flüchtige Lähmungen von Hals- und Armmuskeln ([Ropohl], [Krämer92], [Grifka98], [Maag93]). Teilweise treten die Be-

schwerden erst mit einer Zeitverzögerung auf [Krämer92]. Eine kanadische Studie hat gezeigt, dass 26 % der Fälle, bei denen Halsverletzungen vorlagen, zuerst nur als „Sachschaden“ eingestuft wurden [Maag93]. Ein Grossteil der Beschwerden verschwindet nach einiger Zeit wieder, jedoch gibt es auch Fälle mit Langzeitfolgen ([Maag93], [Foret-Bruno91], [vanKampen93]). Die fehlende eindeutige Diagnostizierbarkeit stellt ein versicherungstechnisches Problem dar. Einerseits ist es möglich, dass Unfallopfer zu Unrecht nicht als solche anerkannt werden, andererseits kann es verhältnismässig einfach sein, mittels einer vorgetäuschten Halsverletzung Versicherungsleistungen zu erschleichen [Schuller93]. Auch lässt sich der Kausalzusammenhang nicht immer nachweisen, da bereits vor der Kollision Vorschädigungen bestanden haben können, beziehungsweise die Symptome von anderen Ursachen her stammen können [Walz97]. Der Schaden am im Heckbereich getroffenen Fahrzeug lässt sich schlecht als Bewertungsgrundlage für den Schweregrad der Kollision heranziehen. Gerade Fahrzeuge, die kaum bleibende Deformation aufweisen, könnten bedingt durch die hohe Steifigkeit der Heckstruktur höhere Insassenbelastungen während der Kollision verursacht haben als Fahrzeuge, die signifikante Deformation des Heckbereichs aufweisen ([Robbins97a], [Robbins97b], [Walz94a], [Walz94b]). Von Interesse wäre die Bestimmung einer Minimalgeschwindigkeit, ab der mit Verletzungen zu rechnen ist. Am Institut für Rechtsmedizin der Universität München wurde eine beträchtliche Zahl von Fällen (10 %) begutachtet (bei denen Zweifel an der Kausalität von geltend gemachten Verletzungen bestanden hat oder bei denen Schadensersatzforderungen als überhöht angesehen wurden), bei denen nicht einmal eine Kollision vorlag (z.B. Schleudern) [Schuller93]. Tendenziell scheinen die meisten Verletzungen bei geringen Geschwindigkeitsänderungen aufzutreten. In der Untersuchung von Hell waren 88 der untersuchten 178 Verletzungsfälle bei Δv von weniger als 15 km/h aufgetreten [Hell98]. Die etwas schwereren Verletzungen (QTF=3) traten nur bei Geschwindigkeitsänderungen von unter 25 km/h auf. Andererseits haben Freiwilligenversuche gezeigt, dass Heckkollisionen mit geringem Δv unverletzt überstanden werden können. Es ist kaum möglich, die Verletzungswahrscheinlichkeit nur anhand der Aufprallgeschwindigkeit abzuschätzen [Ono93].

Die geringen Kenntnisse über die Art und Ursache der Weichteilverletzungen hat auch zur Folge, dass noch keine geeigneten Toleranzkriterien definiert werden konnten, die sich als Basis für die Auslegung von Fahrzeugsitzen bei Heckkollisionen verwenden lassen. Jedoch scheint es offensichtlich, dass eine Reduktion der horizontalen Relativbewegungen zwischen Kopf und Thorax zu einer Verminderung des Verletzungsrisikos führen muss. Dies kann vor allem erreicht werden, indem die Kopfstütze möglichst nahe am Kopf positioniert wird ([Jakobs-

son94], [Svensson96], [Walz95]). Besonders günstig ist es, wenn der Kopf von Anfang an Kontakt mit der Abstützung hat. Mertz hat mittels eines Freiwilligenversuchs gezeigt, dass ein Heckaufprall von 44 mph praktisch unbeschadet überstanden werden kann, wenn der Kopf von Anfang an abgestützt wird [Mertz67]. Eine britische Untersuchung [Minton97] von Fällen aus dem realen Unfallgeschehen widerspricht der Forderung nach einem geringen Anfangsabstand. Dieses Ergebnis ist jedoch zweifelhaft, weil sich der Anfangsabstand vor der Kollision später durch Interviews der betroffenen Personen nicht mehr genau feststellen lässt. Der Kopf-Kopfstützenabstand in konventionellen Sitzkonstruktionen ist häufig sehr hoch (im Mittel ca. 10 cm [Parkin93]).

Während einer Heckkollision kann der Hals axialen Druckkräften ausgesetzt werden. Diese werden durch Ramping (s.o.) und durch Streckung der im Ausgangsstadium gekrümmten Wirbelsäule (bewirkt durch die Interaktion mit der Sitzlehne) hervorgerufen ([McConnel95], [Ono97], [Ono99]). Obwohl diese Kräfte verhältnismässig klein sind, vergrössern sie möglicherweise das Verletzungsrisiko. Untersuchungen [Yang97] haben gezeigt, dass die Schubsteifigkeit der Halswirbelsäule unter Druckbelastung abnimmt (die Steifigkeit im Wirbelpaar C5-C6 beispielsweise geht bei einer axialen Drucklast von 200 N um ca. 50 % zurück). Dieses Verhalten wird durch die Entlastung und Erschlaffung der stützenden Bänder unter axialer Druckbelastung erklärt. Diese reduzierte Steifigkeit könnte das Verletzungsrisiko erhöhen.

Untersuchungen mit anästhesierten Schweinen haben gezeigt, dass während der Deformationsbewegung des Halses eine Volumenänderung im Spinalkanal auftritt, die zu Druckwellen innerhalb der Rückenmarksflüssigkeit führt [Svensson93b]. Diese Druckwellen könnten zu Schädigungen der Nerven an den Austrittsstellen aus dem Spinalkanal führen. Dies würde bedeuten, dass das Verletzungsrisiko nicht nur vom Verformungszustand abhängig ist, den der Hals erfährt, sondern auch von der Geschwindigkeit, mit welcher der Vorgang abläuft. Zur Zeit wird an einem Verletzungskriterium für den Hals (NIC, Neck Injury Criterion) [Boström97] gearbeitet, welches diesen Einfluss in Betracht zieht (s. Kapitel 6.11.2 NIC).

6.2.2 Schlussfolgerungen, Lösungskonzepte, Anforderungen und Ziele

Eine Kopfstütze muss im Fall einer Heckkollision drei Dinge verhindern: Erstens darf keine Hyperextension der Halswirbelsäule auftreten, zweitens sollen Scherkräfte nicht in dem Masse entstehen, dass sie zu Schäden in der Halswirbelsäule führen, und drittens darf der Kopf beim Aufprall auf die Kopfstütze keine zu hohen

Beschleunigungen erfahren. Der erste Punkt ist relativ einfach zu erreichen. Hier ist dafür zu sorgen, dass der Kopf nach hinten genügend abgestützt ist. Dazu muss die tragende Struktur mindestens bis über die Höhe des Schwerpunktes des Kopfes reichen und darf während des Anpralls nicht versagen. Auch das Verhindern von Kopfverletzungen ist in der Regel kein grosses Problem. Die Hauptschwierigkeit liegt im Erreichen eines günstig koordinierten Bewegungsablaufs des Systems Oberkörper-Hals-Kopf in der Anfangsphase des Vorganges.

Bis heute gibt es keine verlässlichen Aussagen darüber, mit wieviel Scherbelastung die Halswirbelsäule während eines Heckaufpralls beansprucht werden darf. Deshalb ist die beste Strategie, diese Scherkräfte soweit wie möglich zu reduzieren, ohne dabei einen bestimmten Wert als Grenze im Auge haben zu können. Auf dieser Basis ist es möglich, eine Kopfstütze zu entwerfen, die im Vergleich mit gängigen Konstruktionen zu einer geringeren Gefährdung der Halswirbelsäule führen dürfte. Mittels Analyse der Halsverformung und Belastung wird es auch möglich sein, dieses Sicherheitsplus in einer gewissen Weise zu quantifizieren, aber es wird nicht möglich sein, verlässliche Angaben darüber zu machen, ob in einer gegebenen Kollisionssituation mit Verletzungen des Insassen zu rechnen ist oder nicht, beziehungsweise wie gross das Risiko einer Verletzung eines bestimmten Schweregrades ist.

Bei einer optimalen Lösung würden überhaupt keine Scherbelastungen auftreten. Dies ist theoretisch sogar erreichbar, nämlich indem man jegliche horizontale Relativbewegung im System Thorax-Hals-Kopf unterbindet. Treten keine „Scherverformungen“ auf, werden auch keine Scherkräfte induziert. Ideal wäre es also, alle drei Körperbereiche so aufzufangen, dass sie gleich wie eine starre Einheit nur gemeinsame Translations- oder Rotationsbewegungen ausführen können. Unter Vernachlässigung der Rotationsbewegungen, die nur in beschränktem Masse auftreten sollen (alle Körperbereiche sollen von Null auf ungefähr die gleiche Geschwindigkeit gebracht werden), heisst das, dass Thorax, Hals und Kopf zu jeder Zeit ähnliche Beschleunigung erfahren müssten. Dies ist nur möglich, wenn nicht nur der Thorax (Annahme: Thorax ist immer in Kontakt mit der Lehne), sondern auch Hals und Kopf von Anfang an Kontakt mit der Kopfstütze haben, was aber in der Realität nur sehr selten der Fall sein wird. Also muss versucht werden, die Polster in den verschiedenen Bereichen unter Berücksichtigung des globalen Verhaltens der Lehnenstruktur so zu gestalten, dass die maximal auftretende Schubverformung zwischen Kopf und Thorax möglichst gering bleibt. Das heisst zum Beispiel, dass der Kopf, dessen Beschleunigung verzögert einsetzt, nach Erreichen des Kontaktes stärker beschleunigt werden muss als der Thorax. So kann die horizontale Verschiebung zwischen diesen Bereichen wie-

der abgebaut werden. Verhindern lässt sich diese horizontale Relativverschiebung aber nicht, und sie ist abhängig vom Anfangsabstand des Kopfes zur Kopfstütze. Es ergibt sich also auch hier wieder der Wunsch nach einem möglichst geringen Anfangsabstand zwischen Kopf und Rückhaltesystemkomponente, auch wenn es diesmal nicht um Beschleunigungen, sondern Bewegungsabläufe geht (vgl. Kapitel 2). Kein Abstand zwischen Kopf und Kopfstütze ist aus Komfortgründen für die meisten Fahrer undenkbar, und ein System, das einen drohenden Heckaufprall registriert und dann genügend schnell und zuverlässig diesen Abstand auf null reduzieren kann, dürfte technisch schwer zu realisieren sein. Das 1997 eingeführte Saab Active Head Restraint System (SAHR) [Saab98] funktioniert zwar nach diesem Prinzip, es hat allerdings keinen eigenen Antrieb und keine elektronische Regelung, sondern wird durch die Rückverlagerung des Thorax relativ zur Lehnenstruktur betätigt (die Kopfstütze bewegt sich dabei sowohl nach vorne als auch oben, Fig.6.2). Daraus ergibt sich, dass es nur mit einer gewissen Verzögerung in Aktion treten kann und ausserdem die Vorwärtsbewegung der Kopfstütze nicht auf den aktuellen Abstand zum Kopf angepasst sein kann. Es ist jedoch offensichtlich, dass mit einem solchen System bei richtiger Auslegung [Walz98] bessere Resultate als mit einer konventionellen Kopfstütze erreicht werden können.

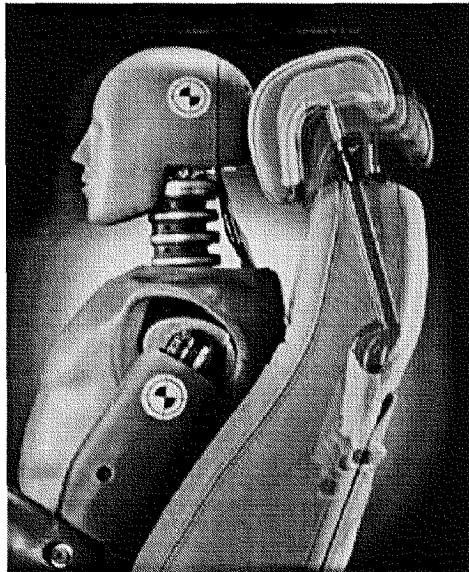


Fig.6.2: SAHR-Kopfstütze, wenn der Thorax des Insassen nach hinten in die Lehne eindringt, wird die Kopfstütze über einen Hebelmechanismus nach oben und nach vorne bewegt [Saab98]

Der Einsatz von Airbags im Bereich der Kopfstütze [Mueller98] ist zwar denkbar, aber wegen der von Airbags verursachten Gefahren in Out-Of-Position-Situationen ([Coben97], [Schröder97], [Berg97]) auch mit signifikanten Risiken verbunden.

Möglich wäre es, vor einer drohenden Kollision den Insassen selber den Abstand zur Kopfstütze verringern zu lassen. Dazu müsste er über ein mit Abstandssensoren arbeitendes System rechtzeitig akustisch oder optisch gewarnt werden. Die Insassen müssten allerdings dementsprechend geschult sein, dass sie ein solches Signal schnell genug richtig interpretieren und darauf reagieren können. Deswegen liesse sich dieser Ansatz kaum wirkungsvoll in die Realität umsetzen. Auf technischer Seite liegt die Schwierigkeit wahrscheinlich primär darin, das System so zu programmieren, dass es im Ernstfall rechtzeitig aktiv wird, aber dennoch möglichst selten Fehlalarm auslöst.

Neben der Forderung nach einem geringen Anfangsabstand zwischen Kopf und Kopfstütze ergibt sich noch eine zweite, nämlich die nach einem möglichst genau definierten Abstand. Nur wenn der Anfangsabstand einigermaßen bekannt ist, kann er bei der Auslegung des Deformationsverhaltens der Nacken- und Kopf-abstützung sinnvoll berücksichtigt werden. Eine weiche Polsterschicht im Thoraxbereich (s. Fig.6.3) kann so gestaltet werden, dass der Oberkörper solange nur mit geringen Beschleunigungen belastet wird, bis der Kopf den Anfangsabstand zur Kopfstütze zurückgelegt hat ([Muser94], [Svensson96], [Hofinger99]).

Die logische Konsequenz daraus ist die Integration eines Kopfstützensystems in einer Rücklehne, die sich automatisch an die Geometrie des Insassen anpassen kann. Ein manuell einzustellendes Kopfstützensystem, das lediglich bessere Einstellungsmöglichkeiten als heute verbreitete Kopfstützen bietet, würde kaum zu befriedigenden Resultaten führen, da die Einstellungsmöglichkeiten nur in ungenügender Masse wahrgenommen werden.

Als Zwischenlösung wäre ein System denkbar, das zwar manuell justiert werden muss, den Insassen aber automatisch auf ungeeignete Einstellungen aufmerksam machen würde (beispielsweise durch optische Signale). Ein vollautomatisches System wird jedoch bessere Resultate erzielen können und bietet letztlich auch mehr Komfort.

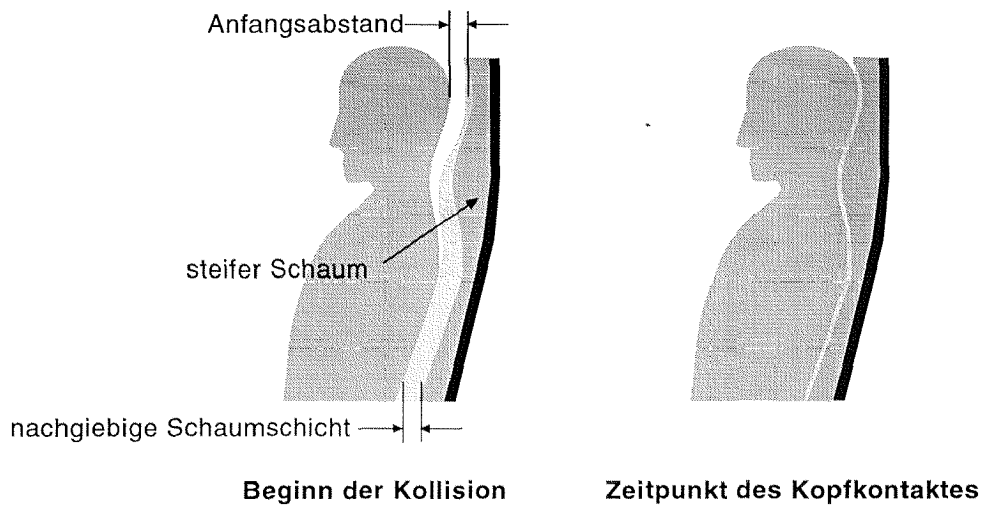


Fig.6.3: Eine Schicht weichen Polsters sorgt dafür, dass in der ersten Phase die auf den Thorax wirkenden Beschleunigungen gering bleiben und gleicht damit den Anfangsabstand des Kopfes zur Kopfstütze aus.

6.3 ANNAHMEN FÜR DAS KOLLISIONSGESCHEHEN

Beim Heckaufprall sind in der Regel viel geringere Energien im Spiel als bei Frontalkollisionen. Während bei einer Frontalkollision typischerweise von beiden beteiligten Fahrzeugen kinetische Energie eingebracht wird, ist zu Beginn einer Heckkollision das betroffene Fahrzeug meistens im Stillstand. Die typische Heckkollision ist ein Auffahrunfall, der beispielsweise vor einer roten Ampel oder am Ende eines Staus auf der Autobahn stattfindet. Bezüglich der Frontalkollision werden Fahrzeuge für eine Aufprallgeschwindigkeit von ca. 50 km/h gegen eine feste Barriere ausgelegt, was auch den Fall abdeckt, bei dem zwei vergleichbare Fahrzeuge mit jeweils 50 km/h frontal zusammenstossen. Geht man im Falle der Heckkollision von einem stehenden Fahrzeug aus, auf das ein anderes mit 50 km/h auffährt, so wird damit ein grosser Teil der realen Kollisionen abgedeckt. Im Stadtverkehr ist die anzunehmende Geschwindigkeit selten mehr als 50 km/h und im Normalfall hat der Fahrer des auffahrenden Fahrzeuges vor dem Aufprall noch Zeit, die Geschwindigkeit deutlich zu reduzieren.

Die Relativgeschwindigkeit zwischen den beiden Fahrzeugen ist vor einer solchen Kollision 50 km/h, das ist nur halb soviel wie im Falle der 50/50 km/h-Frontalkollision und führt zu geringeren Geschwindigkeitsänderungen Δv . Wegen

des quadratischen Zusammenhangs zwischen Geschwindigkeit und Energie ist die zu absorbierende Energie viel geringer.

Wegen der normalerweise verhältnismässig geringen Aufprallgeschwindigkeiten und der guten Kopplung der meisten Körperteile mit dem Fahrzeug gibt es wenig tödliche Verletzungen bei Heckkollisionen. Belastungsgrenzwerte für Beschleunigungen und Kräfte sind verhältnismässig einfach einzuhalten. Das Problem liegt bei der Vermeidung ungünstiger Bewegungsabläufe und Formänderungen im Halswirbelsäulen-Bereich.

Eine statistische Untersuchung von Unfalldaten aus Deutschland [Hell98] hat ergeben, dass bei 85 % der Heckkollisionen, bei denen Halsverletzungen gemeldet wurden, der Kollisionswinkel kleiner als 5° gewesen ist. Ausserdem war bei fast 50 % der Fälle der Überdeckungsgrad im Bereich von 81 bis 100 %. Die Verteilung der Fälle in Bezug auf die Aufprallgeschwindigkeit des auffahrenden Fahrzeugs (Fig.6.4) zeigt, dass sich die grosse Mehrheit der Kollisionen bei Aufprallgeschwindigkeiten von unter 50 km/h ereignet hat.

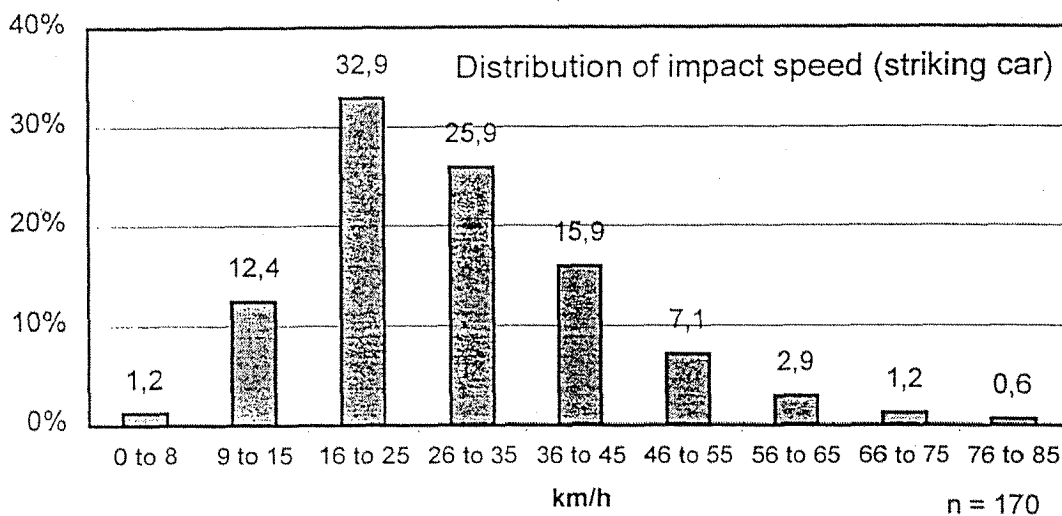


Fig.6.4: Verteilung der Aufprallgeschwindigkeit bei Heckkollisionen mit Halsverletzungen [Hell98]

Die Geschwindigkeitsänderung Δv_1 für das im Heck getroffene Fahrzeug berechnet sich nach (Annahme plastischer Stoss):

$$\Delta v_1 = m_2 \cdot \frac{v_2}{m_1 + m_2}$$

wobei m_1 und m_2 die Massen des angestossenen beziehungsweise des auffahrenden Fahrzeugs sind und v_2 die Aufprallgeschwindigkeit des auffahrenden Fahrzeugs ist. Das im Heck getroffene Fahrzeug wird zum Zeitpunkt des Beginns der Kollision als stehend angenommen. Wird ein sich im Stillstand befindendes Leichtmobil von ca. 600 kg Masse von einem doppelt so schweren Fahrzeug mit einer Aufprallgeschwindigkeit von 50 km/h gerammt (s. Fig.6.5), so wird es auf ca. 33 km/h beschleunigt, erfährt also eine Geschwindigkeitsänderung von 33.3 km/h (Findet die Kollision hingegen zwischen zwei gleich schweren Fahrzeugen statt, wird das gerammte Fahrzeug um nur 25 km/h beschleunigt).

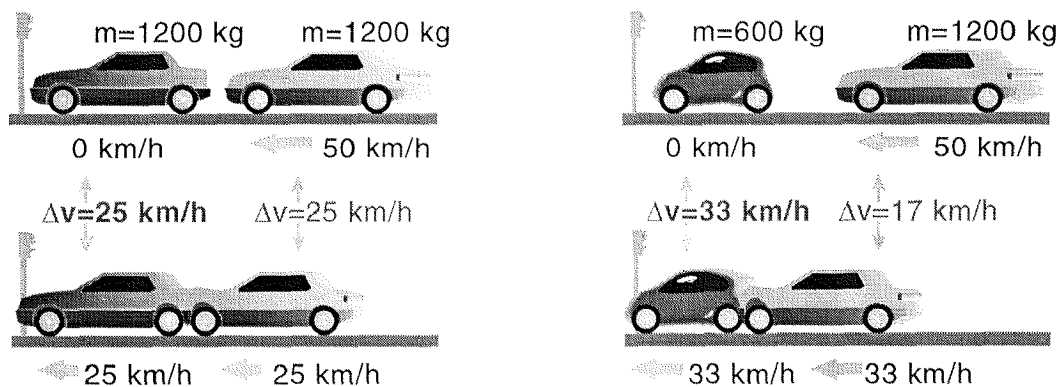


Fig.6.5: während einer Heckkollision erfährt ein konventionelles Fahrzeug eine geringere Geschwindigkeitsänderung (links) als ein Leichtfahrzeug unter vergleichbaren Bedingungen (rechts).

Die meisten Auffahrunfälle finden bei weit geringeren Geschwindigkeiten statt und Halswirbelsäulenverletzungen können schon bei deutlich geringeren Auffahrgeschwindigkeiten auftreten. Bei anderen Kollisionsarten kann man davon ausgehen, dass das Verletzungsrisiko mit reduzierter Aufprallgeschwindigkeit abnimmt. Ob dies auch für den Halswirbelsäulenbereich in Bezug auf eine Heckkollision gilt, wo es auf den Bewegungsablauf ankommt, lässt sich nicht ohne weiteres abschätzen. Es wird also auch das Geschehen bei geringeren Aufprallgeschwindigkeiten zu untersuchen sein.

Der zweitwichtigste Parameter neben der Geschwindigkeitsänderung ist das Beschleunigungsniveau. Um den Beschleunigungsverlauf des Leichtmobils errechnen zu können, müssen die Deformationscharakteristiken seiner Heckstruktur sowie die der Frontstruktur des auffahrenden Fahrzeuges bekannt sein.

Da ein Leichtfahrzeug im Normalfall auch im Heckbereich deutlich weniger Raum für eine Deformationszone aufweist als ein herkömmliches Fahrzeug, scheint es zunächst sinnvoll, die Heckstruktur mit ähnlichen Steifigkeitseigenschaften auszustatten wie den Frontbereich. Das hiesse, dass im Falle einer Heckkollision sich primär die Front des auffahrenden Fahrzeuges deformieren würde und das Beschleunigungsniveau des Leichtfahrzeuges ähnlich wäre wie bei einer Frontalkollision, die Beschleunigungen also im Bereich von 50 g lägen, wenn man von der Annahme ausgeht, dass die Frontstruktur des auffahrenden Fahrzeuges eine weitgehend konstante Deformationscharakteristik aufweist.

Diese Annahme ist glücklicherweise nicht realistisch. Wie bereits erwähnt, sind beim Heckaufprall nur relativ geringe Energien im Spiel, weswegen auch nur wenig Deformationsstrecke benötigt wird. Dies bedeutet einerseits, dass eventuell die Möglichkeit besteht, die Heckstruktur des Leichtmobils nachgiebiger auszulegen als die Frontstruktur und andererseits, dass beim auffahrenden Fahrzeug nur der vorderste Bereich der Frontstruktur verformt wird. Der vorderste Bereich ist in der Praxis relativ nachgiebig und deformiert bei einer Kraft, die unter dem durchschnittlichen Kraftniveau des gesamten bei einer Frontalkollision beanspruchten Deformationsbereiches liegt. Mittels eines vom Autor für diesen Zweck entwickelten Computerprogramms („Kick“, s. Fig.6.7) und anhand von Kraft-Deformationsdaten der Frontstruktur eines existierenden Fahrzeuges (Fig.6.6), sowie einer (ursprünglich angenommenen, aber ungefähr in dieser Form verwirklichten) Deformationscharakteristik des Leichtmobilheckbereiches wurde ein Beschleunigungs-Zeit-Verlauf errechnet. Dabei ergab sich eine durchschnittliche Beschleunigung von 26 g (s. Fig.6.8c). Dieser Wert ist zwar immer noch relativ hoch, erscheint aber weitaus realistischer als 50 g. Der Beschleunigungsverlauf kann in einem gewissen Masse durch die Konstruktion der Heckstruktur des Leichtfahrzeuges beeinflusst werden, der limitierende Faktor ist der zur Verfügung stehende Raum.

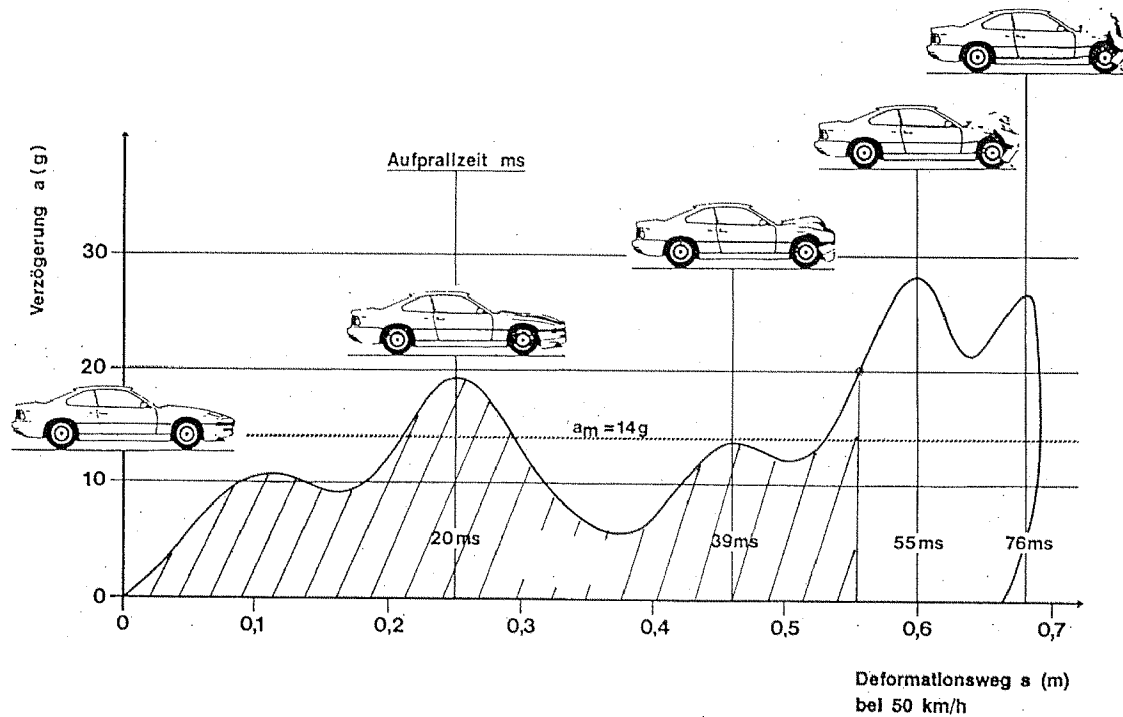


Fig.6.6: Vorderbau-Deformationscharakteristik eines konventionellen Fahrzeugs (BMW 6er Reihe) beim 50-km/h-Frontalcrash [ATZ90]

Da bekannt ist, dass Verletzungen im Halsbereich auch schon bei deutlich tieferen Geschwindigkeiten auftreten können, wurden Berechnungen und Versuche ausserdem bei zwei geringeren Aufprallgeschwindigkeiten durchgeführt: 33.3 km/h (mittlere Beschleunigung ca. 18 g, Δv von ca. 22.2 km/h) und 16.7 km/h (mittlere Beschleunigung ca. 10 g, Δv von ca. 11.1 km/h)

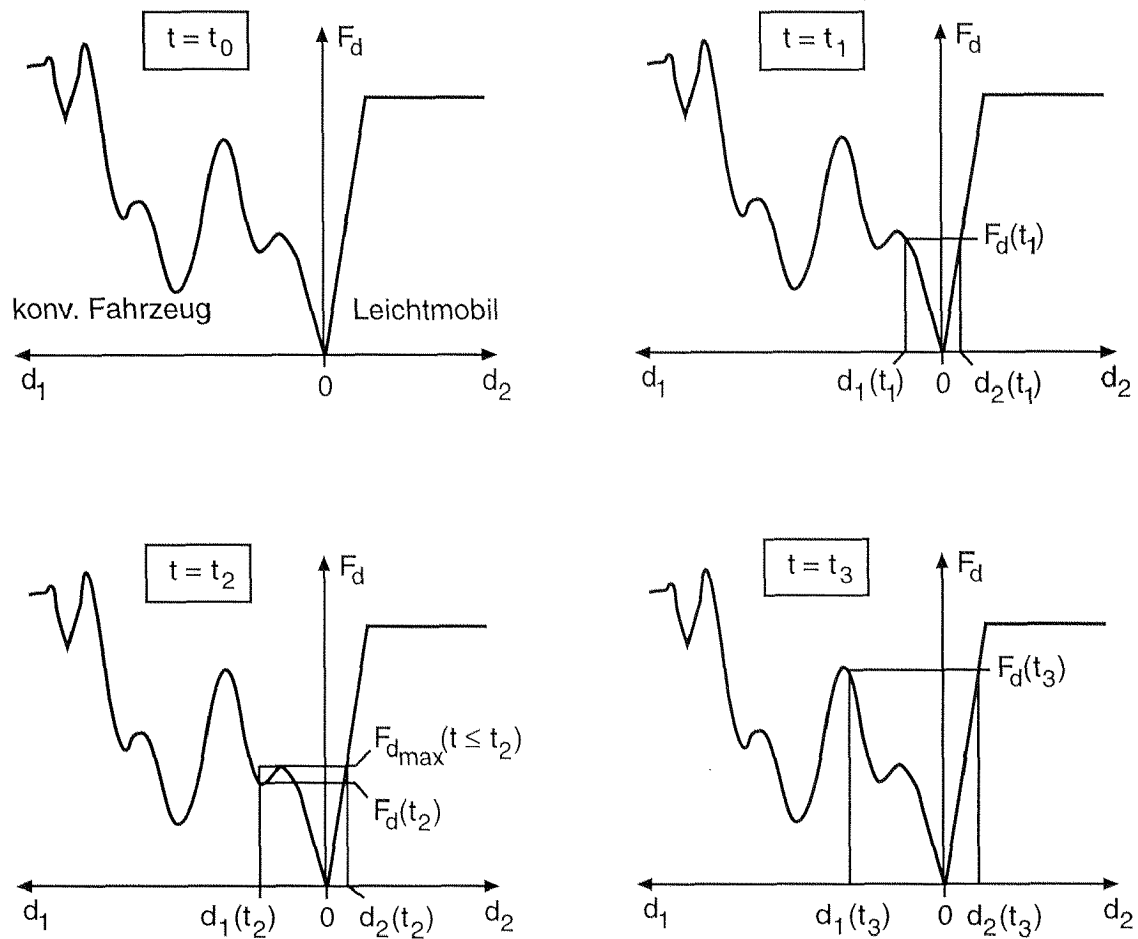
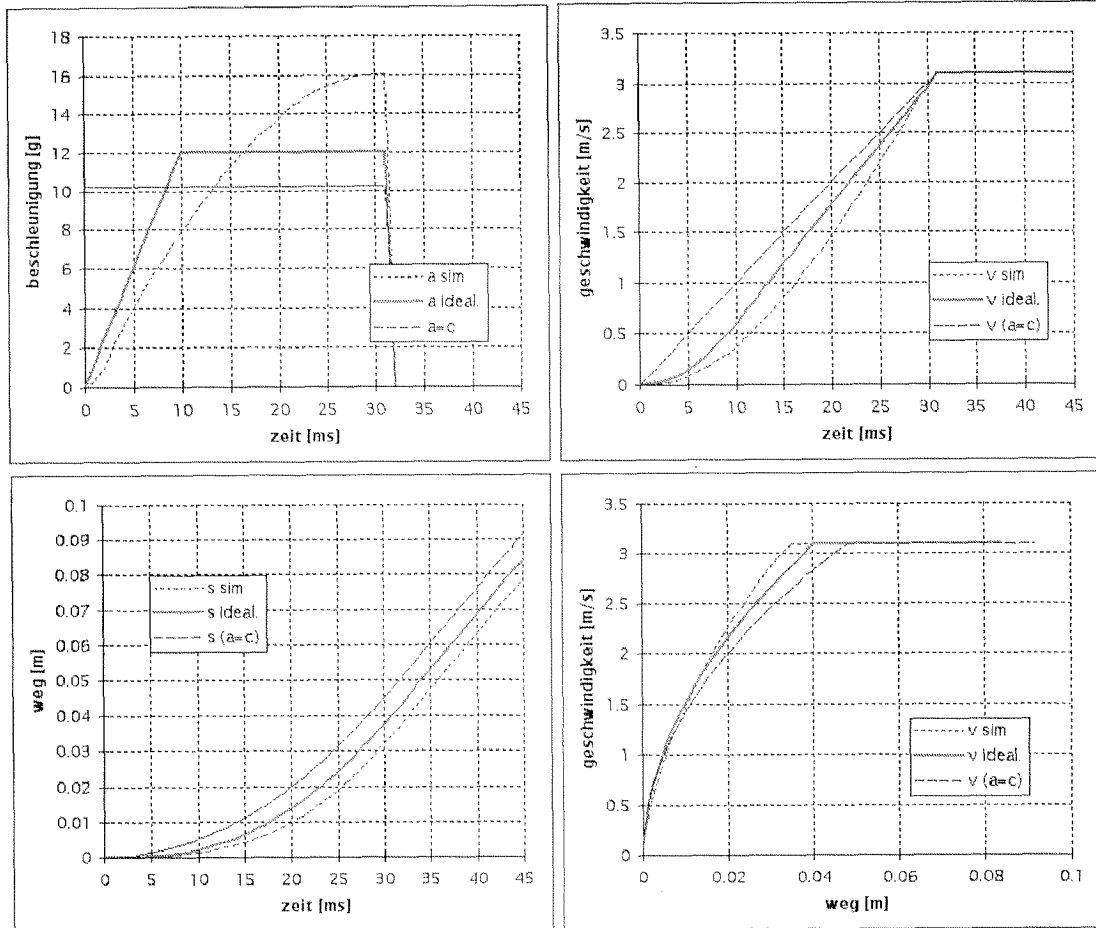


Fig.6.7: Bestimmung des Deformationskraft-Zeit-Verlaufes, beispielhaft dargestellt für die Zeiten t_0 , t_1 , t_2 und t_3 . Nach links ist die Deformationskurve des auffahrenden, konventionellen Fahrzeug (Funktion von d_1) und nach rechts diejenige der Heckstruktur des Leichtmobiles aufgetragen (Funktion von d_2). Die wirkende Kraft $F_d(t)$ ist zu jedem Zeitpunkt für beide Fahrzeuge identisch. Zum Zeitpunkt t_2 wird nur das auffahrende Fahrzeug deformiert. Entsprechende Beschleunigungs-Zeit-Kurven wurden mittels Vorwärtsintegration mit dem Programm „Kick“ ermittelt.



rear impact

plastic impact
mass ratio 1:2
 v_0 impacting car = 16.7 km/h

$\Delta v = 11.1$ km/h

simuliert mit "kick"
dataset "rear3"
F(BMW850) mit 0.7 multipl.
 $a = t \cdot 0.0012g$ ($0 < t < 0.01s$)
 $a = 12g$ ($0.01 > t > 0.031s$)
 $a = \text{const.} = 12g$ ($0 > t > 0.031s$)

Deformationscharakteristiken

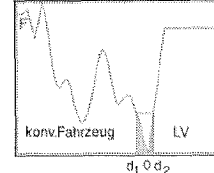
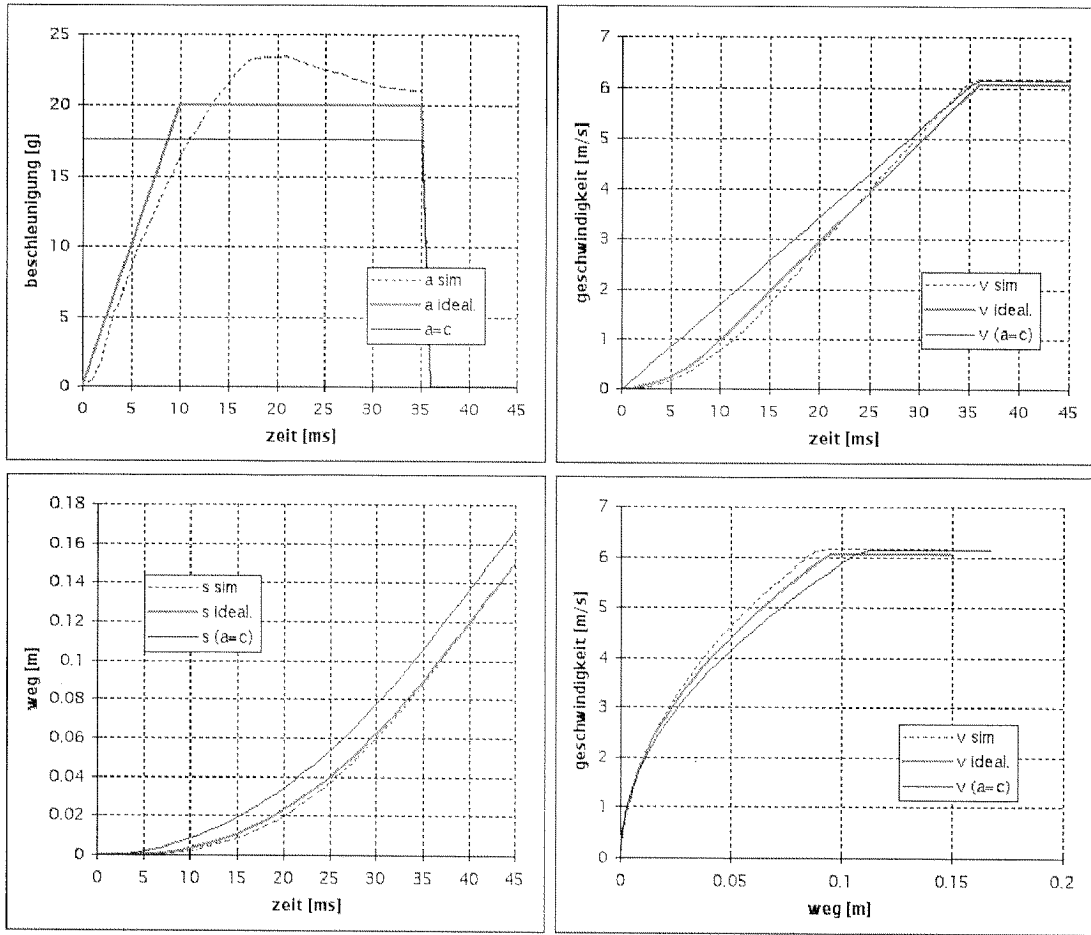


Fig.6.8a: Beschleunigungsverlauf bei Heckaufprall, Geschwindigkeit des auffahrenden Fahrzeuges $v_0 = 16.6$ km/h, Massenverhältnis 1:2. Dargestellt sind Kurven, die mit dem Programm „Kick“ ermittelt wurden (sim), die auf der Annahme konstanter Beschleunigung ($a=c$) basieren und solche, denen ein idealisierter Beschleunigungsverlauf zugrunde liegt (ideal). Letzte wurden für die in Kapitel 6.10.3.5 beschriebenen Schlittentests verwendet.



rear impact

plastic impact
 mass ratio 1:2
 v_0 impacting car= 33.3km/h
 $\Delta v = 22.2 \text{ km/h} = 6.16 \text{ m/s}$

simuliert mit "kick"
 dataset "rear3"
 F(BMW850) mit 0.7 multipl.

$a = t \cdot 0.0020g$ ($0 > t > 0.01 \text{ s}$)
 $a = 20g$ ($0.01 > t > 0.036 \text{ s}$)

$a = \text{const} = 16.5g$ ($0 > t > 0.036 \text{ s}$)

Deformationscharakteristiken

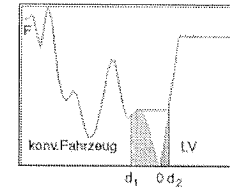


Fig.6.8b: Beschleunigungsverläufe für Heckaufprall. Aufprallgeschwindigkeit des auffahrenden Fahrzeuges $v_0 = 33.3 \text{ km/h}$ (siehe auch Fig.6.8a)

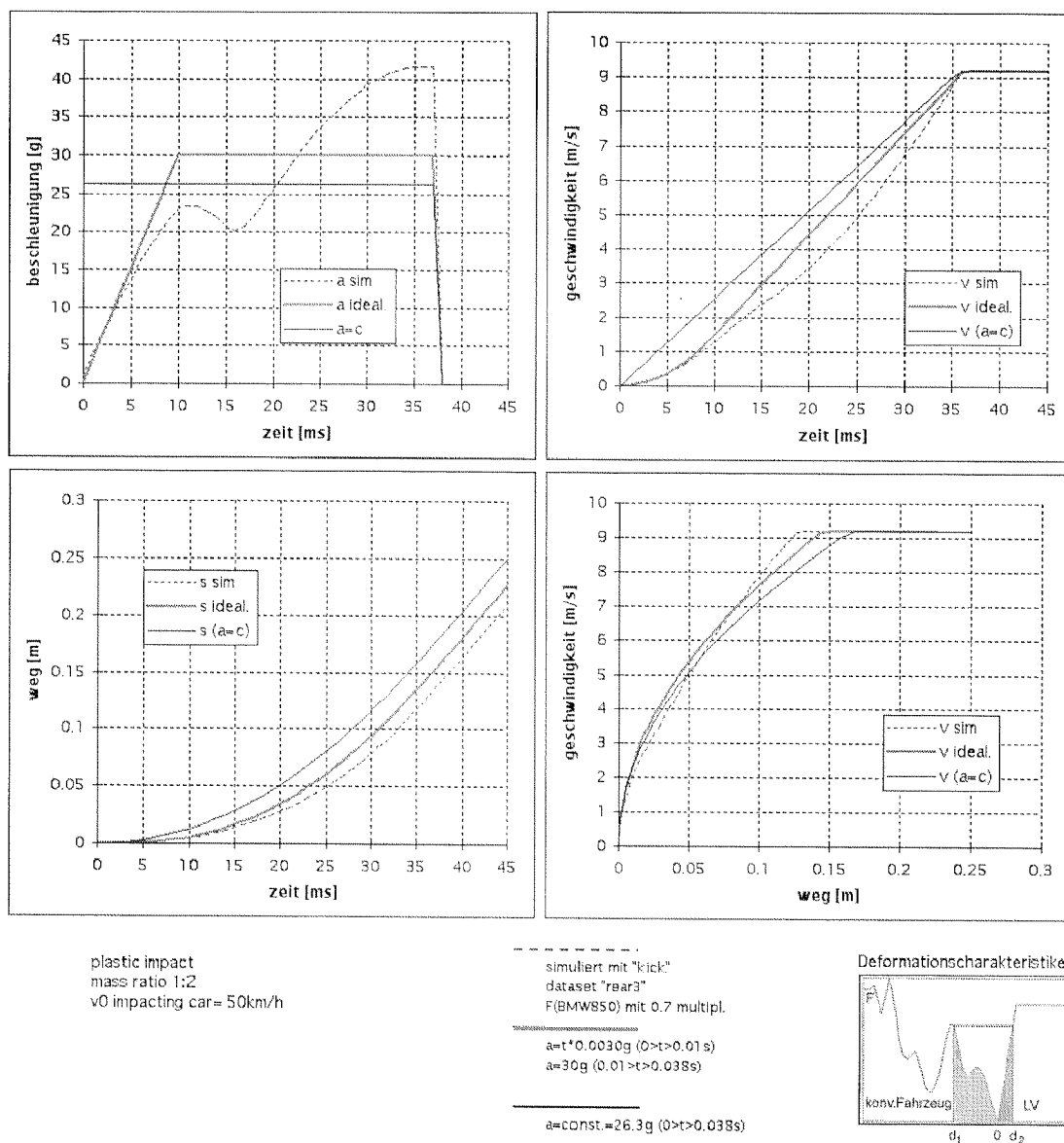


Fig.6.8c: Beschleunigungsverläufe für Heckaufprall, Geschwindigkeit des auffahrenden Fahrzeuges $v_0 = 50$ km/h (siehe auch Fig.6.8a)

Die mit dem oben erwähnten Computerprogramm errechneten Beschleunigungspulse wurden vor allem in Hinblick auf die Verwendung bei Schlittentests in folgender Weise vereinfacht: Nach einem linearen Anstieg weisen die vereinfachten Kurven ein konstantes Beschleunigungsniveau auf. Sie sind in Fig.6.8a-c zusammen mit den simulierten Verläufen und entsprechenden Kurven mit konstanter Beschleunigung dargestellt. Alle drei Kurvenformen führen zum gleichen Δv (jedoch ergeben sich Abweichungen bei der Beschleunigungsstrecke). Die Vereinfachung ist zulässig, da die Form des Beschleunigungspulses nur einen geringen

Einfluss auf die Versuchsergebnisse hat. Eine Untersuchung [Håland97] hat gezeigt, dass der Beschleunigungsverlauf, dem der Insasse ausgesetzt ist, primär von den Eigenschaften des Sitzes und weniger von denjenigen der Fahrzeugstruktur (und somit der Form des Beschleunigungspulses, den das Fahrzeug erfährt) abhängig ist. Um dies zu beweisen wurden zwei Fahrzeuge der selben Gewichtsklasse ausgewählt, die nach einer Statistik einer schwedischen Versicherungsgesellschaft das höchste und das geringste Risiko bezüglich Halsverletzungen aufwiesen. Die Fahrzeuge wiesen unterschiedliche Steifigkeiten der Heckstruktur auf. Für Heckaufprallversuche wurden die Beifahrersitze beider Fahrzeuge vertauscht. Die Ergebnisse zeigten, dass vor allem die Gestaltung des Sitzes die Beanspruchung der Insassen beeinflusst.

Aus den in Fig.6.8a-c dargestellten Geschwindigkeits-Weg-Verläufen wird ersichtlich, dass die Aufprallgeschwindigkeiten des Kopfes auf die Kopfstütze (nach Überwindung des Anfangsabstandes von ca. 3.5 cm) für den simulierten, den „vereinfachten“ und den rechteckigen Beschleunigungsverlauf nicht stark voneinander abweichen.

Eine Studie [Nilson94] hat ergeben, dass grosse Änderungen des Fahrzeugbeschleunigungsniveaus (untersucht wurde eine Erhöhung um den Faktor zwei bei gleichem Δv , also eine im Vergleich zu den in Fig.6.8a-c dargestellten Vereinfachungen sehr starke Veränderung des Fahrzeugbeschleunigungsniveaus) einen merklichen Einfluss auf den Beanspruchungsverlauf des Insassen haben können. Dies ist ein Hinweis darauf, dass die geringe Masse von Leichtmobilen sich bei Heckkollisionen nicht nur über grössere Geschwindigkeitsänderungen bemerkbar machen kann.

6.4 METHODEN ZUR AUSLEGUNG DES SITZES

6.4.1 Berechnungsmodelle Insasse/Rückhaltesystem

Für die optimale Auslegung des Fahrzeugsitzes ist es notwendig, den Bewegungsablauf von Kopf, Hals und Oberkörper zu berechnen. Das kinematische Verhalten der Halswirbelsäule ist sehr kompliziert und obwohl verschiedene Versuche gemacht wurden, mathematische Modelle der Halswirbelsäule zu entwickeln, ist es heute noch nicht möglich, das Verhalten der Wirbel, Zwischenwirbelscheiben, Sehnen und Muskel mit einer Genauigkeit rechnerisch zu erfassen, die genügen würde, Aussagen über das Verletzungsrisiko zu machen.

Um verschiedene Auslegungsvarianten beurteilen zu können, wurde bewusst ein einfaches Modell gewählt, mit dem der Einfluss verschiedener Parameter schnell abgeschätzt werden kann. Das Modell besteht aus nur fünf Massen, nämlich den Körperteilen Kopf, Hals, Oberkörper und Unterkörper sowie der Rücklehne. Bei den Körperteilen wird nur die horizontale translatorische Bewegung erfasst, bei der Rücklehne auch die Rotation. Die einzelnen Körperteile sind über Elemente, die die elastischen und plastischen Deformationseigenschaften der Schaumpolster wiedergeben, mit der Rückenlehne verbunden. Zwischen den Körperteilen selbst wirken im Modell keine Kräfte (die wirklichen Kräfte sind sehr schwierig zu modellieren). Es ist das Ziel des ganzen Auslegungsprozesses, einen Zustand zu erreichen, bei dem nur möglichst geringe Kräfte zwischen den Körperteilen wirken. In dieser Situation ist der Fehler, der durch die Vernachlässigung der Interaktion der Körperteile untereinander entsteht, sehr gering. Das Modell ist also geeignet, als Basis für das Erreichen dieses spezifischen Zieles zu dienen; es darf aber nicht dafür eingesetzt werden, quantitative Aussagen über Situationen zu machen, bei denen grosse Relativverschiebungen zwischen den einzelnen Körperteilen auftreten.

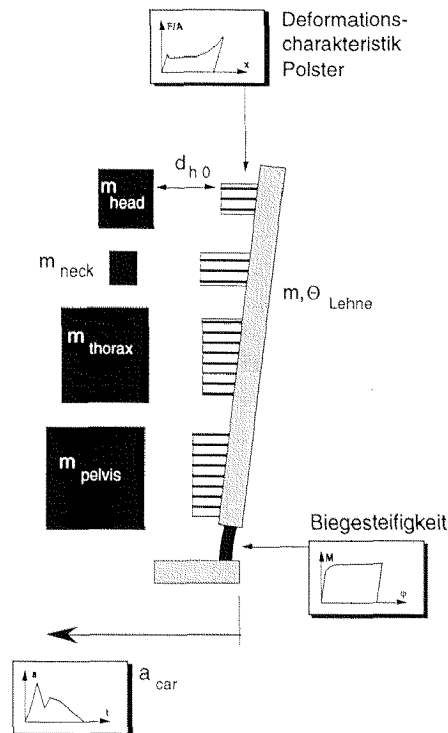


Fig.6.9: Mehrmassenmodell Insasse/Lehne, d_{h0} entspricht dem in Fig.2.4 definierten Anfangsabstand d_a in horizontaler Richtung. Eingangsparameter sind die Massen der Körperbereiche, die Anfangsabstände zu den entsprechenden Pol-

sterbereichen, Deformationskennlinien der verschiedenen Polsterbereiche, Masse und Rotationsträgheit der Lehne, „Biegesteifigkeit“ und vertikale Position des Lehnrotationspunktes, Beschleunigungsverlauf des Fahrzeuges.

Die Beschleunigung des Fahrzeugs und insbesondere die von den Körperteilen auf die Rückenlehne einwirkenden Kräfte führen zu einer Rotationsbewegung der Lehne, die durch eine Art Deformationselement (beispielsweise in Form eines Fließgelenkes) behindert wird. Die Kraft-Weg-Charakteristik (Biegesteifigkeit) dieses Elementes ist neben den Deformationscharakteristiken der Polsterschäume einer der wichtigsten Eingabeparameter für das Modell. Die Polsterung besteht analog zur Aufteilung des Körpers ebenfalls aus vier Teilen. Es können Polstercharakteristiken eingegeben werden, die anhand von Schlaghammerversuchen mit verschiedenen Materialien ermittelt wurden (s. Kapitel 6.10.3.1 Materialtests). Das elastische Zurückfedern des Materials muss mit einer Geraden angenähert werden. Bei der Auslegung wird man jedoch zuerst mit fiktiven Deformationscharakteristiken arbeiten und dann versuchen, diese mit den vorhandenen Materialien möglichst gut anzunähern.

Der Beschleunigungsverlauf des Fahrzeuges kann beliebig vorgegeben werden. Hier ist es insbesondere interessant, die Geschwindigkeitsdifferenz zu variieren, um das Verhalten bei verschiedenen Auffahrgeschwindigkeiten untersuchen zu können.

Das Modell wird mit zunehmender Auslenkung der Lehne ungenauer, da vertikale Kräfte sowie die Rotation der einzelnen Körperteile nicht berücksichtigt werden. In einem Leichtfahrzeug steht aber typischerweise ohnehin nur ein beschränkter Raum (Kollision der Kopfstütze mit der Heckscheibe droht) hinter den Sitzen zur Verfügung, so dass der maximale Rotationswinkel beschränkt ist. Die Position des Drehpunktes der Rotation ist ein weiterer Eingabeparameter, der einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die Ergebnisse haben kann.

Wichtig ist, dass eine Auslegungsvariante möglichst für das ganze betrachtete Personengrössenspektrum funktionieren muss. Gewicht, Kontaktfläche zum Polster und vertikale Schwerpunktsposition der die Körperteile repräsentierenden Massen müssen deshalb variiert werden.

Weitere Eingabeparameter sind die anfänglichen Abstände zwischen den Körperteilen und den entsprechenden Polsterbereichen. Kleine Änderungen können hier einen beträchtlichen Einfluss auf den Bewegungsablauf haben, was darauf hindeutet, wie wichtig möglichst gut definierte Anfangsabstände sind.

Die Aufteilung des Körpers in vier Bereiche ist relativ willkürlich, und ausser beim Kopf drängt sich die Festlegung der Grenzen zwischen den aneinander-

grenzenden Bereichen nur bedingt auf. Da der Bewegungsablauf im Halswirbelsäulenbereich interessiert, ist es aber logisch, dass hier eine etwas feinere Aufteilung in Elemente stattfindet als im unteren Körperbereich, wo die Wirbelsäule nicht gefährdet ist. Als Ergebnis der Computerberechnung erhält man diverse Beschleunigungs-, Geschwindigkeits- und Weg-Kurven. Von besonderer Bedeutung ist die Verschiebung zwischen Kopf und Thorax. Man könnte hier einfach die Differenz der horizontalen Position der beiden Körperteile betrachten. Allerdings ist zu berücksichtigen, dass der ganze Körper analog zur Lehne eine Rotationsbewegung durchführt, auch wenn die Rotation der einzelnen Bereiche selbst rechnerisch nicht erfasst wird. Es scheint hier also sinnvoller, für die Relativverschiebung als Grundlage ein Koordinatensystem zu nehmen, das mit der Lehne mitrotiert.

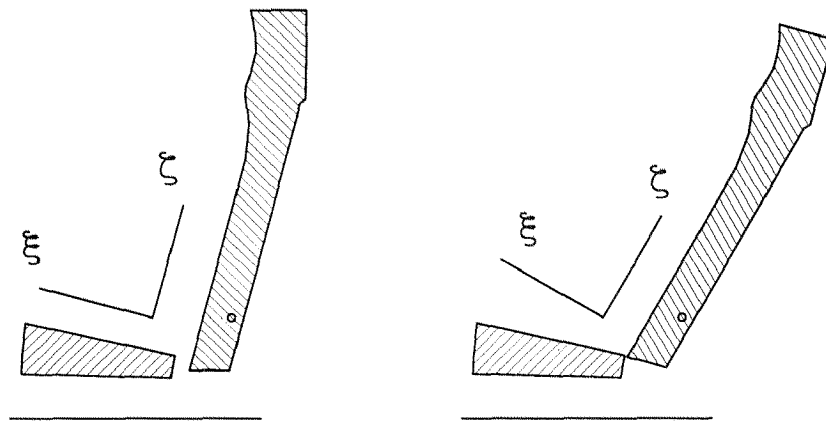


Fig.6.10: mit der Lehne rotierendes Koordinatensystem. Relativverschiebungen der einzelnen Körperteile werden in ξ -Richtung gemessen.

Die Relativverschiebung zwischen Kopf und Hals und die Relativverschiebung zwischen Hals und Thorax ist weniger interessant als die zwischen Kopf und Thorax, weil man nicht davon ausgehen kann, dass das Modell in der Lage ist, die Deformation der Halswirbelsäule lokal so genau wiederzugeben. Dennoch ist es sinnvoll, den Hals als eigenes Element zu betrachten, um die Polsterung lokal auf den Hals abstimmen zu können. Somit kann vermieden werden, dass das Polster im Halsbereich zu steif oder zu nachgiebig ausgelegt wird und eine nicht an die Umgebungsverhältnisse angepasste Abstützung des Halses einen ungünstigeren Bewegungsablauf zur Folge hat.

6.4.2 Rechnerische Modellierung der Interaktion von Insasse und Sitz beim Heckaufprall

Beim Heckaufprall laufen die Verzögerung des Fahrzeugs und die des Insassen zu einem grossen Teil zeitlich parallel ab. Während der Insasse durch das Rückhaltesystem beschleunigt wird, erfährt auch das fest mit dem Fahrzeug verbundene Rückhaltesystem eine Geschwindigkeitsänderung. In diesem Fall lässt sich die benötigte Deformationsstrecke nicht so leicht abschätzen wie im Falle eines einfachen Aufpralls auf ein unbewegliches Objekt (wo die über den Deformationsweg abgebaute kinetische Energie schnell zu einem Ergebnis führt).

6.4.2.1 Das Einmassenmodell:

Für grobe Abschätzungen und bei grundlegenden Untersuchungen kann es genügen, den Insassen mittels einer einzigen Masse zu idealisieren. Für die Berechnung des Bewegungsablaufs des Insassen bei der Heckkollision genügt dies nicht, jedoch kann das verwendete und im nächsten Kapitel beschriebene Mehrmassenmodell als Kombination von mehreren Einmassenmodellen dargestellt werden.

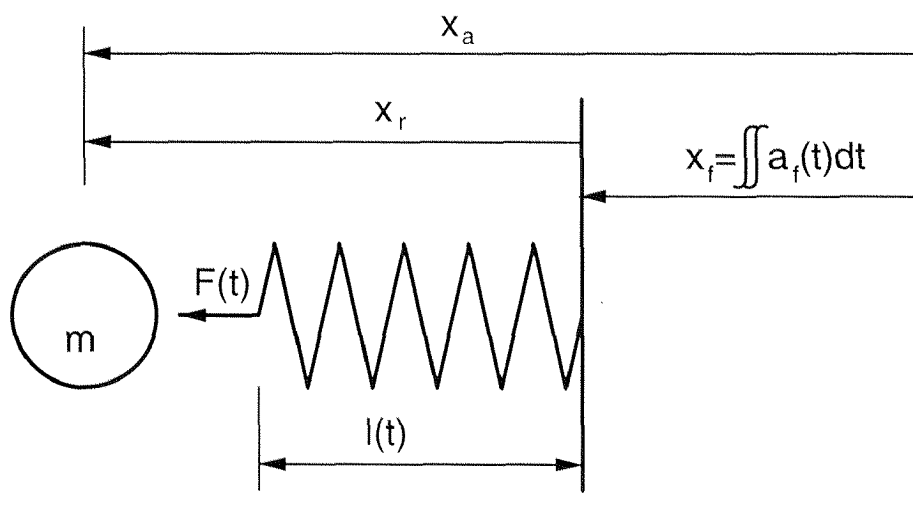


Fig.6.11: Einmassenmodell ohne Rotation ($\omega_f=0$)

Das Modell besteht aus Führungssystem und Relativsystem. Das Führungssystem repräsentiert das Fahrzeug. Der Beschleunigungsverlauf $a_f(t)$, der auf das Fahrzeug wirkt, wird als bekannt vorausgesetzt und kann entweder aus Crashtests oder aus Berechnungen stammen, die auf dem Verhalten der Knautschzone basieren. Eine Beeinflussung der Fahrzeugbeschleunigung durch das Gewicht

des Insassens (dessen Grad der Kopplung zum Fahrzeug mit zunehmender Zeit anwächst) wird vernachlässigt. Der daraus resultierende Fehler ist im Falle eines Leichtfahrzeuges grösser als bei einem konventionellen Fahrzeug.

Da sich die Position des Führungssystems

$$x_f(t) = \int_0^t \int_0^\tau a(\xi) d\xi d\tau$$

direkt aus $a(t)$ ergibt, handelt es sich um ein weggesteuertes System. Die Bewegung des Führungssystems weist keine Rotationskomponente auf (Fig.6.11).

Im Relativsystem befindet sich die relevante Masse m des Insassens an der Stelle $x_r(t)$. Über eine das Rückhaltesystem darstellende, nichtlineare und masselose „Feder“ (s. Fig.6.12) mit der zeitlich nicht konstanten Ruhelänge $l(t)$ wird eine Kraft $F(t)$ auf die Masse m ausgeübt, woraus sich der letztlich gefragte Beschleunigungsverlauf \ddot{x}_a ergibt. Die Differentialgleichung für das System lautet:

$$m \cdot \ddot{x}_a = m \cdot (\ddot{x}_r + \ddot{x}_f) = F(t)$$

Zu Beginn des Vorganges wird typischerweise kein Kontakt zwischen der Masse und der Feder herrschen. Erst wenn der Anfangsabstand d_0 überwunden ist, kann eine Kraft auf die Masse wirken. Auch zu einem späteren Zeitpunkt kann die Masse den Kontakt zur Feder verlieren, so dass $F=0$ gilt (Fig.6.12 und 6.13). Ausserdem soll das elastische Zurückfedern berücksichtigt werden, so dass auch eine Fallunterscheidung getroffen werden muss, ob die Feder sich im Zustand der Kompression oder Expansion befindet. Es wird angenommen, dass der für das Rückfedern ausschlaggebende elastische Anstieg

$$c = \frac{dF}{dx}$$

Immer konstant ist (Fig.6.12). Es wird weiterhin angenommen, dass plastische Deformation der Feder auftritt, so dass die Länge $l(t)$ der entspannten Feder während des Verformungsprozesses abnimmt. Tritt Entlastung der Feder auf (s. Fig.6.13), geschieht dies auf der elastischen Geraden durch den Punkt ($F=0$, $l(t)$). Der Wert für $l(t)$ ergibt sich aus der kleinsten Länge $(x)_{\min} = f(t)$, die die Feder zu diesem Zeitpunkt in komprimiertem Zustand je gehabt hat. Tritt anschliessend

wieder Kompression der Feder auf, so geschieht dies ebenfalls auf dieser Geraden, solange bis der aktuelle Wert von $(x_r)_{\min}$ unterschritten wird:

falls $x_r > l(t) : F = 0$

sonst:

falls $\dot{x}_r < 0 : F = c \cdot (l(t) - x_r)$

sonst:

falls $x_r > x_{r\min} : F = c \cdot (l(t) - x_r)$

sonst: $F = f(x_r(t))$

Dabei ist

$x_{r\min} = x_r(\tau)$ so dass gilt: $\frac{dx_r}{dt}(\tau) = 0$ und $\frac{d^2x_r}{dt^2}(\tau) < 0$

mit

$0 > \tau \geq t$

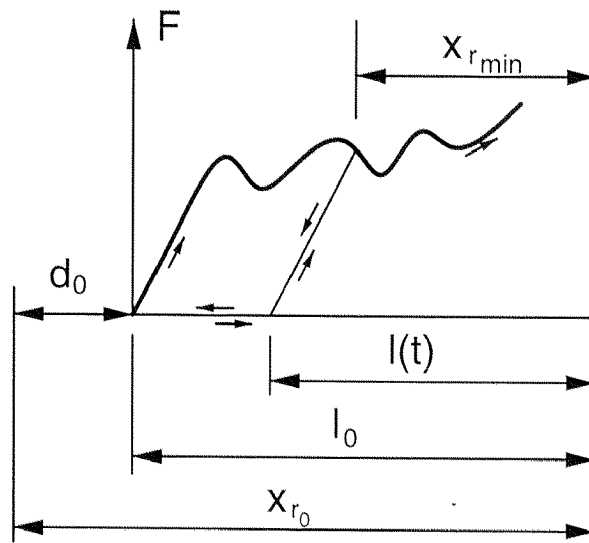


Fig.6.12: Charakteristik eines „Federelementes“

Die „Federn“ sind nichtlinear und das System wird numerisch mit Vorwärtsintegration gelöst.

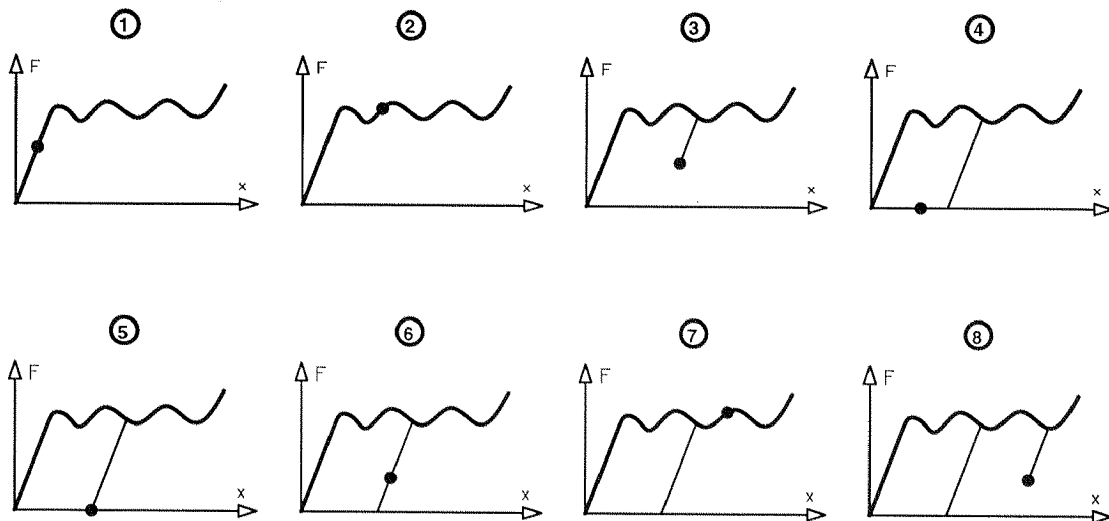


Fig.6.13: *Verschiedene Phasen des Deformationsvorganges des „Federelementes“ (Beispiel): 1) Kraftanstieg (im elastischen Bereich der Charakteristik), 2) Deformation im plastischen Bereich der Charakteristik, 3) Entlastung (Masse und Lehne bewegen sich wieder voneinander weg) entlang elastischer Geraden, 4) Masse und Lehne haben keinen Kontakt mehr miteinander, 5) erneuter Kontakt zwischen Masse und Lehne, 6) Lastaufbau auf linearer Geraden, 7) weitere plastische Deformation gemäss der Charakteristik, 8) erneute Entlastung.*

6.4.2.2 Das Mehrmassenmodell

Im Falle der Heckkollision interessiert vor allem der Relativbewegungsablauf zwischen Oberkörper und Kopf. Hier muss auf ein Mehrmassenmodell zurückgegriffen werden (Fig.6.9, Fig.6.14). Die Schwierigkeit besteht darin, ein überschaubares und der zu behandelnden Problematik angepasstes Modell zu finden, das genügend genau ist, um eine Studie der Einflüsse der wichtigsten Parameter zu ermöglichen. Folgende Idealisierungen werden durchgeführt:

- der Insasse besteht aus vier Massen
- zwischen den Massen des Insassen wirken keine Kräfte. Eine realistische Modellierung der Kräfte zwischen den Körperteilen ist beim heutigen Stand der Forschung noch nicht möglich. Sie können aber vernachlässigt werden, wenn sich das Rückhaltesystem im Sinne der Anforderungen verhält. Bei einem gut ausgelegten Sitz dürfen nur sehr kleine Kräfte zwischen den Körperteilen auftreten.
- vertikale Kräfte und Bewegungen werden vernachlässigt
- Rotation der Körperbereiche des Insassen wird nicht berücksichtigt.

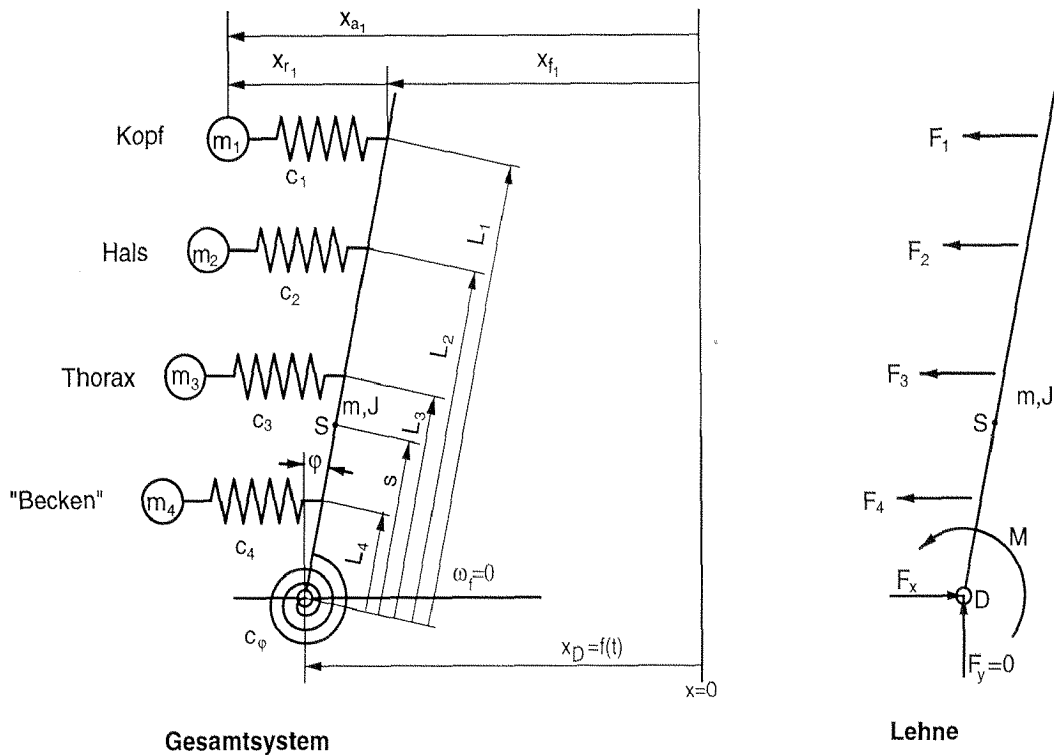


Fig.6.14: Mehrmassenmodell

Wichtig ist, dass mit dem Modell die Kopplung der einzelnen Körperbereiche des Insassen über die Lehne untersucht werden kann. Die Lehne hat im Modell sowohl rotatorische als auch translatorische Trägheit. Die Rotationsbewegung wird durch eine "Feder" behindert, die eine dem verwendeten Deformationselement entsprechende Charakteristik hat.

Das Mehrmassenmodell lässt sich in verschiedene Einheiten aufteilen. Die Relativsysteme für die vier Körperbereiche können direkt von dem oben beschriebenen Einmassenmodell übernommen werden. Sie sind direkt unabhängig und indirekt über das Verhalten der Lehne gekoppelt, deren entsprechende Referenzstelle mit Abstand L_i vom Lehnendrehpunkt D den Ursprung für das jeweilige System darstellt, wobei als kinematische Beziehung gilt:

$$x_{f_i} = x_D - \sin \varphi \cdot L_i$$

Für jedes System i gelten die gleichen Fallunterscheidungen für $F_i(t)$ wie beim Einmassenmodell. Der Unterschied ist, dass die Bewegung des jeweiligen Referenz-

renzpunktes nicht vorgegeben ist, sondern sich erst aus dem Verhalten des Gesamtsystems ergibt. Vorgegeben ist der Beschleunigungsverlauf $a_f(t)$ des Fahrzeugs, dessen Bewegung somit bekannt ist.

Am Drehpunkt der Lehne wirkt eine Kraft F , deren vertikale Komponente $F_y=0$ sei. Das Grundgesetz von Newton für Translation ergibt:

$$m \cdot \left(\ddot{x}_f - s \cdot \frac{d^2 \sin \varphi}{dt^2} \right) = -F_x + \sum_i F_i$$

wobei $\sin \varphi \approx \varphi$ für kleine Auslenkungen φ .

Nach F_x aufgelöst erhält man:

$$F_x = -m \cdot (\ddot{x}_f - s \cdot \ddot{\varphi}) + \sum_i F_i$$

Der Drallsatz formuliert im Schwerpunkt S der Lehne ergibt:

$$J_s \cdot \ddot{\varphi} = -M(t) - F_x \cdot s - \sum_i F_i \cdot (L_i - s) \cdot \cos(\varphi) \quad \text{mit } \cos \varphi \approx 1 \text{ für kleine Werte von } \varphi.$$

$M(t)$ ist das durch das Deformationselement erzeugte Moment. Für seine Bestimmung wird eine vorgegebene Charakteristik

$$M = c_\varphi(\varphi)$$

verwendet und es muss eine mehrstufige Fallunterscheidung wie bei der Kontaktkraft des oben beschriebenen Einmassenmodell durchgeführt werden (vergl. Fig.6.12 und 6.13).

Setzt man dort die oben aus dem Newton'schen Grundgesetz erhaltene Funktion für F_x ein, ergibt sich:

$$J_s \cdot \ddot{\varphi} = \sum_i F_i \cdot L_i + \sum_i F_i \cdot s - \sum_i F_i \cdot s - m \cdot \ddot{x}_f \cdot s - \ddot{\varphi} \cdot s^2 \cdot m - M$$

und schliesslich

$$\ddot{\phi} \cdot (J_s + s^2 \cdot m) = \sum_i F_i(t) \cdot L_i - m \cdot \ddot{x}_f \cdot s - M(t)$$

Auf dieser Differentialgleichung basiert das numerische Rechenmodell (Vorwärtsintegration über die Zeit).

6.4.3 Vergleich verschiedener Modelle

Für Kontrollrechnungen wurde auf das bewährte Starrkörpersimulationsprogramm Madymo zurückgegriffen [MADYMO92]. Dabei ist keine genaue Übereinstimmung der Resultate zu erwarten, da das von Madymo verwendete Dummymodell wesentlich komplizierter und detaillierter, wenn auch immer noch recht weit von der Realität entfernt ist.

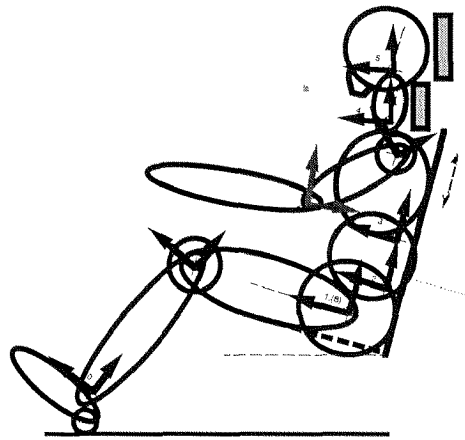


Fig.6.15: 2D-Madymomodell, Ausgangssitzposition 50-perzentiler Dummy

Die Vergleichsrechnung zwischen Madymo und dem Viermassenmodell wurde in einer relativ frühen Phase vorgenommen, als die genauen Eigenschaften des Sitzes noch nicht festgelegt waren. Die Simulationsergebnisse lassen sich deshalb nicht direkt mit den Versuchsergebnissen vergleichen. Zwischen Madymo- und Viermassenmodell zeigte sich relativ gute Übereinstimmung bezüglich des Rotationsablaufes der Lehne [Borel95].

Das Madymo-Standard-Dummy-Modell besteht aus einer grösseren Anzahl von Starrkörpern (s. Fig.6.15). Allerdings spielen Arme und Beine bei der betrachteten Kollisionsart nur eine untergeordnete Rolle und die Aufteilung des Torsos in drei statt in zwei Bereiche sollte ebenfalls keinen wesentlichen Einfluss auf die Versuchsergebnisse haben. Der Hals besteht beim Madymo-Dummy aus einem Starrkörper, der mit jeweils einem Gelenk mit Kopf und Thorax verbunden ist.

Dieses System stellt eine massive Vereinfachung gegenüber dem sehr komplex aufgebauten menschlichen Hals dar. Das Viermassenmodell verfügt zwar auch nicht über einen realistischen Hals, doch wird angenommen, dass bei kleinen Relativbewegungen (und nur für solche ist das Modell gedacht) zwischen Kopf und Thorax die vernachlässigten inneren Kräfte eine untergeordnete Rolle spielen. Gewissermassen liegt man wegen dieser Vernachlässigung auf der „sicheren Seite“, da man dadurch grössere Auslenkungen als in der Wirklichkeit erhält. Beim Madymomodell hingegen kann man nicht sicher sein, ob man nicht zu kleine Relativverschiebungen zwischen Kopf und Thorax als Ergebnis erhält.

Bezüglich der Kontaktflächen, über die Kräfte zwischen der Sitzlehne und dem Insassen übertragen werden, ist vom Madymomodell keine höhere Genauigkeit durch bessere Modellierung zu erwarten. Die Kontaktkräfte werden anhand der maximalen Intrusion des jeweiligen ein Körperteil representierenden Elipsoides normal zur Lehnenfläche bestimmt, ohne Berücksichtigung der Grösse der Kontaktfläche oder gar der Eindringungstiefenverteilung im Überlappungsbereich. Die resultierende Kraft wirkt an der Stelle der maximalen Eindringungstiefe. Dieser Ort kann von der Stelle abweichen, an der in Wirklichkeit die resultierende Kraft wirken würde, besonders dann, wenn eine grössere Winkeldifferenz zwischen Lehnen- und Elipsoidachse auftritt (unsymmetrische Überlappung). Allerdings ist diesbezüglich kein wesentlicher Fehler zu erwarten, zumal ja ein Ablauf mit einer möglichst synchronen Rotation von Lehne und Insasse angestrebt wird.

Ein wesentlicher Unterschied zwischen den Modellen liegt darin, dass in Madymo im Gegensatz zum Viermassenmodell auch vertikale Kräfte sowie Rotation und die daraus resultierenden Trägheitskräfte der einzelnen Körpermassen berücksichtigt werden. Diese sind jedoch bei einem normalen Kollisionsverlauf und geringer Rückwärtsrotation der Lehne gering, verglichen mit den vertikalen Kräften. Beim Viermassenmodell werden allerdings auch keine Flexions- oder Extensionbewegungen der Halswirbelsäule erfasst, die durch abweichende Rotationsabläufe zwischen Kopf und Thorax hervorgerufen werden. Diese treten aber erst während einer relativ späten Phase des Kollisionsablaufes auf, in der die Gefährdung der Halswirbelsäule geringer ist (s. Kapitel 6.10.3.5 Schlittenversuche).

6.4.4 Einfluss verschiedener Parameter

Um zu untersuchen, wie stark der Einfluss verschiedener Eingangsparameter auf die Simulationsergebnisse ist, wurden mit dem Viermassenmodell Rechnungen durchgeführt, bei denen die Werte einiger Parameter (s. Fig.6.16) im Bereich von -15 bis +15 % variiert wurden gegenüber den für Konstruktion und Test der Sitze

gewählten Werten (s. Anhang A1 Simulationsergebnisse). Betrachtet wurde die daraus resultierende prozentuale Veränderung der maximalen Rückverlagerung des Kopfes gegenüber dem Thoraxbereich in Bezug auf das mit der Lehne rotierende Koordinatensystem (s. Fig.6.10). In Fig.6.16 sind die Ergebnisse für $\Delta v=22.2$ km/h und eine 50-perzentile männliche Person aufgetragen.

Auffällig, da nicht der Erwartung entsprechend, ist, dass eine Erhöhung des Beschleunigungsniveaus einen sehr günstigen Einfluss auf die Relativverschiebung zwischen Kopf und Thorax hat. Ab einer Erhöhung des Beschleunigungsniveaus von 26 % kehrt sich dieser Trend allerdings um. Es handelt sich also um einen „lokalen“ Effekt. Es zeigt sich an diesem Beispiel auch, dass relativ geringe Variationen gewisser Eingangsparameter sowohl bezüglich der Art als auch des Ausmasses her überraschende Auswirkungen haben können. Dies erklärt sich daraus, dass das Modell sehr sensibel auf Änderungen im „Timing“ reagiert, mit dem die verschiedenen Körperbereiche Kontakt mit den Polstern bekommen und wieder verlieren. Diesbezügliche Veränderungen lassen sich, speziell für die späteren Phase des Ablaufes, kaum vorhersehen. Grössere Variationen bei Eingangsparametern hingegen haben in der Regel voraussehbare Wirkung auf die Simulationsergebnisse.

Der Einfluss der Variation der anderen aufgeführten Parameter ist relativ gering. Dass die Änderung der Masse der Lehne kaum Wirkung zeigt, ist nicht überraschend, da die translatorische Trägheit der Lehne eine untergeordnete Rolle spielt. Die Rotationsträgheit hingegen ist von grösserer Wichtigkeit, aber auch hier wird nur ein relativ geringer Einfluss sichtbar. Grosse Änderungen dieses Parameters zeigen indessen eine deutliche Wirkung, wobei eine Zunahme der Rotationsträgheit (im Gegensatz zu der hier gezeigten Kurve) sich günstig auswirkt, da sie zu einer Verzögerung der Rotationsbewegung in der ersten Phase des Aufprallablaufes führt.

Der Einfluss von Änderungen beim Anfangsabstand von Kopf oder Thorax zur entsprechenden Abstützung ist ebenfalls gering. Eigentlich wäre zu erwarten, dass eine Verkleinerung des Anfangskopfabstandes oder eine Vergrösserung des anfänglichen Abstandes beim Thorax zu einer Reduzierung der maximalen relativen Kopfrückverlagerung führt. Diese Tendenz ist jedoch in der Graphik nicht zu erkennen. Grössere Änderungen führen hingegen zu dem erwarteten Effekt.

Auch bei der Steifigkeit des Deformationselementes haben Änderungen der Eingabewerte (hier wurde die entsprechende Deformationskennlinie linear skaliert) keinen grossen Einfluss. Eine grössere Steifigkeit führt zu etwas günstigeren Ergebnissen bezüglich der relativen Rückverlagerung des Kopfes, was in diesem Fall der Erwartung entspricht.

Da die Ergebnisse für andere Ausgangssituationen teilweise sehr unterschiedlich ausfallen, lassen sich kaum allgemeine Schlüsse aus den Kurven ziehen, ausser dass sich die Reaktion des Modells auf die Variation von Eingangsparametern schwer vorraussagen lässt.

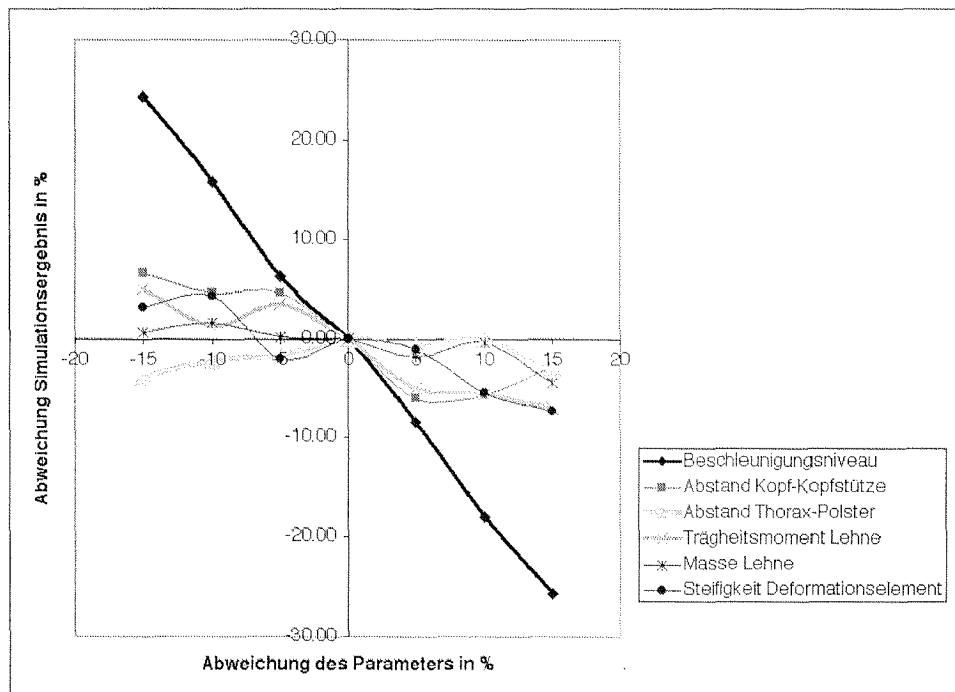


Fig.6.16: Der Einfluss prozentualer Abweichung der Werte verschiedener Parameter auf die maximale „Scherverformung“ des Halses (die prozentuale Änderung der „Scherverformung“ ist in der vertikalen Achse aufgetragen). Dem Diagramm liegen Simulationsergebnisse des Viermassenmodells zugrunde. Ausgehend von einer Ausgangskonfiguration wurden verschiedene Eingangsparameter des Modells in einem Bereich von +/-15 % variiert. In der vertikalen Achse sind die daraus resultierenden prozentualen Änderungen des jeweiligen Wertes der maximalen Relativverschiebung zwischen Kopf und Thorax aufgetragen.

6.5 ANFORDERUNGEN

Neben dem eigentlichen Insassenschutz im Kollisionsfall muss ein alltagstauglicher Fahrzeugsitz noch eine Reihe anderer Anforderungen erfüllen. Die meisten Personen erwarten von einem Sitz vor allem, dass er komfortabel ist. Bei einem Kurzstreckenfahrzeug mag dieser Punkt weniger ins Gewicht fallen als bei einem

Fahrzeug, dass auch für Langstrecken eingesetzt wird. Dennoch ist er wichtig. Neben der eigentlichen Form ist besonders die Beschaffenheit der Polster für die Komfortwirkung verantwortlich. Hier kann man in einen gewissen Konflikt mit der Forderung nach hoher passiver Sicherheit geraten. Die Steifigkeit von Komfortpolster und Energieabsorptionspolster liegt circa eine Grössenordnung auseinander (die Energieabsorptionspolster sind so steif, dass sie sich unter den Belastungen im normalen Fahrbetrieb kaum verformen). Die Dicke der weichen Komfortpolster beeinflusst die Wirkung der Energieabsorptionspolster. Hier müssen gewisse Kompromisse eingegangen werden.

Weiterhin muss der Sitz ergonomisch sein, so dass er dem Fahrer optimale "Arbeitsbedingungen" bietet. Dieser muss in sinnvoller Körperhaltung Pedalerie und Lenkrad gut bedienen können, sowie eine möglichst gute Sicht auf die Instrumente und aus dem Fahrzeug hinaus haben. Der Sitz kann so in Abstimmung zum Fahrzeuginnenraum einen wichtigen Beitrag zur aktiven Sicherheit bieten. Wie bei der passiven Sicherheit ergibt sich hier wieder die Problematik der Anpassung an unterschiedliche Personengrössen. Der in dieser Arbeit vorgestellte, speziell auf das Fahrzeug "Cratch" (Fig.6.17) abgestimmte Sitz verfügt über einen aufwendigen Verstellmechanismus, um einem Personenspektrum von 5-perzentil weiblich bis 95-perzentil männlich gute Sicht und Erreichbarkeit der Bedienungsinstrumente gewährleisten zu können.



Fig.6.17: Das von der Arbeitsgruppe für Unfallmechanik entwickelte Leichtfahrzeug "Cratch"

Eine schwierig zu erfüllende Forderung ist die nach geringen Herstellungskosten. Heutige Leichtmobile (speziell diejenigen mit Elektroantrieb) haben ohnehin schon ein grosses Kostenproblem. Wenn man untersucht, wie konventionelle Autositze konstruiert sind (gemeint sind nicht solche aus Fahrzeugmodellen der Oberklas-

se), dann wird schnell klar, dass es schwierig sein wird, die bei einem Leichtmobil höheren Anforderungen an die Sicherheit zu erfüllen und dennoch ein vom Preis her konkurrenzfähiges Produkt zu schaffen. Hier ist zu hoffen, dass der Konsument bei entsprechender Aufklärung bereit ist, für höhere Sicherheit mehr Geld auszugeben. Dass so etwas nicht völlig utopisch ist, beweist der grosse Erfolg des Airbags. Ein Lenkrad mit Airbag ist primär auch nur zum Lenken da, kostet aber deutlich mehr als ein Lenkrad ohne Airbag. Es war aber möglich, das Sicherheitsplus des Airbags so erfolgreich zu vermarkten, dass viele Käufer bereit sind, zusätzlich dafür zu bezahlen. Inzwischen hat sich der Airbag so etabliert, dass er in den meisten Neuwagen zur Serienausstattung gehört.

Eine gerade für Leichtmobile wichtige Forderung ist die nach geringem Gewicht. Bedingt durch die hohen strukturellen Anforderungen ist es aber mehr als unwahrscheinlich, dass ein wesentlich geringeres Gewicht als bei herkömmlichen Sitzen erreicht werden kann, auch wenn diese in der Regel nicht sehr auf Gewicht optimiert zu sein scheinen. Es muss nicht zu den wesentlichen Eigenschaften eines Leichtmobilsitzes gehören, leicht zu sein.

Ein Punkt, der in den Bereich passive Sicherheit gehört, ist der Schutz vor Intrusion. In einem zweisitzigen Fahrzeug müssen Fahrer- und Beifahrersitz beim Frontalcrash verhindern, dass Gepäckstücke durch die Lehne dringen können und die Insassen verletzen. Ausserdem dürfen die Sitze selbst nicht aus der Verankerung reissen, so dass die Insassen unkontrolliert nach vorne fliegen und zwischen Sitz und Armaturenbrett eingeklemmt werden (so geschehen beim Crashtest mit der unverstärkten Version des Solec-Leichtmobils [Kaeser92a]). Die Schwierigkeit ist hier, dass die maximal auftretenden Lasten eigentlich nicht zu bestimmen sind, da sie stark von Lage, Form und Gewicht der Gepäckstücke abhängig sind. Eine absolute Sicherheit wird es hier nicht geben können, statt dessen muss an die Vernunft des Fahrers beim Beladen seines Fahrzeuges appelliert werden. Bei fünfsitzigen Fahrzeugen wäre es gut, wenn der Sitz unangeschnallte Fondspassagiere auffangen könnte, auch wenn eigentlich auch auf der Rücksitzbank Gurtpflicht besteht. Günstig wirkt sich hier aus, dass die Belastung des Sitzes durch den Rücksitzpassagier zeitversetzt zur Belastung durch den Sitzinsassen einsetzt. Ein zusätzliches Problem beim Fahrzeug mit Rücksitzbank ist allerdings, dass der Vordersitz hier auch Schutzwirkung für die Fondspassagiere übernehmen muss, die sich beim Aufprall nicht an Knie oder Kopf verletzen sollen. Die Lehne muss also auch von der Rückseite her gewisse angepasste Energieabsorptionsfähigkeiten aufweisen.

Desweiteren spielen Punkte wie z.B. Haltbarkeit und Recyklierbarkeit eine Rolle.

6.6 FUNKTIONEN

6.6.1 Energieabsorption:

Für den Energieabsorptionsmechanismus wurde folgendes Konzept gewählt: Die kinetische Energie des Insassen soll sowohl durch Deformation der Schaumpolster als auch durch eine Rotationsbewegung der ganzen Lehne aufgenommen werden. Mit den Polstersteifigkeiten kann das dabei wirksame Kraftniveau auf die einzelnen Körperbereiche direkt angepasst werden, denn die Kräfte, die während des Heckaufpralles auf den Insassen wirken, können die Polsterdeformationskräfte nicht übersteigen. Eine Rotationsbewegung der Lehne dient dazu, zusätzlichen Verzögerungsraum zur Verfügung zu stellen. Dies reduziert nicht nur die erforderliche Dicke der zu verwendenden Polster in den von der Drehachse deutlich entfernten Bereichen, sondern auch die Kräfte auf die Lehnenstruktur. Die Rotation der Lehne erfolgt um eine definierte Achse und wird durch ein Deformationselement mit möglichst plastischem Verhalten kontrolliert. Dieses Element soll austauschbar sein und die plastische Deformation der Gesamtstruktur soll sich in diesem Element konzentrieren, so dass der Sitz für mehr als nur einen Test einsetzbar ist und durch einen einfachen Austausch des Deformationselementes und der Polster schnell wieder in versuchsbereiten Zustand gebracht werden kann. Die Strukturteile der Lehne, die sich nicht verformen sollen, können bei diesem Konzept theoretisch beliebig steif ausgelegt werden, so dass sie wenig elastische Energie aufnehmen und somit wenig Energie beim Rebound abgeben können. Genauso wie die Aufnahme der plastischen Energie im Deformationselement konzentriert wird, kann auch ein grosser Teil (der insgesamt relativ geringen) elastischen Energie in diesem Element konzentriert werden.

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, wie im Deformationselement Energie aufgenommen werden kann. Die Wahl fiel auf einen Biegebalken (Dreipunkt-Biegeprobe). Das verwendete Rechteck-Vollprofil hat (gegenüber einem dünnwandigen Profil, das bei vergleichbarem Biegemoment zu fließen beginnt, aber geringere plastische Reserve hat) den Nachteil geringerer elastischer Steifigkeit und deshalb höherem Rückfederungsanteil. Es ist jedoch kompakter und lässt sich unter den eingeschränkten Platzverhältnissen besser in die Struktur integrieren. Das Deformationselement hat einen direkten Einfluss darauf, welches maximale Moment die Lehnenstruktur aufzunehmen in der Lage sein muss, da es sozusagen einen Momentenbegrenzer darstellt.

Sinnvolle Werte für die Steifigkeit des Deformationselementes sowie der Polster als auch die Lage des Drehpunktes wurden mittels der vorher beschriebenen Simulation bestimmt.

6.6.2 Einstellung

6.6.2.1 Mechanik

Das gewählte Konzept enthält einen relativ aufwendigen Verstellmechanismus der Sitzfläche, welcher allerdings für den Heckaufprall wenig relevant ist (vgl. Kapitel 4.2). Es ist bekannt, dass Einstellungsmöglichkeiten des Sitzes, besonders im Kopfstützenbereich, von den Insassen häufig nicht richtig genutzt werden [Parkin93]. Zu viele Einstellungsmöglichkeiten können einen kontraproduktiven Einfluss auf die passive Sicherheit haben. Deshalb gibt es beim hier vorgestellten Sitz nur einen einzigen Parameter, den der Insasse selbst aktiv einstellen soll und kann. Der Insasse stellt den "horizontalen" Abstand des Sitzes zu Lenkrad und Pedalen ein. Der hier behandelte Sitz ist speziell für das Fahrzeug "Cratch" ausgelegt, bei dem auf konventionelle Weise die Anpassung an die Fahrergrösse über eine Verstellung des Sitzes bei fixen Pedalen und Lenkrad erfolgt. Die eigentliche Sitzposition ist weniger konventionell, der Insasse sitzt höher und aufrechter als in herkömmlichen Personenwagen (die Sitzposition entspricht eher derjenigen eines Buschauffeurs). Die Beschränkung auf nur einen aktiv einstellbaren Parameter soll verhindern, dass der Insasse den Sitz "falsch" einstellt, also so, wie es ihm vielleicht angenehm erscheint, wie es aber aus ergonomischer und vor allem sicherheitstechnischer Sicht gesehen inkorrekt ist. Wenn der Insasse den Sitz derart nach vorne oder nach hinten verschiebt, dass er Lenkrad und Pedale gut erreichen kann, werden automatisch folgende Einstellungen angepasst werden:

- Sitzhöhe
- Winkel der Sitzfläche
- "Länge" der Sitzfläche
- Höhe der Kopfstütze
- Horizontale Position der Kopfstütze

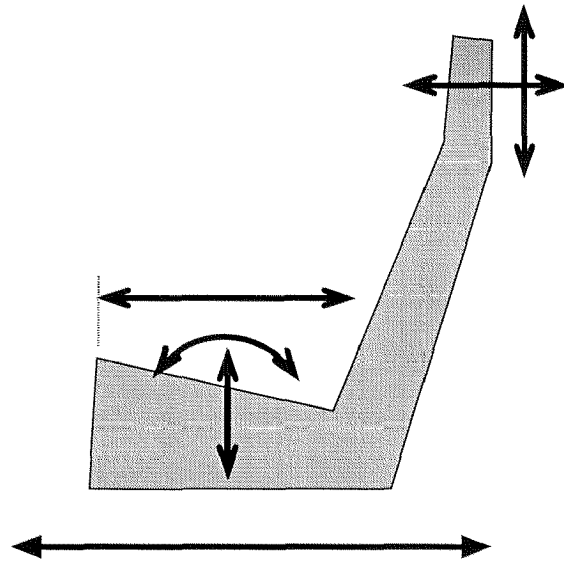


Fig.6.18: Verstellmöglichkeiten des Sitzes. Vom Insassen direkt beeinflussbar ist nur die Längsverstellung des Sitzes. Alle anderen Parameter werden automatisch angepasst.

Die ersten drei Einstellungen erfolgen rein mechanisch gekoppelt mit der Längsverstellung des Sitzes. Für den Heckaufprall sind die beiden letzten Punkte von Bedeutung. Festzuhalten ist noch, dass es keine Einstellung des Lehnenwinkels gibt, und zwar aus folgenden Gründen:

- eine verstellbare Lehnenneigung erschwert es, einen vernünftigen Mechanismus für die Horizontaleinstellung der Kopfstütze zu finden.
- eine Lehnenneigungseinstellung ist in Verbindung mit den anderen Einstellungsmöglichkeiten und der gewählten Geometrie weder für den Komfort noch für die Ergonomie notwendig. Die Lehnenneigung von professionellen Fahrerarbeitsplätzen in Bussen oder Lastkraftwagen lassen sich häufig auch nicht verstellen. Wie beim „Cratch“ ist die Sitzposition von Bus- und Lastwagenfahrern aufrechter als in konventionellen Kraftwagen.
- die Lehnenwinkeleinstellung würde den mechanischen Aufwand für den Sitz noch weiter erhöhen, zumal die Winkelverstellung an einem Ort erfolgen muss, an dem die grössten Biegemomente in der Struktur auftreten.

Die Einstellung der Kopfstützenhöhe ist zu einem gewissen Anteil mit der Längsverstellung des Sitzes gekoppelt, da die Lehne sich beim Zurückschieben des Sitzes anhebt und die Sitzfläche sich absenkt.

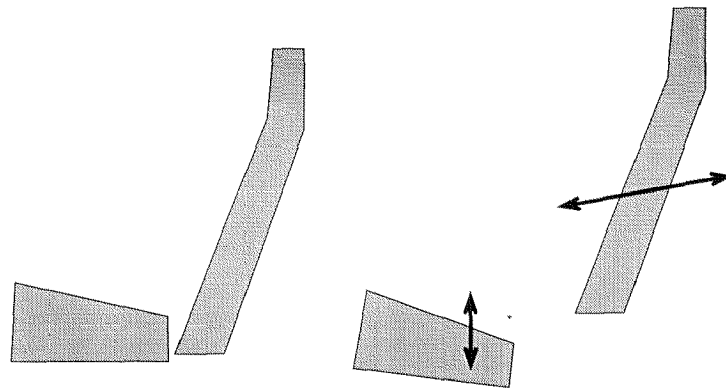


Fig.6.19: Relativbewegung zwischen Lehne und Sitzfläche, gekoppelt mit der Längseinstellung des Sitzes

Diese Einstellung ist aber nicht ausreichend, weder vom Betrage des Verstellweges (bei der gewählten Geometrie ergeben sich ca 100 mm Verstellweg, angestrebt werden jedoch mindestens 160 mm) noch von der Genauigkeit her. Die Kontur des Kopf-Nackenbereiches der Lehne soll dem Insassen angepasst sein, dies erfordert eine relativ präzise Einstellung der Höhe. Da der Insasse mit dieser Einstellung überfordert sein dürfte, muss die Einstellung durch einen Sensor gesteuert motorisch erfolgen. Dabei wird beim hier vorgestellten Sitz nicht die Kopfstütze in Bezug zur Lehne vertikal verstellt, sondern die gesamte Lehne mit der Kopfstütze zusammen als feste Einheit relativ zur Sitzfläche in der Lehnenachse verschoben.

Während die Vertikalverstellung der Kopfstütze nur einmal (nachdem der Insasse in das Fahrzeug gestiegen ist) erfolgen soll, ist es in Bezug auf die horizontale Einstellung sinnvoll, wenn auch während der Fahrt Anpassungen an die momentane Sitzposition durchgeführt werden, da der Insasse während der Fahrt seine Kopfposition verändern kann. Diese Aufgabe kann nur von einer aktiven automatischen Einstellung erfüllt werden. "Aktiv" ist hier nur in Bezug auf die Einstellung gemeint. Während des kurzen Zeitraumes von weniger als einer Zehntelssekunde, in dem sich der Aufprall abspielt, kann das weiter unten beschriebene System nur in völlig unbedeutendem Masse reagieren. Er stellt also ein passives Rückhaltesystem dar.

Bei der horizontalen Einstellung der Kopfstütze ist es wichtig, dass in allen Einstellungspositionen eine kontinuierliche Abstützung im gesamten Bereich vom Thorax über den Nacken bis zum Kopf gewährleistet werden kann. Würde man beispielsweise den Bereich der Kopfabstützung horizontal nach vorne fahren, ohne den Nackenabstützungsbereich anzupassen, würde eine Stufe mit Kante in der

Lehnenkontur entstehen, die vermutlich zu erhöhten Scherkräften im Nackenbereich führen würde. Am zweckmässigsten wäre eine verstellbare Abstützung, die aus einer grösseren Anzahl individuell einstellbarer Segmente bestünde und es ermöglichte, zu jeder Zeit eine sehr gute Anpassung an die entsprechende Nackenkontur des jeweiligen Insassens zu erreichen (Fig.6.32, Varianten 4 und 5). Die einzelnen Abschnitte müssten allerdings alle über je ihren unabhängigen Antrieb und eigene Sensorik verfügen, was einen sehr grossen Aufwand bedeutet und eine solche Lösung weitgehend ausschliesst.

Ein anderes Problem ist der Raumbedarf der Kopfstütze. Die Kopfstütze sollte, speziell wenn sie sich in der hintersten Stellung befindet, möglichst wenig Platz des dahinterliegenden Raumes beanspruchen. Es konnte ein Mechanismus gefunden werden, der mit nur einem Freiheitsgrad auskommt, aber dennoch eine gute Anpassung an verschiedene Körperhaltungen des Insassen bieten kann und ausserdem relativ wenig Raum beansprucht (Fig.6.20). Die Abstützung wird in einen Kopf- und in einen Nackenbereich aufgeteilt. Die Kopfabstützung vollführt während der Verstellung eine Translationsbewegung (auf einer Kreisbahn um den Punkt B), die Nackenabstützung hingegen eine Rotationsbewegung, wobei sich deren Drehachse an ihrem unteren Ende des Mechanismus befindet. Dabei ist die Vorwärtsbewegung der Kopfabstützung mit einer geringen Abwärtsbewegung gekoppelt. Dies ist nicht unbedingt erwünscht, aber ein Mechanismus, der eine exakte horizontale Bewegung ermöglicht und bei dem der Drehpunkt der Nackenabstützung sich während der Verstellung in der vertikalen Achse verschieben muss, ist aus geometrischen Gründen deutlich aufwendiger. Ausserdem ist auch beim Insassen tendenziell eine Abwärtsbewegung des Kopfes festzustellen, wenn er den Kopf nach vorne bewegt, so dass effektiv nur eine kleine Abweichung in der Höhe zwischen Kopf und Kopfstütze auftritt. Mit einer leichten Rückwärtsneigung des gesamten Kopfstützenmechanismus könnte die vertikale Abweichung weitgehend reduziert werden.

Der Mechanismus basiert auf einem Parallelogramm, von dem der Kopf- und der Nackenabstützungsbereich jeweils eine der vier Seiten darstellen. Die Seite AB bildet die fest mit der Lehne verbundene Basis. Die Einstellung kann (muss aber nicht) über die Diagonalen erfolgen, mit Elementen, deren Längenänderung steuerbar ist. Die Übersetzung der Längenänderung in der Diagonalen zur Horizontalbewegung der Kopfstütze ist nicht linear, jedoch ist die Abweichung von der Linearität gering und kann bei der Konzeption eines Antriebssystems vernachlässigt werden (s. Fig.6.21 oben). Unter Belastung wird die längere Diagonale auf Zug beansprucht, während die kürzere zwar auf Druck, dafür aber mit geringeren Kräften belastet wird.

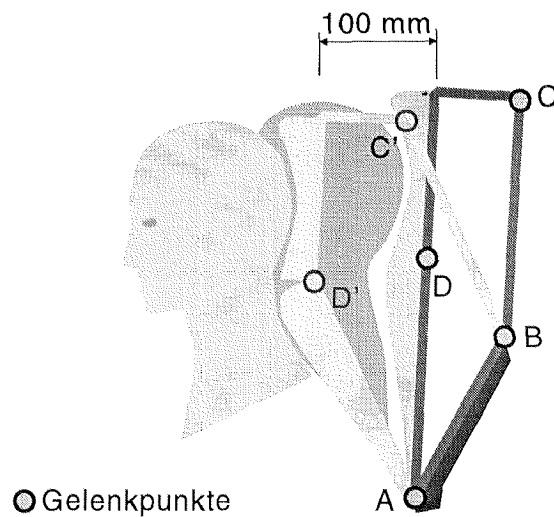


Fig.6.20: das auf einem Parallelogramm basierende Prinzip des Kopf-Nackenabstützungsmechanismus. Punkt D rotiert um Punkt A in die vordere Position D', Punkt C rotiert um B auf die Position C'

Gegen die Wahl der kürzeren Diagonalen für das Antriebssystem spricht, dass das Verhältnis zwischen Verstellweg zu Gesamtlänge sehr gross ist, was die Integration eines Verstellelementes erschwert. Auch kann ein solches, annähernd horizontal positioniertes, Verstellelement eine Gefahr darstellen, wenn die Kopfstütze vom Insassen nicht zentrisch getroffen wird und es zusätzlich zu einem Versagen der Struktur kommt. Es wäre eine Intrusion eines solchen Elementes in den Nackenbereich des Insassens zu befürchten. Diese Gefahr lässt sich allerdings mit der Anwendung eines schwächeren hinteren, als Sollbruchstelle dienenden, Gelenkpunktes entschärfen.

Für die Realisierung des Funktions-Mockups wurde beidseits je ein Bowdenzug in der längeren Diagonalen in Verbindung mit je einer Rückstellfeder in der kürzeren Diagonalen eingesetzt. Ein Elektromotor, der an beliebiger Stelle positioniert werden kann, treibt beide Seilzüge synchron an. Eine solche Lösung ist für einen wirklichen Sitz nicht geeignet, da die im Crashfall auftretenden Kräfte sehr hoch sind und die Bowdenzüge über eine relativ grosse Strecke bis zum Antriebsmotor geleitet werden müssten, wobei viel elastische Verformung auftreten würde. Wesentlich geeigneter ist ein selbsthemmender Mechanismus, der verhindert, dass die ganze Kraftübertragungseinheit belastet wird. Es bieten sich hier Spindeln an, die über flexible Wellen angetrieben werden, wie sie im Automobilbau in elektrisch verstellbaren Sitzen bereits angewendet werden. Der Antrieb

kann so positioniert werden, das während des Verstellvorgangs möglichst keine akustische Störung der Insassen erfolgt.

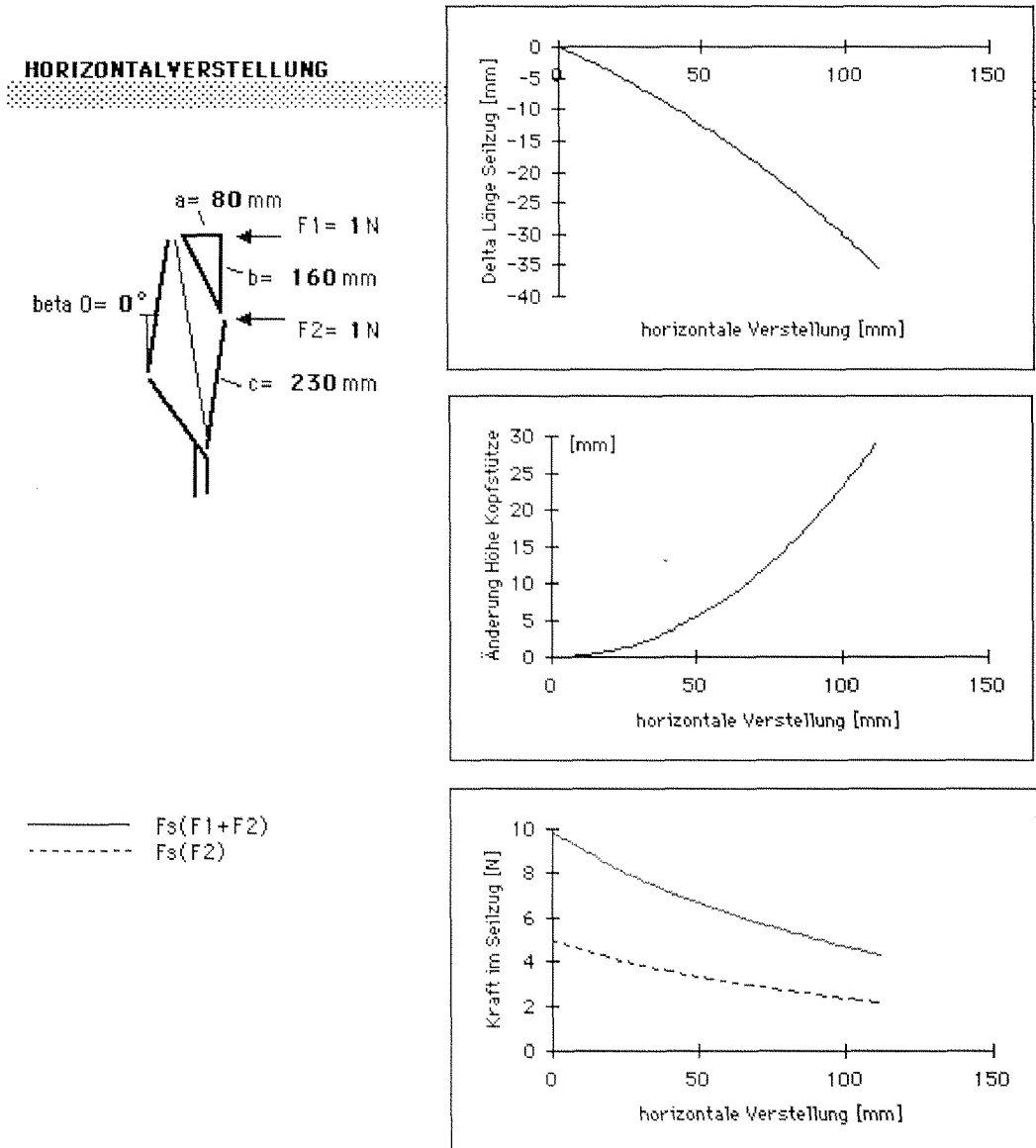


Fig.6.21: Kräfte in den Diagonalen des Parallelogramm-Mechanismus: Die Belastung wird hier in Form der Einheitskräfte F_1 und F_2 aufgebracht, F_s ist die resultierende Kraft in der diagonalen Spindel (rechte und linke Seitenebene des Mechanismus zusammengefasst). Eine in der Mitte der Kopfabstützung angreifende Einheitslast ($F_1=F_2=0.5 \text{ N}$) ergibt im ungünstigsten Fall (horizontale Verstellung von 0 mm, hinterste Position) eine knapp fünfmal so grosse Diagonalkraft F_s .

6.6.2.2 Regelung/Antrieb

Die automatische Einstellung der Kopfstütze setzt die messtechnische Erfassung der Position des Kopfes in Fahrzeuginnenraumrichtung und in der Höhe voraus. Dies kann absolut bezogen auf den Fahrzeuginnenraum oder relativ zur aktuellen Position der Kopfstütze geschehen. Wegen ihrer störenden Wirkung auf den Insassen scheidet dabei Methoden aus, die nicht berührungsfrei arbeiten. Möglich sind elektro-optische, kapazitive, induktive oder mit Ultraschall arbeitende Abstandssensoren. Die Messung sollte mit einer Genauigkeit von etwa ± 5 mm erfolgen, was für die Sensoren in der Regel kein Problem darstellt. Allerdings ist es wichtig, dass wirklich der Abstand zur Kopfoberfläche und nicht zum Haar oder eventuellen Kopfbedeckungen gemessen wird. Dies bedeutet, dass sich optische Sensoren eher nicht eignen, zumal ihre Funktion auch von den Reflexionseigenschaften des Messobjektes abhängt und die optischen Eigenschaften von Kopf und Haaren in einem breiten Bereich variieren können. Optische Abstandssensoren sind ausserdem zu teuer, um wirklich in Betracht zu kommen. Kostengünstig sind hingegen Lichtschranken, mit denen der Abstand aber nicht kontinuierlich gemessen, sondern nur festgestellt werden kann, ob sich das Messobjekt innerhalb eines bestimmten Bereiches befindet oder nicht.

Handelsübliche Ultraschallsensoren können nur im Bereich von mehr als 10 cm Abstand messen. Dies erschwert es, eine geeignete Position für einen solchen Sensor im Fahrzeug zu finden.

Kapazitive Sensoren scheinen sich für die Abstandsbestimmung zu eignen. Durch die Gestaltung der Sensorgeometrie lässt sich ein solcher Sensor den Anforderungen bezüglich des Messbereichs anpassen:

vertikal

Die automatische vertikale Einstellung dient zur Anpassung an die Personengrösse und muss deshalb nur einmal erfolgen (direkt nach dem Einsteigen). Das Auslösen des Einstellvorganges könnte mit dem Starten des Motors oder dem Schliessen des Gurtschlusses gekoppelt werden. Drei Möglichkeiten zur Positionsbestimmung bieten sich an:

- 1) Messung mit einem kapazitiven Sensor, der am Fahrzeugdach befestigt ist. Schwierigkeiten bereitet die Horizontalverstellung des Sitzes. Je nach Insassengrösse befindet sich der Kopf an unterschiedlichen Positionen in Längsrichtung, wohingegen der Sensor immer am selben Ort bliebe.
- 2) Mittels eines mit der Kopfstütze gekoppelten Systems von zwei horizontal eingesetzten Lichtschranken könnte festgestellt werden, ob sich der Kopf relativ zur Kopfstütze im richtigen Bereich befindet. Dies wäre der Fall, wenn nur der untere Sensor einen Körper lokalisieren kann. Da die Einstellung nur

einmal erfolgen muss, kommt man auch mit einem Sensor aus. Die Kopfstütze muss solange bewegt werden, bis der Sensor einen Übergang von „Objekt detektierbar“ zu „kein Objekt detektierbar“ oder umgekehrt registriert.

- 3) Messung über den Schultergurt: Der Gurt wird von der B-Säule nach vorne durch die Lehne hindurchgeführt. Um eine optimale Gurtgeometrie gewährleisten zu können, sollte der Winkel, mit dem der Gurt von der Durchführung aus zur Schulter des Insassen läuft, für jeden Insassen ähnlich sein. Mit einem 3-Positionsschalter kann festgestellt werden, ob sich der Winkel im korrekten Bereich befindet, beziehungsweise zu gross oder zu klein ist. Da sich Gurtdurchführung und Kopfstütze gemeinsam in vertikaler Richtung bewegen, kann über die automatische Gurtdurchführungseinstellung auch die Kopfstütze richtig positioniert werden. Da bei diesem System die Schulterhöhe und nicht der Kopf als Referenz dient, können allerdings je nach Personen-grösse Abweichungen gegenüber einem System entstehen, das sich direkt an der Kopfposition orientiert. Aus anthropometrischen Daten ist aber zu ersehen, dass die Abweichung nicht mehr als 20 mm betragen wird [Muser94]. Voraussetzung für die Wirksamkeit des Systems ist, dass sich die Insassen angurten.

horizontal

Damit die Horizontaleinstellung wirkungsvoll arbeiten kann, muss die Kopfstütze vertikal bereits korrekt positioniert worden sein. Die Regelung soll also erst aktiv werden, wenn der vertikale Verstellvorgang abgeschlossen ist. Danach kann entweder eine einmalige Anpassung an den Insassen und seine Körperhaltung erfolgen oder die Kopfstütze während der gesamten Fahrt kontinuierlich an Veränderungen der Kopfposition angepasst werden. Auch wenn diese Veränderungen im Allgemeinen klein sind, ist die zweite Variante vom Standpunkt der Sicherheit vorzuziehen. Als Nachteil könnte aufgeführt werden, dass sich die Insassen durch die ständige Bewegung des Mechanismus gestört fühlen könnten. Die störende Wirkung ist jedoch nur sehr gering, zum einen weil das System berührungsfrei arbeitet und zum anderen weil es je nach Umsetzung auch akustisch kaum in Erscheinung tritt. Die Antriebsmotoren können nämlich fast beliebig positioniert werden. Ausserdem sind die während der Fahrt nötigen Verstellwege und -geschwindigkeiten gering. Denkbar wäre auch die Auslösung des Einstellungsvorganges nur zu besonders kritischen Zeitpunkten durchzuführen, eventuell unter Berücksichtigung des Druckes, den der Fahrer auf die Bremse ausübt (nach einem starken Bremsmanöver ist die Gefahr besonders gross, dass ein nachfolgendes Fahrzeug auffährt).

Die wenigsten Fahrer benutzen während der Fahrt die Kopfstütze um den Kopf anzulehnen. Dennoch ist dies auch trotz der automatischen Abstandseinstellung möglich, nämlich dann, wenn sich der Mechanismus in der hintersten Position am Anschlag befindet.

Für die horizontale Abstandsmessung eignet sich ein kapazitiver Sensor besonders gut. Ein solcher an die geometrischen Bedingungen angepasster Sensor wurde im Funktionsmockup des Sitzes eingebaut (Fig.6.22).

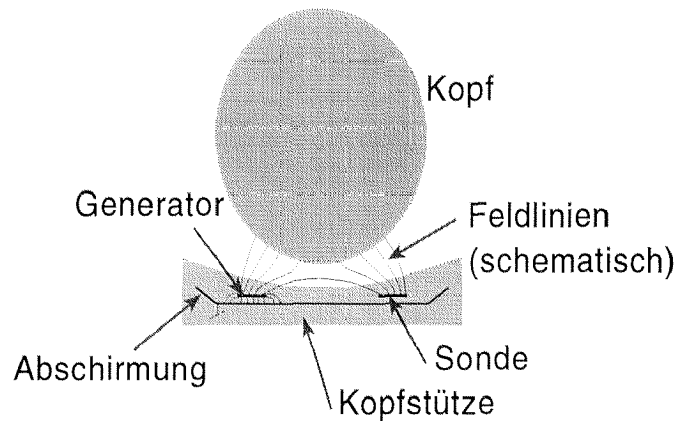


Fig.6.22: In der Kopfstütze positionierter kapazitiver Abstandssensor (Aufsicht)

Der Kondensator ist nach hinten abgeschirmt und besteht aus zwei leitenden Platten, wovon die eine den Generator und die andere die Sonde darstellt. Auf die Generatorplatte wird eine sinusförmige Spannung mit einer Frequenz von 100 kHz und einer Amplitude von 12 V aufgebracht. Zwischen den zwei Platten wird der Stromfluss gemessen, dessen Betrag sich im MicroAmpère-Bereich befindet. Wenn ein Objekt in den Bereich des sich zwischen den Platten aufgebauten Feldes eintritt, ändert sich der Strom je nach den dielektrischen Eigenschaften des Objektes. Ein menschlicher Kopf, der als leitend betrachtet werden kann, beeinflusst die Feldlinien und reduziert den Bereich des Feldes, der zum Messsignal beiträgt.

Weil das Feld sehr schwach ist, können störende Einflüsse auf den Insassen ausgeschlossen werden. Es genügt auch, statt permanent den Abstand zu messen, dies nur in Zeitintervallen von beispielsweise einer Sekunde zu tun. Da die beteiligten Stromflüsse ebenfalls sehr gering sind, besteht keine Gefahr, dass andere elektronische Einrichtungen im Fahrzeug gestört werden könnten. Allerdings könnte die Messung durch andere elektronische Geräte beeinträchtigt werden. Dagegen sind folgende Massnahmen möglich:

- Da der Verstellmechanismus wegen der beschränkten Antriebskraft des Motors und der Trägheit der zu bewegenden Teile eine relativ hohe Zeitkonstante hat, ist es möglich, das Messsignal mit einer Cut-Off-Frequenz von weniger als 1 Hz zu filtern ohne dadurch die Funktionalität des Systems zu beeinträchtigen. Dadurch würden praktisch alle hochfrequenten Störungsanteile unterdrückt werden.
- Wenn nur die Komponente des zu messenden Stroms berücksichtigt wird, die die selbe Frequenz wie der Generator hat (synchrone Demodulation) wird die Anfälligkeit auf Störeinflüsse weiter reduziert.
- Der Sensor muss nach allen Seiten ausser nach vorne abgeschirmt sein, dies schon deshalb, um zu vermeiden, dass Objekte, die sich hinter der Kopfstütze befinden, das Messergebnis verfälschen.

6.7 ALTERNATIVEN ZUM GEWÄHLTEN KOPFSTÜTZENKONZEPT

Das oben beschriebene Adaption- und Energieabsorptionskonzept wurde bei den Versuchsträgern verwirklicht, da es nach Abwägung der Vor- und Nachteile als das sinnvollste erschien. Es sind jedoch eine Reihe anderer Lösungen denkbar, mit der die gestellten Anforderungen erfüllt werden könnten.

6.7.1 Energieabsorption

a) Energieabsorption im lokalen Auffangbereich

Für die Polsterung, die die lokale Energieabsorption übernehmen muss, werden auch bei konventionellen Fahrzeugsitzen Kunststoffschäum- Materialien verwendet. Diese haben den Vorteil, dass sie in einem weiten Spektrum von Steifigkeiten erhältlich sind. Ausserdem sind Schaumpolster verhältnismässig kostengünstig und speziell für grössere Serien in Bezug auf die Fertigung geeignet, da sie direkt in Formen gegossen werden können. Wirkliche Alternativen zum Schaum für die grossflächige Energieabsorption bieten sich wenige. Denkbar wäre der Einsatz von Honeycombs, beispielsweise aus Aluminium. Wabenstrukturen haben ein stark richtungsabhängiges Deformationsverhalten, was im Fall der Anwendung in einer Rückenlehne nicht erwünscht ist. Vorteilhaft wäre aber das niedrige Gewicht, die geringe elastische Rückfederung und dass die "nutzbare" relative Deformation deutlich grösser ist als bei einem typischen Schaummaterial. Letzteres kann helfen, die Dicke der Lehne (und somit den Platzbedarf des Sitzes im Fahrzeug) zu reduzieren, allerdings ist diese auch beim Einsatz von Schaummaterialien auf

durchaus akzeptablen Werten zu halten. Die hohen Kosten und die Schwierigkeit, ein genügend tiefes Kraftniveau bei der Deformation zu realisieren, sprechen gegen Honeycombs. Ein Einsatz wäre auch nur in Verbindung mit einer Schaumschicht denkbar, die die Komfortaufgaben des Polsters übernehmen würde.

Die Tragstruktur der Rückenlehne könnte so ausgelegt werden, dass sie bei einem zulässigen Kraftniveau Energie absorbiert (z.B. durch plastische Deformation entsprechend gestalteter Bleche) und zusammen mit einer relativ dünnen Schaumstoffschicht eine zweckmässige Lösung ergibt.

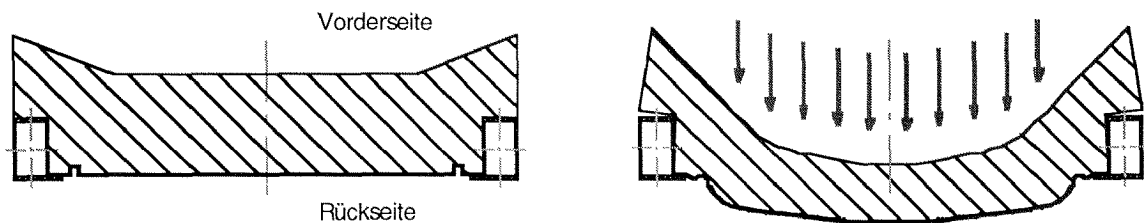


Fig.6.23: mögliche Energieaufnahme durch Deformation der Lehnenrückwand

Dabei könnte die Rückwand auch teilweise aus einer nur wenig rückfedernder Bespannung bestehen, oder Teile der Rahmenstruktur könnten in den Deformationsprozess miteinbezogen werden. Solche Lösungen wurden beim Versuchsmodell nicht in Betracht gezogen, da wegen der geplanten Mehrfachverwendung ein möglichst geringer Reparaturaufwand angestrebt wurde.

b) Energieabsorption in der Tragstruktur

Neben der gewählten Variante, bei der die Lehne eine Rotationsbewegung durchführt (Fig.6.24 Variante 6), sind noch andere Möglichkeiten denkbar, über die Lehne zusätzliche Verzögerungsstrecke bereitzustellen:

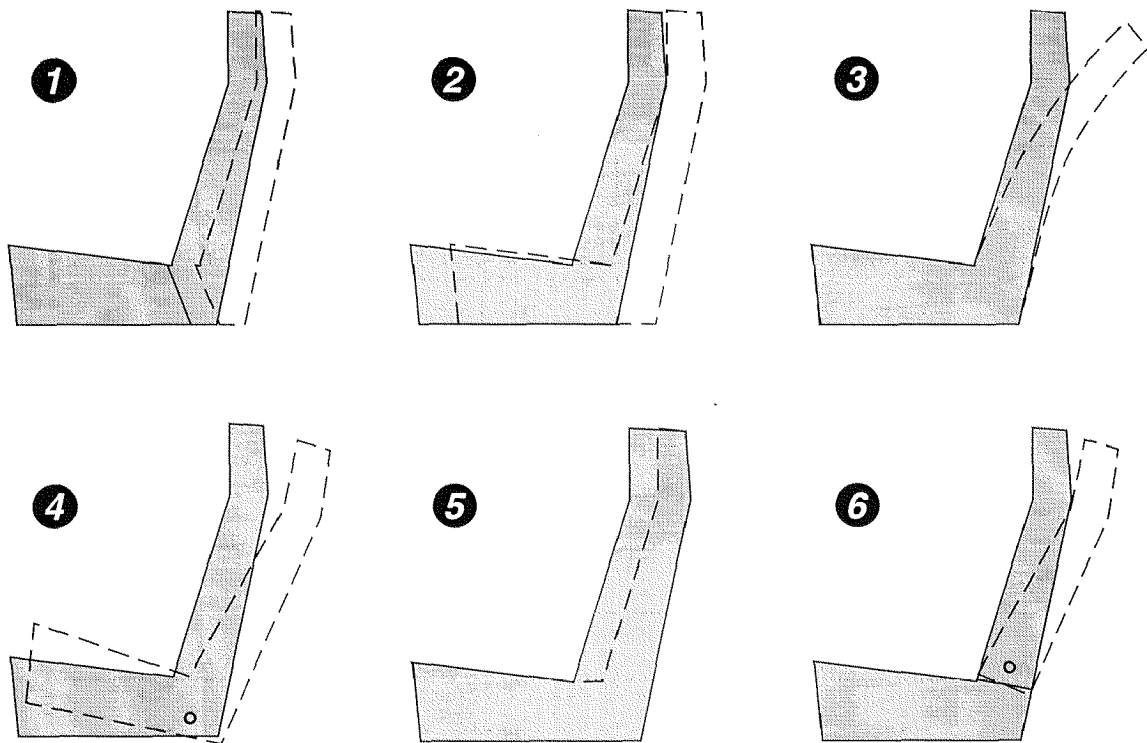


Fig.6.24: Deformation der Lehne zur Energieabsorption, verschiedene Varianten

1) verschiebbare Rückenlehne:

bei einem Heckaufprall wird bei dieser Bauweise die Lehne horizontal nach hinten aus dem Sitz herausgezogen (vgl. Fig.2.3). Die translatorische Bewegung hat den Vorteil, dass für alle Körperbereiche die gleiche Verzögerungsstrecke zur Verfügung gestellt wird ([Mueller98] geht noch weiter und schlägt einen Mechanismus vor, bei dem die Lehne im Beckenbereich schneller zurückweicht als im Kopfbereich). Über Deformationselemente wird die Querkraft, bei der die Struktur nachgibt, am unteren Ende der Lehne eingestellt. Strebt man für alle Personen grössen das gleiche Beschleunigungsniveau an, hat eine Steuerung über die Querkraft gegenüber einer Steuerung über das Biegemoment den Vorteil, dass für die Querkraft nur eine Abhängigkeit von der Masse der entsprechenden Person besteht. Das Biegemoment ist zusätzlich noch von der Personengrösse abhängig, weil hier der Abstand der einzelnen Körperbereiche vom Rotationspunkt einen Einfluss hat. Dies führt zu grösseren Divergenzen.

Auch liesse sich bei dieser Lösung recht elegant eine Anpassung der Steifigkeit an die Personengrösse integrieren (s. Fig.2.3).

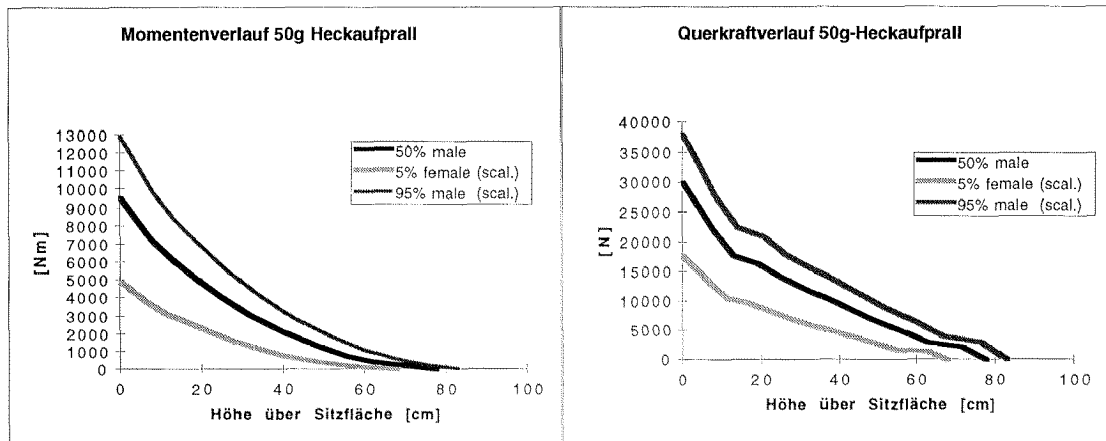


Fig.6.25: Biegemoment und Querkraftverteilung in der Lehne für verschiedene Personengrößen, Annahme gleiche Beschleunigung für den gesamten Körperbereich [Dippel93]

Schwierigkeiten ergeben sich bei der Führung der Lehne in der Sitzbasis, wo verhindert werden muss, dass die dort wirkenden hohen Momente und daraus resultierenden grossen Führungskräfte ein Verklemmen des Mechanismus verursachen. Bei einem schrägen Heckaufprall besteht ebenfalls die Gefahr, dass der Mechanismus wegen Verklemmens blockiert.

Probleme könnten auch durch die Lockerung des Beckengurtes nach einem Heckaufprall entstehen, wenn es zu einem sekundären Frontalaufprall kommt (etwa wenn das angestossene Fahrzeug auf ein anderes Fahrzeug aufgeschoben wird). Um dies zu verhindern, muss die Beckengurtbefestigungspunkte mit der Rückenlehne gekoppelt sein oder ein Mechanismus muss für genügende Straffung des Gurtes sorgen. Kleine Personen laufen Gefahr, mit den Kniekehlen an der Sitzvorderkante hängen zu bleiben.

Der Konstruktionsaufwand ist relativ gross. In Fahrzeugen mit Rücksitzbank könnte der Mechanismus für Fondspassagiere im Fuss- und Beinbereich Verletzungspotential mit sich bringen.

2) verschiebbarer Sitz:

Bei einem Heckaufprall verschiebt sich der ganze Sitz auf einer Schiene nach hinten. Es bestehen prinzipiell die gleichen Vorteile und Nachteile wie bei der ersten Variante, allerdings gibt es keine Probleme mit der Sitzvorderkante.

3) Biegedeformation der Lehne:

Die Energie wird durch Biegedeformation grösserer Bereiche der Lehne aufgenommen, die oberen Bereiche müssen also entsprechend schwächer gestaltet

sein als der untere Bereich. Der Konstruktionsaufwand ist verhältnismässig klein und geringes Strukturgewicht ist relativ leicht zu erreichen. Bei einem schrägen Heckaufprall ist kein Verklemmen zu befürchten. Auch sind keine Probleme mit den Beinen oder Beckengurten zu erwarten. Negativ ist, dass für verschiedene Körperbereiche unterschiedliche Anhaltewege zur Verfügung stehen. Diesen Nachteil hat man bei einer Lehne, die um einen Drehpunkt rotiert zwar auch, jedoch etwas weniger stark ausgeprägt. Im Vergleich zu den Varianten 1 und 2 ist die Gefahr grösser, dass sich die Kopfstütze vor einem Kopfkontakt übermässig nach hinten verlagert, weil die Lehne von Pelvis und Thorax, die relativ früh in Kontakt mit der Lehne kommen, nach hinten bewegt wird. Dieser Effekt ist deshalb sehr unerwünscht, weil er praktisch die gleichen Auswirkungen wie ein grösserer Anfangsabstand zwischen Kopf und Kopfstütze hat.

4) schwenkbarer Sitz

Das Verhalten ist ähnlich wie bei einem Sitz mit rotierender Lehne. Allerdings ist eine grössere Rotationsträgheit im Spiel, was sich tendenziell positiv auswirkt, wegen der daraus resultierenden Verzögerung von Rotationsbewegung und Rückwärtsbewegung der Kopfstütze. Nachteilig ist, dass Kollisionen der Knie mit dem Lenkrad zu erwarten sind.

5) starrer Sitz mit Energieabsorptions-Polsterung

Bei einem solchen Sitz würde die tragende Struktur der Lehne theoretisch überhaupt nicht nachgeben und die Energie nur lokal durch die verschiedenen Polster absorbiert werden. Dies hat den Vorteil, dass keine unerwünschten Interaktionen zwischen den verschiedenen Abstützungsbereichen auftreten, wie das schon erwähnte Zurückwandern der Kopfstütze vor dem Zeitpunkt des Kopfkontaktes. Einen anderen Vorteil kann die Entkopplung der verschiedenen Bereiche in einer Situation haben, bei der der Insasse zum Zeitpunkt des Heckaufpralls sehr weit nach vorne gelehnt ist, so dass einerseits die automatische Horizontalverstellung der Kopfstütze nicht mehr wirksam sein kann und andererseits der Aufprall des Kopfes im Vergleich zum Thorax so stark verzögert auftritt, dass die bei den anderen Varianten auftretende energieabsorbierende Rückverlagerung der Lehne zu diesem Zeitpunkt bereits abgeschlossen ist. Das Kopfstützenpolster kann dann immer noch ausreichend Verzögerungsstrecke zur Verfügung stellen.

Es gibt aber zwei Punkte, die gegen diese Variante sprechen: Die Polsterschicht muss sehr dick sein (bis zu 2.5 mal so dick wie beim hier vorgestellten Sitz), um allen Ansprüchen zu genügen, und die Beanspruchung in der Struktur einer starren Lehne ist ungleich höher als in einer kontrolliert nachgebenden Leh-

ne (bei der das die Deformation aufnehmende Element die Wirkung eines Kraftbegrenzers hat).

Obwohl zu erwarten ist, dass sich mit den Varianten 1, 2 oder 5 wegen des translatorischen Bewegungsablaufes die besten Resultate erreichen lassen, wurde für die Versuchsmodelle das Konzept der um eine Gelenkachse rotierenden Lehne (Variante 6) gewählt. Das Funktionsprinzip dieser Variante lässt sich konstruktiv besser umsetzen und die Simulation zeigte, dass bei richtiger Auslegung auch hier mit guten Resultaten gerechnet werden darf.

6.7.2 Einstellung

Der hier vorgestellte Sitz wurde vom Verfasser speziell für das von der Arbeitsgruppe für Unfallmechanik entwickelte zweisitzige Leichtfahrzeug "Cratch" entworfen. Die Innendimensionen dieses Fahrzeuges wurden ausgehend von der Kinematik des Insassen im Rückhaltesystem festgelegt (s. Fig.6.27). Das heisst, die Geometrie des Fahrzeuges wurde vor allem von der nach sicherheitstechnischen aber auch ergonomischen Gesichtspunkten gewählten Sitzposition der Insassen bestimmt ([AGU95b], [Herriots93], [Naef95], [Krueger93]). Dabei wurde das 5- bis 95-perzentile Personenspektrum berücksichtigt. In der Anfangsphase wurden zwei verschiedene Konzepte in Betracht gezogen. Das erste sah vor, dass alle Personengrössen den Kopf an der gleichen Stelle haben sollten (optimale Sichtverhältnisse). Dies erfordert die Verstellbarkeit von Pedalen, Lenkrad und Sitzflächenhöhe. Ein weiterer entscheidender Nachteil waren die stark divergierenden Kopfaufschlagpunkte am Airbag. Deshalb wurde dieses Konzept nicht weiter verfolgt.

Das zweite Konzept weist fixe Pedale und ein fixes Lenkrad auf sowie einen Sitz, der für die notwendigen Einstellungsmöglichkeiten sorgt. Die Sitzpositionen für die Personen verschiedener Grössen wurden ursprünglich so festgelegt, dass sich deren Augenpunkte auf einer nach vorne unten führenden Linie befinden, die für alle gute Sicht nach vorne gewährleistet. Beim abschliessenden Styling des Fahrzeuges wurde von diesem Prinzip etwas abgewichen. Die für Fussgängerkollisionen günstige hohe Fahrzeugvorderkante ([Ties94], [Walz95]) (Fig.6.17) beeinträchtigt die Sicht auf die Fahrbahn. Beim älteren Designentwürfen (Fig.3.4) war dies noch nicht der Fall.

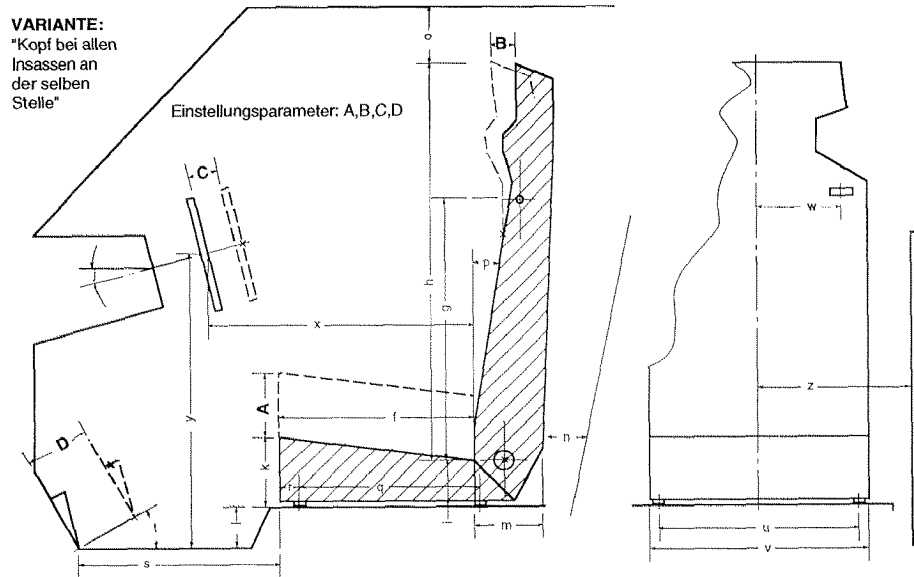


Fig.6.26: Einstellungskonzept für Sitz, der allen Insassen die gleiche Sichtposition bietet

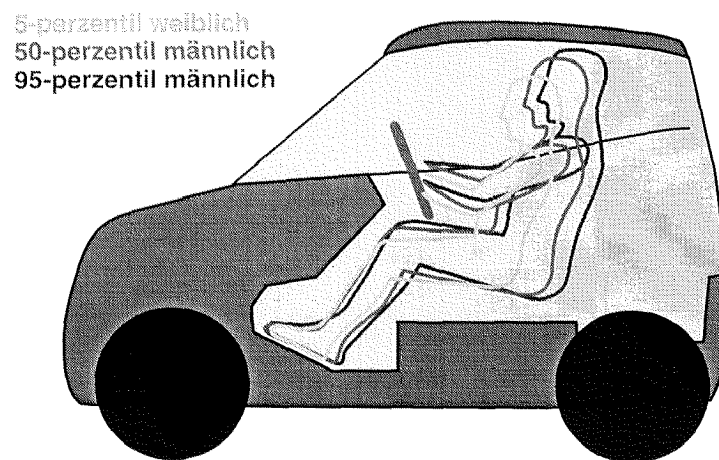


Fig.6.27: Um die Sitzposition von 5-,50 und 95-perzentiler Person herum wurden Sitz, Rückhaltesystem und Fahrzeug entwickelt.

a) Kopfstütze vertikal

Bei konventionellen Sitzen mit einstellbarer Kopfstütze bildet diese in der Regel eine Einheit, die sich relativ zur Lehne in der Höhe verstellen lässt, wobei zwischen Lehne und Kopfstütze meist ein Spalt entsteht. Um das gesamte Personengrößenspektrum abzudecken, muss der Verstellweg auf die Sitzfläche bezogen circa 16 cm betragen. Da die Sitzfläche bei grossen Personen bis zu 8 cm abgesenkt

wird, beträgt der notwendige Verstellweg noch 8 cm. Ein Spalt von solcher Grösse (bei den 95-perzentilen Personen) steht einer kontinuierlichen Abstützung des Nackenprofils entgegen. Denkbar wäre, die Lehne in mehrere einzelne Module aufzuteilen und damit einen grossen Spalt durch mehrere kleine Spalten zu ersetzen. Die Lösung ist wahrscheinlich verhältnismässig aufwendig. Sie hat auch den Nachteil, dass die Steifigkeit des Polster im Thoraxbereich bei grossen Personen abnimmt, da weniger Material pro Fläche zur Verfügung steht.

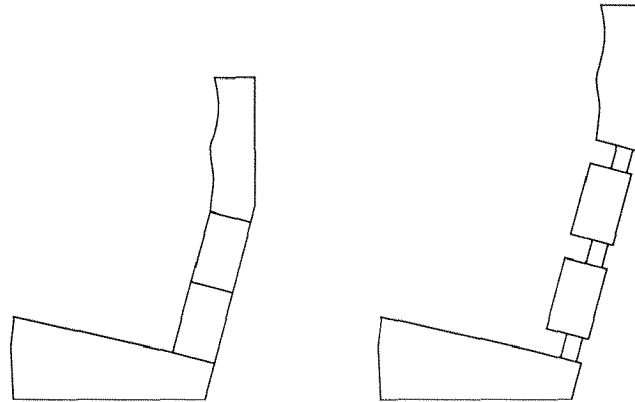


Fig.6.28: Aufteilung der Lehne in mehrere Elemente

Eine andere Möglichkeit, das Problem zu lösen, besteht darin, eine Winkeldifferenz zwischen der Lehnenneigung und der Verstellrichtung des Kopfteils (die zum Beispiel senkrecht sein kann) zu nutzen, wie es in Fig.6.29 gezeigt ist. Dies eröffnet die Möglichkeit, in der oberen Position der Kopfstütze den herausgezogenen Teil der Lehne als Kontaktfläche für den Rücken bei der Energieabsorption zu nutzen.

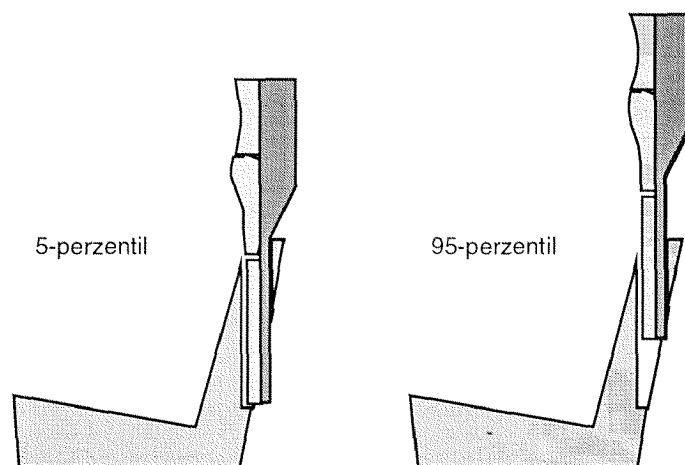


Fig.6.29: Spaltlose vertikale Kopfstützenverstellung

Bei der Gestaltung der Kontur im Nacken-Thorax-Bereich müssten allerdings Kompromisse eingegangen werden. Relativ viele Strukturteile befänden sich im inneren Bereich der Lehne. Dies schränkt Polsterdicke und Deformierbarkeit ein. In der unteren Einstellungsposition kommt es zu vermehrtem Platzbedarf hinter der Lehne.

Da der Schultergurtdurchführungspunkt ebenfalls in vertikaler Richtung an die Insassengröße angepasst werden soll, muss die Gurtumlenkung mit der Kopfstütze mitbewegt werden.

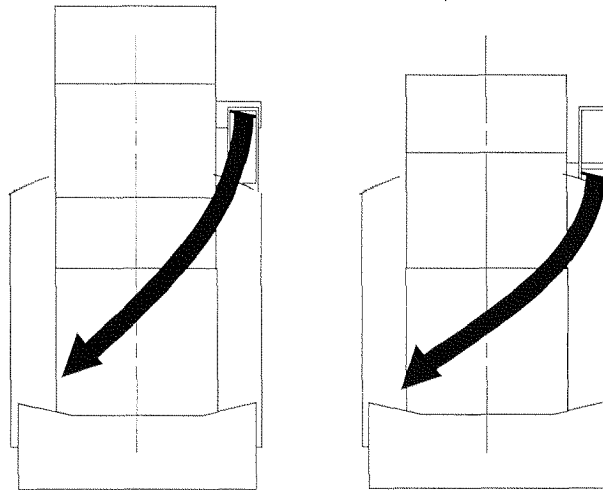


Fig.6.30: mit der Kopfstützenhöhenverstellung gekoppelte Schultergurtdurchführung, oberste und unterste Position

Wird statt der Kopfstütze die ganze Lehne als Einheit bewegt, entfallen die gesamten Probleme der Spalte sowie der Verschiebung des Durchführungspunktes des Schultergurtes. Dies erfordert allerdings, dass die Polsterkontur der Lehne im Thorax- und im Beckenbereich ebenflächig ausgebildet sein muss. Für den Komfort kann ein verschiebbares Kissen zur Abstützung der Lendenlordose integriert werden (Fig.6.31). Eine falsche Positionierung dieses Kissens durch den Insassen stellt keine Gefahr für die Sicherheit dar.

Die in diesem Projekt gewählte Variante der Lehnenverstellung hat jedoch auch einige Nachteile. Der Verstellmechanismus muss in einem Bereich platziert werden, in dem hohe Kräfte wirken und der Antrieb muss leistungsfähiger dimensioniert werden als bei einer Variante, bei der nur die Kopfstütze vertikal bewegt wird. Ausserdem ist es schwierig, im unteren Sitzbereich, wo der Bauraum beschränkt ist, alle notwendigen Funktionen konstruktiv zu integrieren.

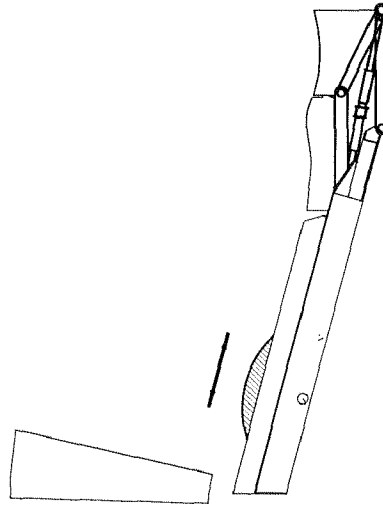


Fig.6.31: Lendenlordosenunterstützung

b) Kopfstütze horizontal

Die automatische horizontale Einstellung der Kopfstütze ist die Kernidee des Sitzkonzeptes. Statt des gewählten Parallelogrammechanismus sind verschiedene Alternativen denkbar.

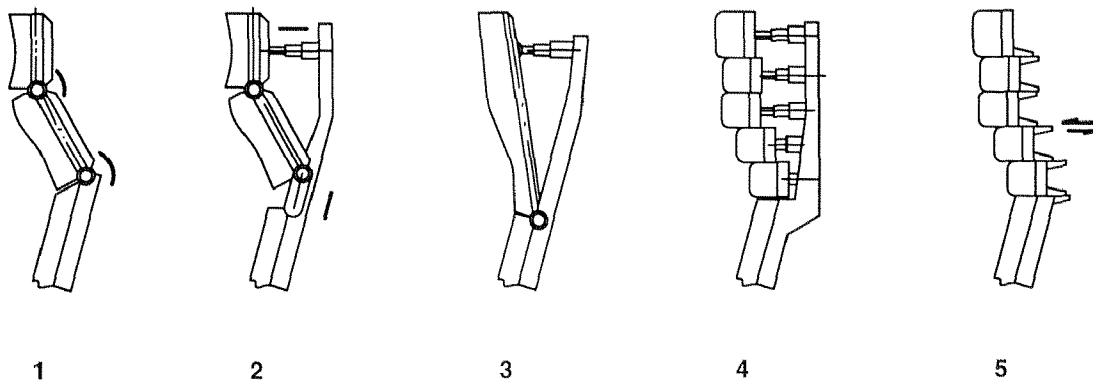


Fig.6.32: Horizontaleinstellung Kopfstütze, Varianten

Der obere Bereich der Lehne kann in Segmente aufgeteilt werden, die gelenkig miteinander verbunden sind (Fig.6.32, Variante 1). Der Antrieb erfolgt über die Gelenke. Mit zwei synchronisierten Gelenken wird die gleiche Kinematik wie bei der Parallelogrammvariante erreicht. Die Konstruktion kann sehr raumsparend ausgeführt werden, ist jedoch vom Standpunkt der Festigkeit und Steifigkeit ungünstiger als das Parallelogramm.

Bei Variante 2 ist der Nackenabstützungsbereich am unteren Ende verschiebbar an der Lehne gelagert. Anders als beim Parallelogramm-Mechanismus wird die Kopfstütze auf einer geraden Bahn geführt. Der Hauptnachteil bei dieser Variante ist der beschränkte Bauraum für die Unterbringung der Führung für die Kopfstütze und des Antriebselementes. Die Konstruktion muss genügend Weg fahren können, sollte aber dennoch nicht übermässig viel Volumen im Bereich hinter der Kopfabstützung beanspruchen.

Variante 3 zeichnet sich durch ihre Einfachheit aus, bietet aber eine schlechtere Anpassung an die Kontur des Insassen bei gleichem Aufwand beim Sensor- und Regelsystem wie bei der Parallelogramm-Variante. Eine nach diesem Schema funktionierende Abstützung wäre aber durchaus als relativ kostengünstige Lösung denkbar.

Um eine optimale Anpassung an die Nacken-Kopf-Kontur des Insassen zu erreichen, braucht man eigentlich eine Anzahl von unabhängig geregelten Segmenten im oberen Lehnbereich (4). Eine solche Lösung ist jedoch kaum realistisch, da der im Vergleich zur Parallelogramm-Variante erheblich grössere Aufwand durch den zusätzlichen Nutzen nicht gerechtfertigt wird.

Bei Variante 5 bewegen sich im Gegensatz zu Variante 4 die einzelnen Bereiche relativ zu ihren Nachbarn und nicht zur Lehnerrückwand. Dadurch werden kleinere Verstellwege benötigt. Der Aufwand ist aber auch hier zu gross.

6.8 ALLTAGSTAUGLICHKEIT

Bei der Konstruktion des weiter unten vorgestellten Versuchsträgers stand die Alltagstauglichkeit nicht im Vordergrund. Es wurde aber darauf geachtet, dass keine Lösungen gewählt wurden, die mit einer Umsetzung in ein alltagstaugliches Produkt unvereinbar wären.

Ein alltagstauglicher Sitz muss über eine Einstellmechanik verfügen, in der der Insasse seine Finger nicht einklemmen kann. Beim Versuchsträger gibt es im Bereich der Horizontal- und Vertikalverstellung eine Anzahl von Stellen, wo die Gefahr des Einklemmens besteht. Hier wäre der Einsatz von Abdeckungsteilen nötig. Auch im Bereich der Kopfstützenhorizontalverstellung besteht diese Gefahr. Die beim Funktionsmockup eingebaute Abdeckung im Blendensystem zeigt eine Möglichkeit zur Lösung des Problems. Beim Crash-Versuchsträger ist eine solche Abdeckung allerdings aufgrund der anderen geometrischen Verhältnisse (seitliche Befestigung am Rahmen) nicht so einfach zu integrieren.

6.9 INTEGRATIONSMÖGLICHKEITEN IN ANDERE FAHRZEUGE

Die Sitzposition im „Cratch“ unterscheidet sich besonders in zwei Punkten von derjenigen in einem konventionellen Fahrzeug. Zum Einen ist sie mit 15° Lehnenneigung gegenüber der Vertikalen relativ aufrecht, zum Anderen ist die Sitzhöhe über dem Fahrzeuginnenboden grösser als in konventionellen Fahrzeugen. Die eigentliche Bauhöhe des Sitzes entspricht dabei zwar ungefähr der eines herkömmlichen Autositzes, jedoch ist er mit seiner Einbauposition auf dem Batteriekasten höher platziert als dieser. Für die Adaption an ein konventionelles Fahrzeug muss deshalb eine Anpassung der Sitzflächenwinkel durchgeführt werden.

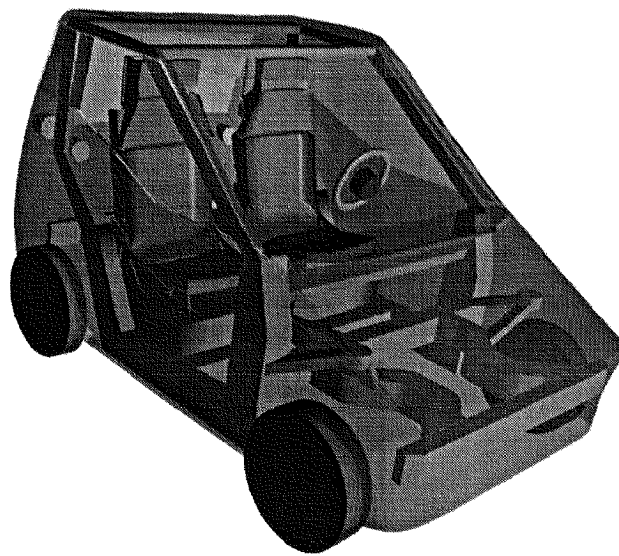


Fig.6.33: Der Sitz ist über den Batteriekästen des Cratch montiert

Wenn in dem betreffenden Fahrzeug Sitzpositionen mit nur 15° Lehnenneigung möglich sind, kann der Winkel beibehalten werden, ansonsten muss er vergrößert werden, was allerdings die Funktion des Sitzes als Rückhaltesystem beeinträchtigt. In den meisten heutigen Personenwagen wäre es nicht möglich, bei Beibehaltung des 15° -Winkels die Kopfstütze in die oberste Position zu fahren.

Ein anderer wichtiger Punkt ist die Gurtdurchführung, die den Einbau nur in zweiseitige Fahrzeuge erlaubt. Bei Fahrzeugen mit Rücksitzbank würde der Gurt den Fondspassagieren den Einstieg versperren. Der Gurt müsste voll in den Sitz integriert werden, was zu wesentlich grösseren Anforderungen an die Struktur des Sitzes bei einem Frontalcrash führt. Prinzipiell lässt sich ein voll integrierter Gurt aber mit dem restlichen Konzept vereinbaren. Die Lehne kann so gestaltet

werden, dass sie nach vorne und nach hinten unterschiedliche Steifigkeitseigenschaften aufweist.

6.10 VERSUCHE UND EXPERIMENTELLER NACHWEIS DER FUNKTIONSTAUGLICHKEIT

6.10.1 Funktionsmockup

Im Folgenden ist die Entwicklungsarbeit aufgeführt, sofern sie für den realisierten Sitz von Belang ist. Fehlgeschlagene Entwicklungen sind nicht aufgeführt. Das Funktions-Mockup wurde aus verschiedenen Gründen gebaut: Es sollte verifiziert werden, dass die gewählte Geometrie den Anforderungen an Komfort und Ergonomie entsprechen kann. Es sollte die Funktionsfähigkeit der Längsverstellung des Sitzes überprüft werden, und es sollte eine Plattform für das Austesten der automatischen horizontalen Kopfstützeinstellung geschaffen werden.

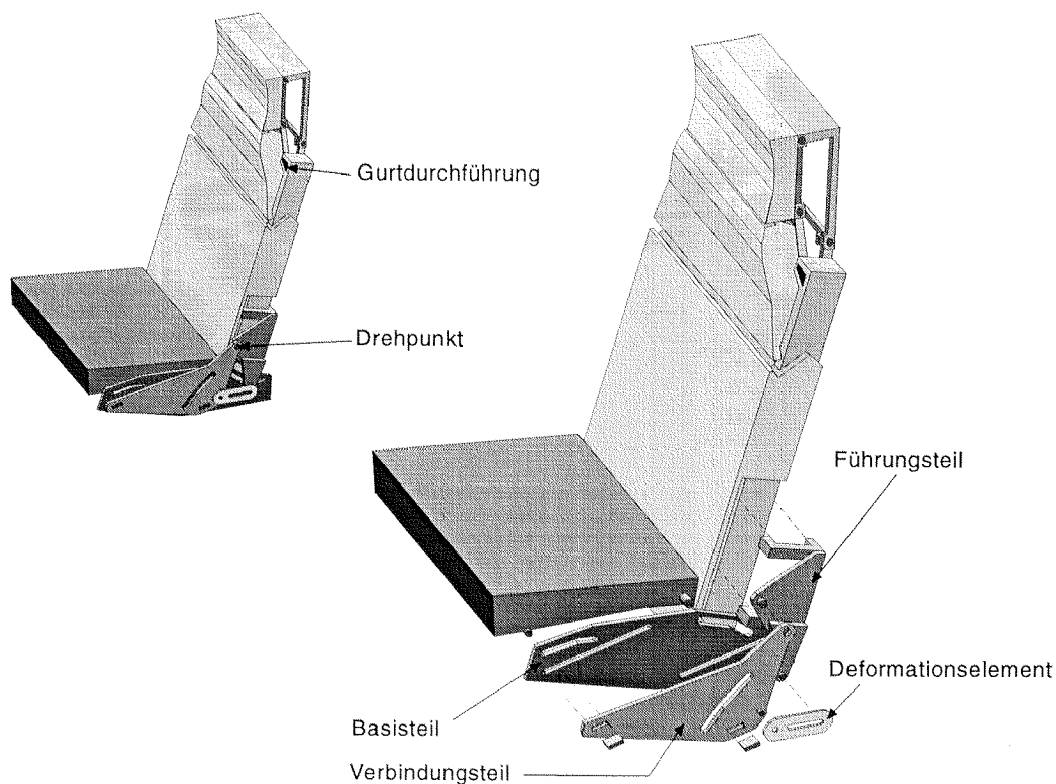


Fig.6.34: Aufbau des Funktionsmockups [Dippel95]

Das Mockup wurde nicht auf die in einer Crashesituation zu erwartenden Kräfte ausgelegt, aber es wurde weitgehend darauf geachtet, dass die Geometrie eine Umsetzung in eine entsprechend belastbare Konstruktion ermöglicht. Dies war nötig, weil nicht nur die Funktion an sich untersucht, sondern auch die Realisierbarkeit des Mechanismus abgeklärt werden sollte. Besondere Schwierigkeiten bereitete der Basisbereich des Sitzes. Das Hauptproblem lag darin, den Verstellmechanismus so zu gestalten, dass bei der durch das Fahrzeug vorgegebenen beschränkten Bauhöhe alle Teile integriert werden konnten, ohne dass bei bestimmten Einstellungen Kollisionen auftreten.

Lehne und Sitzfläche wurden aus Holz gefertigt. Bei der Lehne entspricht der für die Polsterung vorgesehene Bauraum den an die tatsächlichen Crashbedingungen angepassten Anforderungen und die Seitenprofile vom Querschnitt her einem möglichen Aluminium-Rechteckprofil. Bei der Sitzfläche hingegen war der zulässige Bauraum zum damaligen Zeitpunkt noch nicht bekannt. Die aus Aluminiumblechen und -vollprofilen zusammengesetzte Kopfstütze bietet ebenfalls nicht genügend Raum für die effektiv benötigte Polsterdicke, was jedoch bei einem Mockup nicht nötig ist. Die Form des Polsters im Kopfstützenbereich ist wegen der einfacheren Herstellbarkeit und um bessere Beobachtbarkeit von der Seite her zu erhalten, nur in der vertikalen Richtung gekrümmt, obwohl in einem wirklichen Sitz eine doppelt gekrümmte, konvexe Polsterform vorzuziehen ist. Dies, damit der Kopf besser zentriert wird und bei einer schrägen Heckkollision nicht seitwärts an der Kopfstütze abzugleiten droht. Die aus konstruktiven Gründen der restlichen Struktur vorgelagerten Seitenprofile wären somit auch mit einer stärkeren Polsterschicht bedeckt. Dies ist wichtig, wenn der Kopf seitlich versetzt aufschlägt, etwa weil er sich vor Beginn der Kollision nicht direkt auf der Symmetrieebene des Sitzes befand. Die vorderen Gelenke in der Kopfstütze (und um unnötige Biegespannungen zu vermeiden auch die Verbindungsstreben) müssen der Polsterabstützung vorgelagert sein, damit Kopf- und Nackenstütze die gewünschten Einstellungspositionen durchfahren können (s. Fig.6.35).

Strenggenommen stellt die gewählte Geometrie bereits einen Kompromiss dar, weil die Gelenke sich eigentlich in der Ebene der Polstervorderkontur befinden sollten. Je weiter sie zurückverlagert werden, desto grösser wird die mit der Vorwärtsbewegung gekoppelte, nicht erwünschte Abwärtsbewegung des Nackenpolsters. Vor allem werden aber auch die je nach Einstellungsposition zwischen Kopf- und Nackenstütze, beziehungsweise zwischen Nacken- und Rückenlehne auftretenden Spalten grösser. Diese nicht ganz vermeidbaren Spalten sind nicht so sehr deshalb ein Problem, weil sie die gewünschte kontinuierliche Abstützung des Halses unterbrechen, als vielmehr, weil sie die Haare des Insassen einklem-

men können. Dies ist zwar nicht gefährlich aber unangenehm. Um ein Einklemmen zu vermeiden, müssen die Spalten so ausgeformt sein, dass sie in keiner Einstellungsposition vollständig schliessen. Im Gegensatz zum Kopf- und Nackenbereich sind die Lehnen- und Sitzflächenpolster in Querrichtung gewölbt ausgeführt.

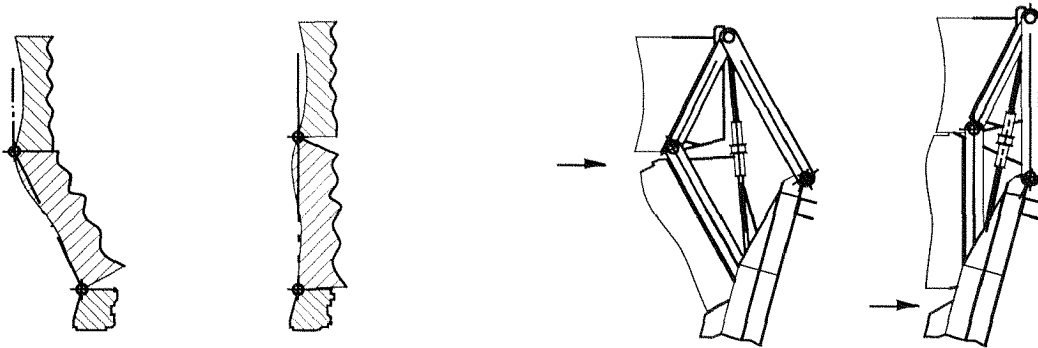


Fig.6.35: Spalten in der Kopf-Nackenabstützungskontur, verursacht durch zurückverlagerte Anordnung der Gelenke

Im Kopfstützenpolster ist der kapazitive Sensor eingebaut. Ein einfacher Regler steuert den Motor im Stop-Go-Betrieb. Der Motor kann über zwei Bowdenzüge, die in der vertikalen Diagonale des Verstellmechanismus wirken, die Kopfstütze nach vorne ziehen. Die Rückstellung erfolgt mittels Gummibändern, die in der horizontalen Diagonalen wirken.

Die Seitenteile des Sitzes, bestehend aus Basisteil, einem "Verbindungsteil" und einem "Führungsteil" für die Lehne (s. Fig.6.34) wurden aus 10 mm dicken Aluminiumplatten herausgefräst. Das Basisteil ist fest mit dem Fahrzeug verbunden und nicht wie bei herkömmlichen Sitzen auf einer Schiene in Längsrichtung bewegbar. Statt dessen bildet es mittels integrierten Führungen die Basis zur Längsverstellung von Sitzfläche und Lehne. Da diese Komponenten sich während des Verstellens in Längsrichtung sowohl vertikal, horizontal als auch um die Querachse rotatorisch relativ zueinander bewegen müssen, müssen ihnen vom Basisteil unterschiedlich orientierte Führungen zur Verfügung gestellt werden, die als durchgehende Schlitze in der Aluminiumplatte ausgebildet sind. Bei der Sitzgestaltung wurde von den gewünschten Sitzpositionen für die 5-, 50-, und 95-perzentile Person ausgegangen, die Zwischeneinstellungen ergeben sich aus linearer Interpolation zwischen diesen Positionen.

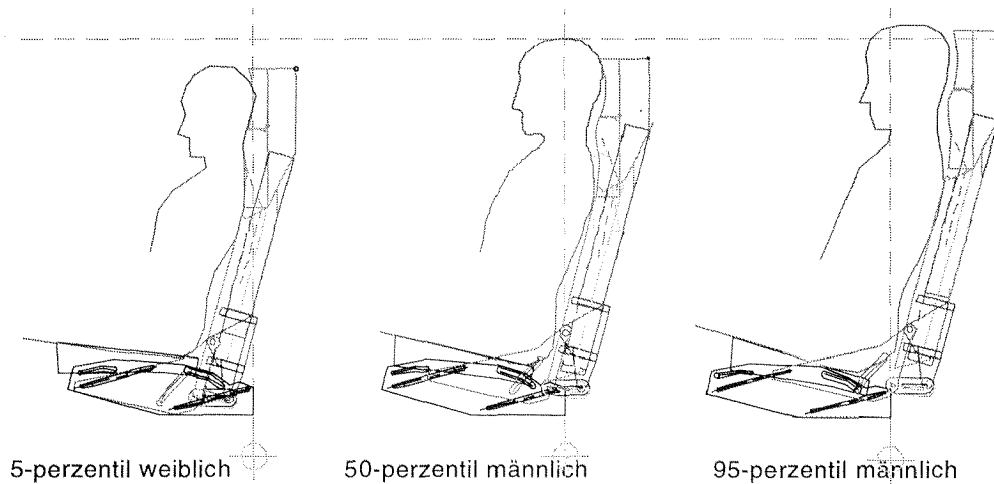


Fig.6.36: Sitzpositionen für 5- bis 95-perzentile Person

Die Sitzfläche ist in vier Punkten (zwei pro Sitzseite) gelagert, die sich in den dafür vorgesehenen Schlitzen im Basisteil so bewegen können, dass sie (gekoppelt mit der Bewegung in Längsrichtung) die gewünschte Höhen- und Anstellwinkeländerung erfährt. Ändert man die Position der Lagerpunkte relativ zur Sitzfläche, so muss man nicht nur die Lage, sondern auch die Form und Orientierung der dazugehörigen Führungsschlitze anpassen.

Dies gilt auch für den Schlitz im Verbindungsteil, der dazu dient, die Relativbewegung zwischen Lehne und Sitzfläche in horizontaler Richtung zu steuern. Der Bolzen, der das hintere Lager der Sitzfläche bildet, ist durch das Basisteil hindurch nach aussen in diesen Schlitz durchgeführt und sorgt für die Kopplung der Bewegung von Lehne und Sitzfläche. Über diesen Bolzen müssen die gesamten bei einer Kollision auf die Sitzfläche in deren Verstellrichtung wirkenden Kräfte übertragen werden. Die Neigung des Führungsschlitzes im Verbindungsteil bewirkt die Relativverstellung von Lehne und Sitzfläche in horizontaler Richtung. Die Führungsteile selbst werden an jeweils zwei Punkten im Basisteil beweglich gelagert und können so eine translatorische Bewegung mit einem Anstieg von ca. 13° nach hinten durchführen. Dieser Winkel bewirkt ein mit der Längsverstellung gekoppeltes Anheben der Lehne und Kopfstütze. Dieser Effekt wird durch das ebenfalls mit der Längsverstellung gekoppelte Absenken der Sitzfläche verstärkt. Allerdings reicht dieses Anheben für eine korrekte Anpassung der Kopfstützenhöhe nicht aus, reduziert aber den Weg, den die zusätzliche Höhenverstellung der Lehne fahren muss, um eine genaue Anpassung an die individuelle Person erreichen zu können.

Theoretisch reicht ein Führungsschlitz (anstatt von zweien) im Basisteil für die Verstellung des Verbindungsteils aus. Ein solcher Schlitz ist aber kaum in das

Basisteil integrierbar, zumal dieses wie die anderen Seitenteile von den Abmessungen her aus Gewichtsgründen möglichst kompakt gehalten werden soll. Ein langer Schlitz ist auch aus Festigkeitsgründen sehr ungünstig, vereinfacht aber die Fertigung des Bauteils. Die zwei bei der gewählten Variante im Basisteil integrierten Führungsschlitze für das Verbindungsteil müssen mit hohen Toleranzanforderungen an die Parallelität gefertigt werden. Schon kleine Abweichungen können den Mechanismus zum Verklemmen bringen, da die Kraftübertragung hier nicht durch runde Bolzen, sondern rechteckige Gleitschuhe erfolgt, die nicht drehbar gelagert sind. Der Grund für die rechteckig geformten Kraftübertragungselemente liegt bei der Flächenpressung, die bei einem runden Bolzen zu hoch wird und die Oberfläche der Führungsbahn zerstört. Bei einem Sitz aus der Serienproduktion wäre es zwar ohne Weiteres akzeptabel, dass die Führung nach einem Crash nicht mehr funktionsfähig ist, das Mockup wurde aber im Hinblick auf die Umsetzung in einen Versuchsträger für Schlittenversuche mit mehrfacher Einsatzmöglichkeit entworfen. Bei einem Sitz aus der Serienproduktion würde der Einsatz runder Bolzen und die bei einem Crash daraus resultierende lokale plastische Verformung am Basisteil kein Problem darstellen und somit auch das Toleranzproblem entschärfen. Bei den meisten Verbindungen kamen auch beim Mockup runde Bolzen zum Einsatz, die aber entweder beim Heckaufprall nur gering belastet werden oder in Bohrungen gelagert sind.

Sowohl bei einem Frontal- als auch bei einem Heckaufprall muss der Sitz gegen Verschiebung in Längsrichtung gesichert sein. Beim Mockup geschieht dies mittels einer Arretiervorrichtung, die mittels Reibschluss funktioniert und über Handräder betätigt wird. Dieses Prinzip ist für einen Sitz unter Crashbedingungen völlig untauglich. Erstens muss die Arretierung automatisch erfolgen und zweitens eignet sich der Reibschluss nicht für die Übertragung der hohen Kräfte.

Im Verbindungsteil muss ausserdem eine Befestigung für den Beckengurt vorgesehen sein, da der Beckengurt zwecks optimaler Positionierung die Längsverstellung des Sitzes mitmachen soll.

Das Verbindungsteil ist mit dem Führungsteil gelenkig verbunden. Dem Gelenk kommt während des normalen Fahrbetriebs keine Funktion zu. Lediglich in einer Heckaufprallsituation kommt es zum Einsatz und ermöglicht das Nachgeben der Rückenlehne nach hinten. Dieser Vorgang wird durch die Deformationselemente kontrolliert, die die zweite Verbindung zwischen Verbindungs- und Führungsteil herstellen. Vorgesehen waren tief platzierte Druckelemente, die nach dem Prinzip der plastischen Schlitzaufweitung funktionieren. Ein im Führungsteil integrierter Bolzen wird dabei durch einen auf einer Kreisbahn um den Drehpunkt der Lehne gelegenen Schlitz gestossen. Über die Differenz zwischen Durchmesser

des Bolzen und Breite des Schlitzes (sowie Dicke des Deformationselementes selbst) kann die aufzubringende Kraft eingestellt werden. Sie kann über den Weg variabel sein.

Nach diesem Prinzip funktionierende Elemente waren auf der Zugmaschine statisch getestet worden und in die Stossstangenträgerstruktur des „Crashy“-Fahrzeuges bei einem Barrierentest eingebaut [Kaeser 95]. Obwohl sie an sich geeignet gewesen wären, wurde bei dem eigentlichen Versuchssitz auf andere Elemente zurückgegriffen. Die für das Mockup gewählte Lösung ist ungünstig, vor allem weil die Elemente auf Druck beansprucht werden. Eine Positionierung an einer Stelle im Sitz, die den Einsatz als Zugelemente erlaubt und wo ein sinnvoller Abstand zum Drehpunkt besteht, bot sich nicht in überzeugender Form an. Um flach zu bauen, bestanden die Deformationselemente aus einer einfachen Aluminiumplatte, im Gegensatz zu den im Crashy-Fahrzeug verwendeten, die aus doppelt geschlitzten Rechteckprofilen gefertigt waren. Die einfache Aluminiumplatte hat eine vergleichsweise geringe elastische Steifigkeit gegen Aufweitung der durch den Schlitz getrennten Seiten, welche zu einer Deformationskraftreduzierung im mittleren Wegbereiches des Schlitzes führt.

Der Einbau von eigentlichen Deformationselementen macht nur bei Sitzen Sinn, die als Testobjekte gedacht sind, weil so ein einfacher Austausch eines Minimums an Teilen eine schnelle Wiederverwendbarkeit ermöglicht. Ausserdem erlaubt dieses Konzept eine einfache Einstellung der Deformationseigenschaften durch den Einsatz verschiedener Elemente. Bei einem Sitz aus Grossserienfertigung kann das Deformationsverhalten in die eigentliche Struktur integriert werden, was die Anzahl an benötigten Bauteilen beträchtlich reduziert. Die Funktionen von Verbindungsteil, Führungsteil, Deformationselement und Gelenk können in einem einzigen Bauteil vereint werden.

Das Führungsteil bildet den Support für die Lehne und ermöglicht ihre Höhenverstellung. Der flache Querschnitt des Lehnenseitenprofils wurde nicht nur wegen Biegeträgheit und Gewicht so gewählt, sondern auch, um die Kraftübertragung von der Lehne in das Führungsteil zu erleichtern. Das Profil wird durch jeweils zwei Bügel umfasst, die recht massiv dimensioniert werden müssen, da trotz des geringen Abstandes zwischen Profilmittellinie und Wirkungsebene des Führungsteils beachtliche Momente entstehen. Das Lehnenseitenprofil muss im gesamten Verstellbereich verstärkt sein, um der Krafteinleitung gewachsen zu sein. Je nach Frontal- oder Heckaufprall sind pro Profil zwei Kontaktpunkte belastet, jeweils eine Hälfte der Bügel ist unbelastet. Für das Crashtestmodell des Sitzes konnte eine wesentlich befriedigendere Lösung für das Lehnenführungsproblem gefunden werden (s. Kapitel 6.10.2 Versuchssitz).

Der aufwendige Sitzflächenverstellmechanismus führt zu teilweise sehr indirekten Kraftflusswegen, einerseits in den Bauteilen selber, die durch die Schlitze unterbrochen sind, um die die Kräfte herumgeleitet werden müssen, andererseits auch wegen den unterschiedlichen Wirkungsebenen der Seitenteile, zwischen denen die Kräfte übertragen werden müssen. Das deutlichste Beispiel stellt hier der oben erwähnte hintere Führungsbolzen der Sitzfläche dar, wo die Kräfte von der innenliegenden Sitzfläche ganz nach aussen zum Verbindungsteil und von dort wieder zum weiter innen liegenden Basisteil geleitet werden müssen. Ein anderes Problem stellen die mit der Einstellungsposition variierenden Krafteinleitungspunkte in den mit Schlitzen versehenen Seitenteilen dar, die entsprechenden Kräfte müssen in jedem Bereich der Führung aufgenommen und weitergeleitet werden können. Wegen des beschränkten Bauraumes konnte aber keine auf Führungshebeln basierende Lösungsvariante gefunden werden. Eine solche hätte den Vorteil, dass die Krafteinleitungen sich auf wenige Gelenkpunkte beschränken und die Kraftflusswege in den einzelnen Komponenten nicht so stark variieren.

Die Seitenteile wurden dünn gehalten, um den Platzbedarf gegenüber einem konventionellen Sitz nicht zu sehr zu erhöhen. Wegen der relativ breiten Abmessungen des "Cratch" war dort dieser Aspekt allerdings nicht allzu kritisch. Der wichtigere Grund hat mit der Kraftübertragung zwischen den verschiedenen Ebenen zu tun. Die dazu dienenden Bolzen übertragen grosse Scherkräfte und werden dabei auch auf Biegung beansprucht. Je weiter die Ebenen auseinander liegen, desto grösser wird der unerwünschte Anteil von Biegemomenten bei der resultierenden Bolzen- und Lagerbeanspruchung. Die Biegebeanspruchung ist kritisch bei der Bolzendimensionierung. Zu dicke Bolzen sind unerwünscht, nicht nur wegen der eigentlichen Gewichtserhöhung, sondern auch wegen des aus den grösseren Durchmessern der Lagerungen und Führungsschlitzen resultierenden Raumbedarfes des Verstellmechanismus und wegen der entsprechenden Schwächung der Seitenteile. Kritischer als die aus Stahl gefertigten Bolzen selber ist deren Lagerung in Aluminium, die die aus den Kräften und Momenten entstehende Flächenpressung aufnehmen muss. Werden allerdings die Seitenteile dicker gestaltet, um mehr Fläche zur Aufnahme der Spannungen zu erhalten, ergibt sich automatisch auch eine Abstandsvergrösserung der Wirkungsebenen der Bauteile, die zu einer Vergrösserung der aufzunehmenden Momente selbst führt. Diese Momente sind auch in den Seitenteilen selbst unerwünscht, da sie zu einer Biegung aus der Ebene heraus oder zu einer Torsion der Bauteile führen können.

Als konstruktive Möglichkeiten, das Problem der Bolzenlagerung zu lösen, ist der Einsatz von Verstärkungsaugen denkbar. Diese würden es ermöglichen, den

Bolzen mit grösserer Kontaktfläche und somit geringeren Flächenpressungsspannungen zu lagern, bei nur lokaler Aufdickung des entsprechenden Basisteils. Allerdings erhöht dies den Fertigungsaufwand des Prototyps. In der Serie wäre dies kein Problem bei der Verwendung von Druckgussbauteilen. Eine andere Möglichkeit besteht darin, den Bolzen dreimal zu lagern, wobei die beiden äusseren Lager zum selben Bauteil gehören. Dies erfordert ebenfalls einen Mehraufwand und ist nur an einigen der Verbindungsstellen geometrisch möglich, beispielsweise beim Gelenk zwischen Verbindungs- und Führungsteil.

Die beiden Basisteile sind durch zwei Bleche verbunden, die für Schubsteifigkeit in der Querrichtung sorgen und ausserdem dem Sitz eine gewisse Eigenstabilität geben, solange er nicht in einem Fahrzeug montiert ist. Beim hinteren Verbindungsblech war der zur Verfügung stehende Bauraum in vertikaler Richtung sehr eingeschränkt. Es wurde so konstruiert, dass bei sinnvoller Einstellung des Sitzes keine Überschneidung mit dem Bewegungsraum der Lehnenunterkante auftritt. Eine Kollision kann jedoch auftreten, wenn der Sitz in eine hintere Position gefahren und die Lehne in einer sehr tiefen Position belassen wird. Dies ergibt zwar keine sinnvolle Einstellungsposition, je nach Einstellungsgeschwindigkeit der Lehnenhöhenverstellung ist das Auftreten eines geometrischen Konfliktes aber möglich. Dies sollte bei einem Grossseriensitz ausgeschlossen werden.

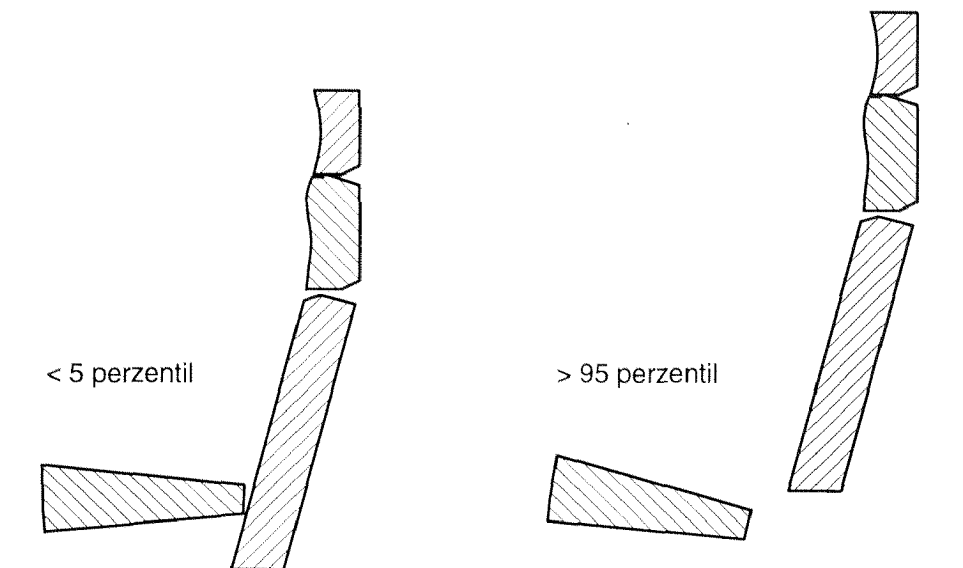


Fig.6.37: Bei der Einstellung für grosse Personen entsteht ein Spalt zwischen Sitzfläche und Lehne

Eine automatische Höhenverstellung der Lehne wurde nicht integriert. Die Einstellung erfolgt beim Mockup über Distanzklötze, die zwischen der Lehne und dem Führungsteil eingesetzt werden können.

Wegen der beschränkten Platzverhältnisse kann die Rückenlehne nicht so gestaltet werden, dass sie auch in Einstellungen für grosse Personen bis zur Sitzfläche hinunterreicht (Fig.6.37). Es zeigte sich, dass dies den Komfort nicht beeinträchtigt, da der Spalt in einem Bereich auftritt, in dem es ohnehin nicht zu Kontakt zwischen Lehne und Insassen kommt.

Um die Sitzpositionen realistisch testen zu können, wurde ein Holzgestell mit Lenkrad und Fussstütze angefertigt, das der Geometrie des Cratch-Fahrzeuges entspricht.

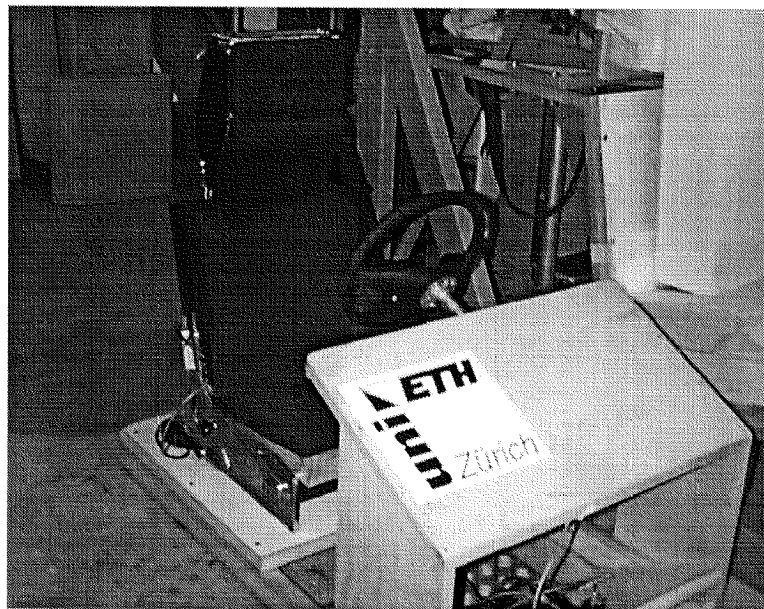


Fig.6.38: Funktionsmockup mit Lenkrad und Pedalflächen

Es wurden Sicherheitsgurte angebracht, wobei der Schultergurt in Abweichung vom für das Versuchsmodell geplante Konzept einfachheitshalber hinter der Lehnen durchführung senkrecht nach unten geführt wurde.

Sitztests zeigten, dass die Einstellungsmöglichkeiten einem sehr breiten Spektrum von Personen angepasste Sitzbedingungen bieten können. Für das Crash-testmodell wurden deshalb keine diesbezüglichen Änderungen notwendig.

Der beliebig programmierbare Abstand Kopfstütze-Kopf wird mit einer einfachen Regelung eingehalten. Dies erwies sich in Verbindung mit dem verwendeten Antrieb als ausreichend, um die Kopfstütze den normalen Bewegungen eines Insassen folgen zu lassen. Als nicht zufriedenstellend und wenig zuverlässig er-

wies sich die elastische Rückstellung mittels Gummibändern, die nicht zu steif gewählt werden durften, um den Motor nicht zu sehr zu belasten. Ausserdem macht die nur nach hinten fixierte und nach vorne unter geringem Widerstand bewegliche Kopfstütze keinen vertrauenserweckenden Eindruck auf den Insassen, der sie berührt, wenn er sich beispielsweise beim Ein- oder Aussteigen an ihr festhalten will.

Der Längsverstellmechanismus bereitete einige Probleme. Die Führungen zwischen Basis- und Seitenteil waren mit geringen Toleranzen und sehr kleinem Spiel ausgeführt worden. Unter "zweidimensionalen" Bedingungen, das heisst, jeweils unabhängig von der Gegenseite des Sitzes, funktionierten sie einwandfrei. Im vollständig montierten Zustand allerdings war der Mechanismus relativ schwergängig.

Das Problem lag bei der schlechten Synchronisation zwischen der Bewegung der rechtsseitigen und der linksseitigen Seitenteile. Aus geometrischen Gründen ist es kaum möglich, die beiden Seiten genügend schubsteif miteinander zu verbinden. Etwas einfacher wäre es bei anderer Anordnung der verschiedenen Ebenen, nämlich wenn das Verbindungsteil innen zwischen Sitzfläche und Basis teil laufen würde. Diese ursprünglich geplante und auch aus anderen Gründen logische Lösung ist aber nicht realisierbar, weil sich bei ihr kein Ort für eine sinnvolle Befestigung der Beckengurte finden lässt.

Der Versuch, die Sitzfläche zwischen den Basisteilen mit reduziertem Spiel besser zu führen, brachte keine brauchbares Ergebnis.

6.10.2 Versuchssitz

Die Versuchssitze wurden gebaut, um damit sowohl einen Frontalcrashtest (wobei sie im Cratch-Fahrzeug eingebaut waren), als auch eine Serie von Heckaufpralltests auf einem Testschlitten durchführen zu können. Es wurden zwei Exemplare hergestellt. Die Sitze sollten alle im Konzept vorgesehenen Funktionen übernehmen können (s. Anhang A3 Pflichtenheft), allerdings wurde auf die Integration von Antrieb und Regelungssystemen für die automatische Einstellungen verzichtet. Diese werden für Crashversuche nicht benötigt. Andererseits sollten die Sitze den strukturellen Beanspruchungen standhalten können und sich unter Crashbedingungen wie im Konzept vorgesehen verhalten. Damit sollte vor allem die Realisierbarkeit eines solchen Sitzes bewiesen werden. Die Anforderungen an die Versuchsmodelle in Bezug auf das Crashverhalten unterscheiden sich insofern von denen an entsprechende Sitze für den Alltagsgebrauch, als dass Wie-

derverwendbarkeit mit geringen Instandsetzungsaufwand nach einem Versuch gewünscht war. Weitere Unterschiede ergeben sich aus den unterschiedlichen Fertigungsmethoden, die für Einzelstücke und Serienprodukte geeignet sind.

6.10.2.1 Auslegung

Die Auslegung erfolgte mit Hilfe des in Kapitel 6.4.2 vorgestellten einfachen Mehrmassenmodell-Simulationsprogrammes. Dabei mussten drei Personengrößen und drei Fahrzeugbeschleunigungspulse (s. Fig.6.8a-c) berücksichtigt werden.

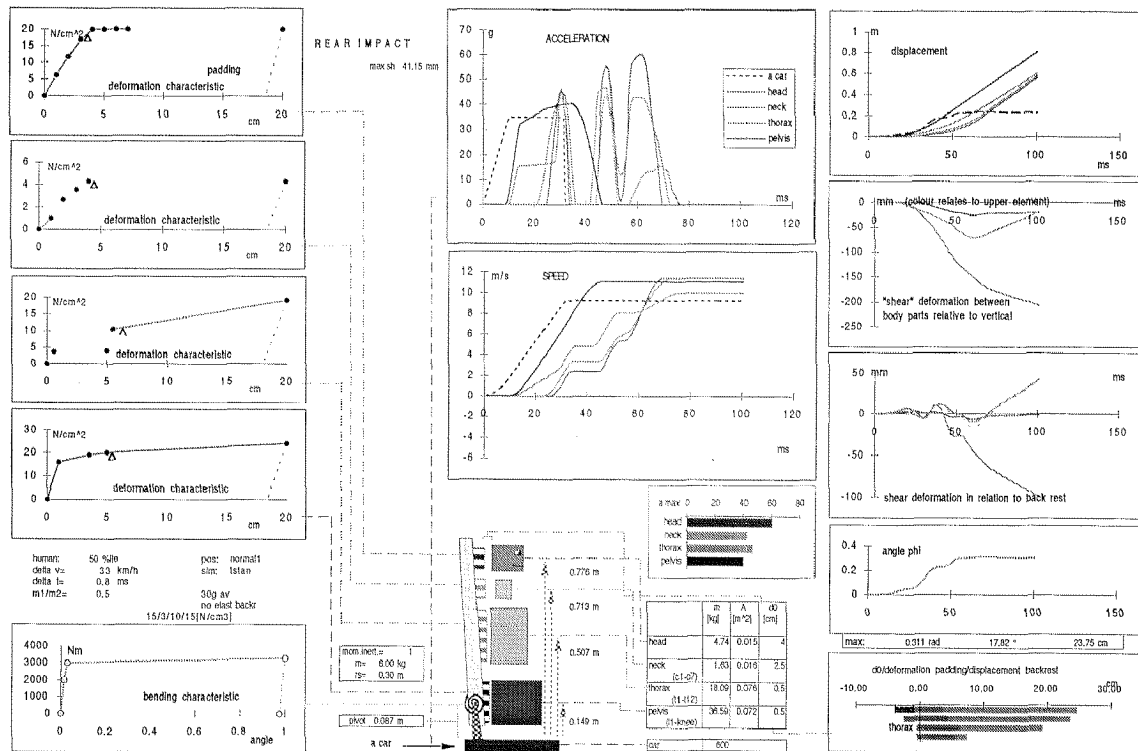


Fig.6.39: Ergebnisse aus Simulationsprogramm, 50-perzentiler männlicher Insasse, $\Delta v=33.3$ km/h (Ergebnisse unter anderen Bedingungen und eine genauere Erklärung des Diagramms befinden sich im Anhang A1 Simulationsergebnisse. Aus den Diagrammen lassen sich auch die Eingabeparameter für die Simulation herauslesen)

Die Anzahl der variablen Eingangsparameter ist sehr gross (Anfangsabstände, Deformationscharakteristiken von Polstern und Lehnengelenk, Position der Lehnrotationsachse, Masseneigenschaften der Lehne), so dass eine automatische Optimierung für die neun berücksichtigten Crashsituationen (drei Personengrößen)

sen bei jeweils drei Beschleunigungspulsen) schwierig ist. Im Wesentlichen wurde die gefundene Auslegungsvariante mittels Austesten (Variation verschiedener Eingangsparameter mit dem Ziel, ein günstigen Bewegungsablauf für alle Personengrößen und Aufprallgeschwindigkeiten zu erhalten) ermittelt und stellt deshalb sicherlich nicht das theoretische Optimum dar. Bei einigen Parametern ist offensichtlich, wie sie gewählt werden müssen. Beispielsweise ist es bei einem Anfangsabstand von 35 mm zwischen Kopf und Kopfstütze und der Forderung, dass im Thoraxbereich erst vom Zeitpunkt des Kopfkontaktes an grosse Kräfte wirken sollen, einleuchtend, dass die weiche äussere Schicht des Thoraxpolsters mindestens ebenfalls ungefähr 35 mm stark sein muss. Tendenziell muss sie jedoch dicker sein, um eine eventuelle Rückverlagerung der Kopfstütze und den "Vorsprung" an akkumulierter Verzögerung, den der Thorax trotz allem durch das weiche Polster erhält, zu kompensieren.

Bei der Auslegung der Polster ist es wichtig, dass man nicht einfach nur die drei als Referenz dienenden Personengrößen berücksichtigt und diejenigen vernachlässigt, die dazwischen liegen. Naheliegender wäre es nämlich, von der leichtesten Person, der 5-perzentilen Frau auszugehen und Polster zu wählen, die von Dicke und Steifigkeitsniveau an diese angepasst sind und in einem zweiten und dritten Schritt für die 50- und 95-perzentile Person je eine zusätzliche Polsterschicht hintenanzufügen, die bei jeweils auf die entsprechende Personengröße angepasster Steifigkeit die restliche Energieabsorption übernimmt. Als Resultat erhielte man eine treppenförmige Deformationskennlinie für das Polster, die zwar einen guten Kompromiss für die drei berücksichtigten Personengrößen darstellt, aber beispielsweise für eine Person, die zwischen 5- und 50-perzentil einzuordnen wäre, ungeeignet ist, da diese, nachdem der Deformationsweg für die 5-perzentile Person ausgenutzt wurde, wegen der auf die 50-perzentile Person ausgelegte Polsterschicht zu hohen Beschleunigungen ausgesetzt wäre. Die Deformationskennlinie müsste kontinuierlich anstatt treppenförmig ansteigen. Eine solche Kennlinie ist jedoch nicht einfach zu erreichen, da die meisten Materialien sich auf einem relativ konstanten Niveau mit nur geringen Anstiegen deformieren, bevor von einer bestimmten Kompression an die Kraft mit zunehmender Deformation quasi beliebig ansteigt und auch der Anteil der elastischen Rückfederung zunimmt. Es ist deshalb einfacher, geeignete Materialien zu finden, wenn man von einem mehr oder weniger konstanten Steifigkeitsniveau als Vorgabe ausgeht.

Wie schon erwähnt, wird der wirksame Weg, auf dem das durch den Schaum "eingestellte" Beschleunigungsniveau wirkt, durch die Rückverlagerung der Leh-

ne vergrössert. Beide Mechanismen müssen sinnvoll aufeinander abgestimmt werden.

In einem ersten Schritt mussten eine Reihe von Parametern geschätzt werden, beispielsweise das Gewicht und die Rotationsträgheit der Lehne. Andere Werte und Kurven (beispielsweise die Deformationseigenschaften der Polster) wurden während der Suche nach einer geeigneten Abstimmung vorerst als frei wählbar betrachtet und in einem zweiten Schritt je nach Realisierbarkeit angepasst.

Mit Hilfe der Simulation wurde eine geeignete Abstimmung gefunden (Siehe Anhang A1 Simulationsergebnisse). Das Moment, unter dem die Lehne nachgeben soll, liegt bei 3000 Nm. Bei diesem Wert stellt die daraus resultierende Rückverlagerung genügend Weg zur Verfügung. Befindet sich die Rotationsachse auf Höhe der Sitzfläche, bewirkt ein Nachgeben bei diesem Moment einen sehr frühen Einsatz der Lehnerrückverlagerung, was unerwünscht ist. Das in der ersten Phase des Ablaufes wirkende Moment entsteht vor allem durch die vom Becken eingeleiteten Kräfte, da dieser Bereich von Anfang an eine gute Kopplung zur Lehne hat. Zur Reduktion der Zunahme des Lehnwinkels wurde die Gelenkachse nach oben versetzt. Obwohl der Rotationspunkt weiterhin nicht höher als der Schwerpunkt des Beckenbereiches liegt, führt dies dazu, dass der Unterkörper so gut wie nicht von der lehnerrückverlagerungsbedingten Wegvergrösserung profitieren kann. Es wirkt sich aber hier günstig aus, dass sich wegen der von Beginn an guten Kopplung zwischen Becken und Lehne keine grossen Relativgeschwindigkeiten zwischen diesen Körpern aufbauen können und deshalb auch nur geringer Verzögerungsweg benötigt wird. Dieser kann durch ein Schaumpolster alleine zur Verfügung gestellt werden.

Positiv bemerkbar macht sich, dass der Verstellmechanismus dafür sorgt, dass sich der Rotationspunkt der Lehne bei unterschiedlichen Personengrössen auf unterschiedlichen Höhen oberhalb der Sitzfläche befindet. Dadurch wird in einem gewissen Grade eine automatische Anpassung des Rotationswiderstandes für unterschiedlich grosse Insassen erreicht.

Für das Polster im Beckenbereich fiel die Wahl auf Woodbridge Enerflex E 175-3.5 PCF, dieses Material wurde auch für die Polsterschicht hinter dem weichen Thoraxschaum verwendet und verfügt über geeignete Steifigkeitseigenschaften. Die nachgiebige Schicht, die sich bis zur Nackenstütze hinaufzieht, besteht aus DOW-083-35-3, der Nackenbereich zum grössten Teil aus dem etwas steiferen DOW-083-35-1. Die Kopfstütze selber besteht wieder aus dem Enerflex-Hartschaum (Fig.6.40). Die entsprechenden Deformationscharakteristiken finden sich im Anhang A1.

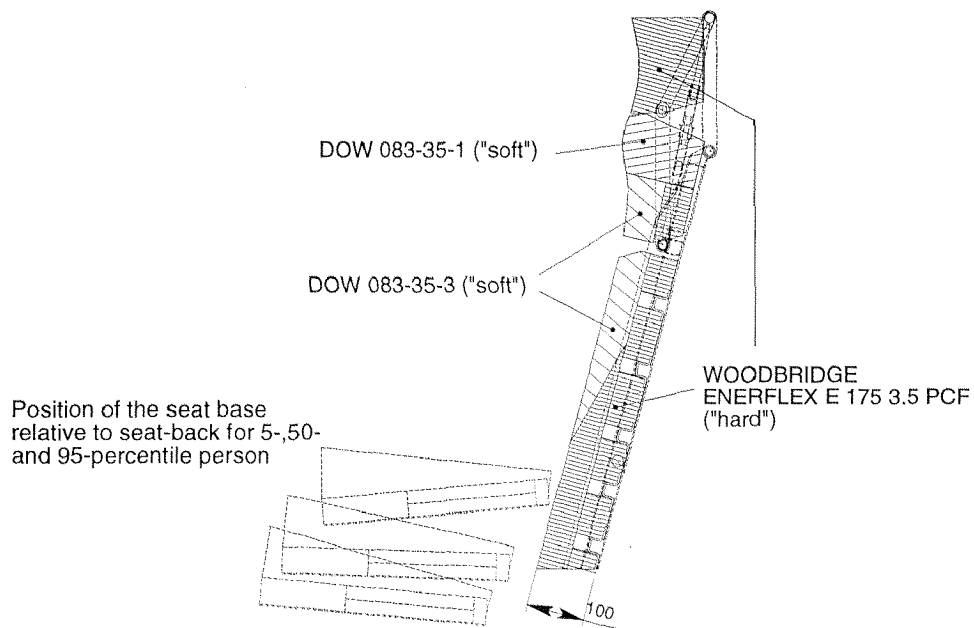


Fig.6.40: In der Lehne des Versuchsitzes verwendete Polstermaterialien

Es ist wichtig, dass der Schaum im Kopfbereich genügend Steifigkeit aufweist, besonders weil sich Kräfte dort geometriebedingt nur verzögert aufbauen. Wegen der annähernd sphärischen Form des Kopfes ist die Kontaktfläche anfangs nur klein und wächst erst mit zunehmender Eindringtiefe. Dieser Effekt wurde bei der Auslegung des Kopfpolsters berücksichtigt (siehe Anhang A1 Simulationsergebnisse), ebenso beim Hals (Zylinderform), während bei Thorax und Becken von konstanten Kontaktflächen ausgegangen wurde. In Bezug auf das Kopfstützenpolster wäre es möglich, den Kraft-Wegverlauf zu verbessern (einer Rechteckkurve anzupassen) und die Rückverlagerung des Kopfes zu reduzieren, indem man Deckschichten mit höherer Steifigkeit einsetzt (vgl. [Amstutz93]). Diese Deckschichten können zwei Effekte haben: Sie können die anfangs nur punktuell eingeleitete Kraft auf eine grössere Schaumfläche verteilen und je nach ihrer Masse können die Trägheitskräfte genutzt werden, die auftreten, wenn die Deckschichten innerhalb sehr kurzer Zeit auf die Geschwindigkeit des Kopfes beschleunigt werden.

6.10.2.2 Konstruktive Umsetzung

Die Versuchssitze sind im Wesentlichen eine Weiterentwicklung des Funktionsmockup. Es wurden eine Reihe von Änderungen und Verbesserungen integriert. Die geometrische Anordnung von Sitz- und Lehnenflächen und ihre Verstellmöglichkeiten sind fast gleich geblieben. Lediglich die geknickten, durch drei Punkte

definierten Führungsbahnen für die Sitzfläche wurden durch gerade Verstellwege ersetzt. Die daraus resultierenden Abweichungen bewegen sich im Millimeterbereich und erlauben diese Vereinfachung. Die Anordnung der Verstellbahnen wurde im Vergleich zum Funktionsmockup verbessert, so dass die Dimensionen des Basisteils (Fig.6.43) reduziert werden konnten. Das Bauteil musste jedoch im vorderen Bereich rund 100 mm länger gestaltet werden, als es von den Verstellfunktionen her nötig war, um einen einfachen Einbau in das Cratch-Fahrzeug zu erlauben. Der Sitz wird auf dem Batteriekasten montiert, dessen Oberseite allerdings keine Möglichkeiten zur Krafteinleitung der vertikalen Kräfte bietet, so dass dieses vor und hinter dem Batteriekasten geschehen muss. Daraus bestimmt sich die Mindestlänge für das Basisteil.

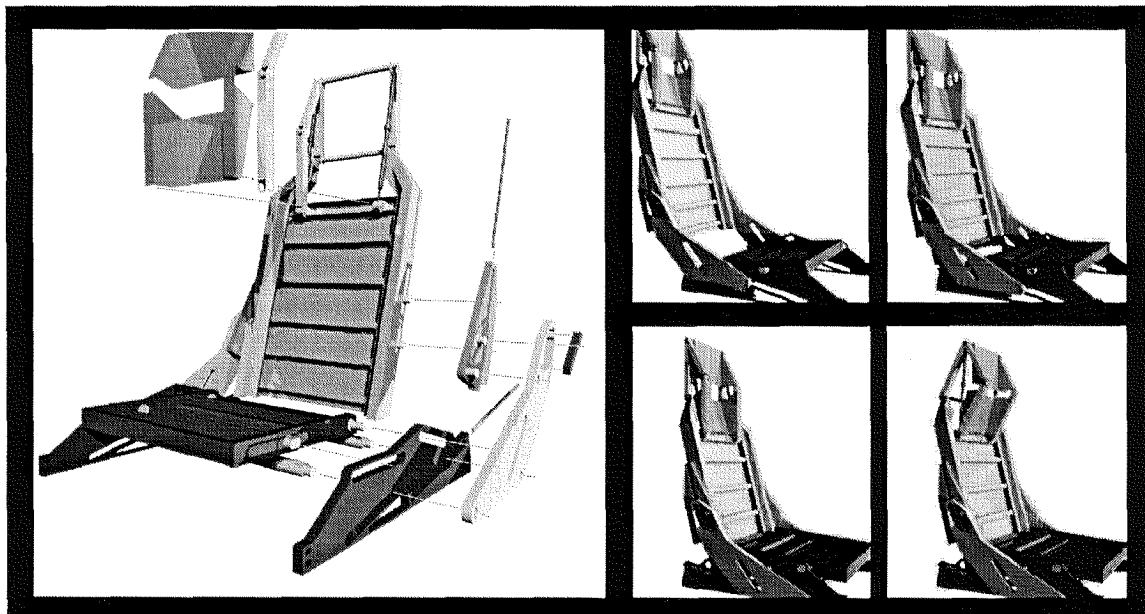


Fig.6.41: Versuchssitz: Aufbau der Struktur, verschiedene Einstellungspositionen

Die Seitenteile (Basis-, Verbindungs- und Führungsteil) wurden aus 25 mm dicken Aluminiumplatten gefertigt. Beim Basisteil (Fig.6.43) ermöglicht diese Baudicke die Integration der Längsverstellarretierung. Die Längsverstellung erfolgt über eine Spindel. Bei einem alltagstauglichen Sitz würde dies den Antrieb durch einen Elektromotor bedingen. Die Spindel hat den Vorteil, dass sie eine stufenlose Einstellung ermöglicht. Dank ihrer Positionierung im Basisteil (in der hinteren Führung für das Verbindungsteil) ist der Platzbedarf minimal und durch eine mittels Zahnriemen erfolgende Synchronisation der rechten und der linken Seite ist die Leichtgängigkeit des Systems gewährleistet. Am hinteren Ende der Spindeln

ist die Integration der Zahnriemenverbindung nur schwer, auf keinen Fall auf direktem Weg möglich. Deshalb wurden die Spindeln über ihr vorderes Ende verbunden, was entsprechende Aussparungen im Basisteil nötig macht. Vom Gesichtspunkt der Herstellung aus erwies sich die Integration der Spindeln in den Basisteilen als ungünstig, da die dazugehörigen Bohrungen nur mit grossem Aufwand zu fertigen waren.

Um das Gewicht der Seitenteile zu reduzieren, wurden Taschen herausgefräst, was kosten- und zeitaufwendig ist und ausserdem die Verwendung von Plattenmaterial erfordert, welches sich beim Ausfräsen nicht zu sehr aus seiner Ebene wölbt (dieser Effekt wird durch Eigenspannungen im Material verursacht). Eine Grossserienherstellung in Druckguss vermeidet diese Probleme.

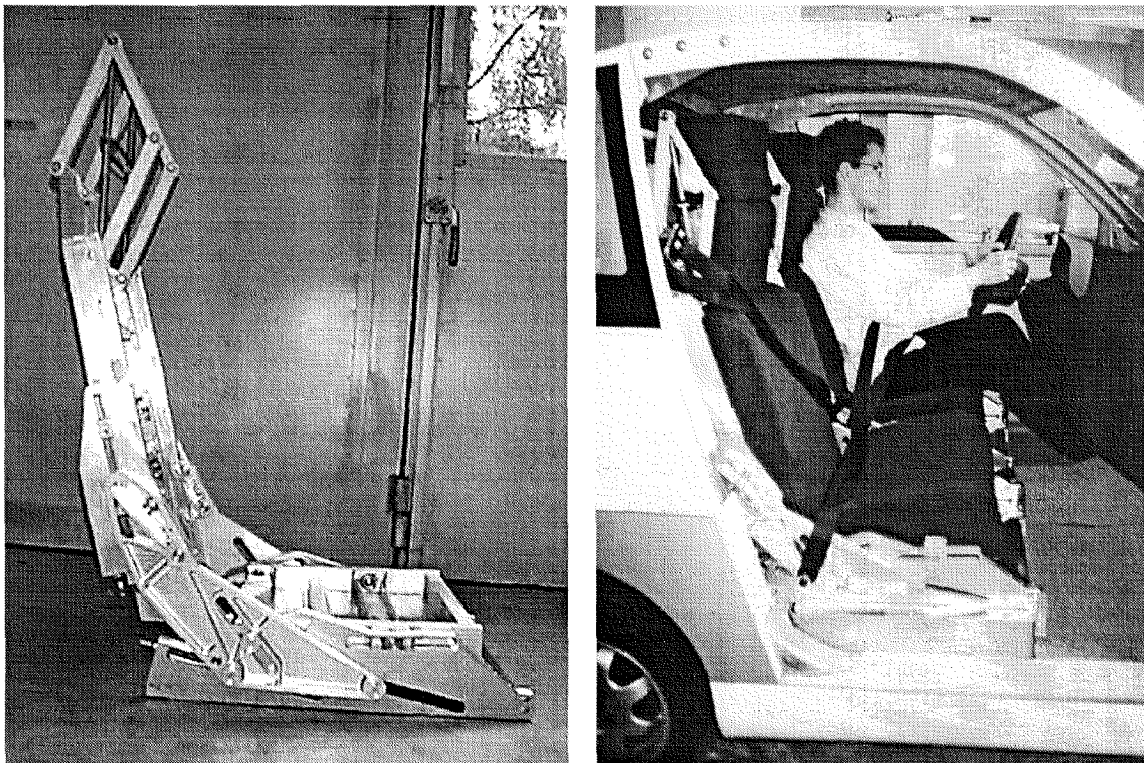


Fig.6.42: Versuchssitz: links Tragstruktur und rechts eingebaut im Cratch-Fahrzeug

Basissteil

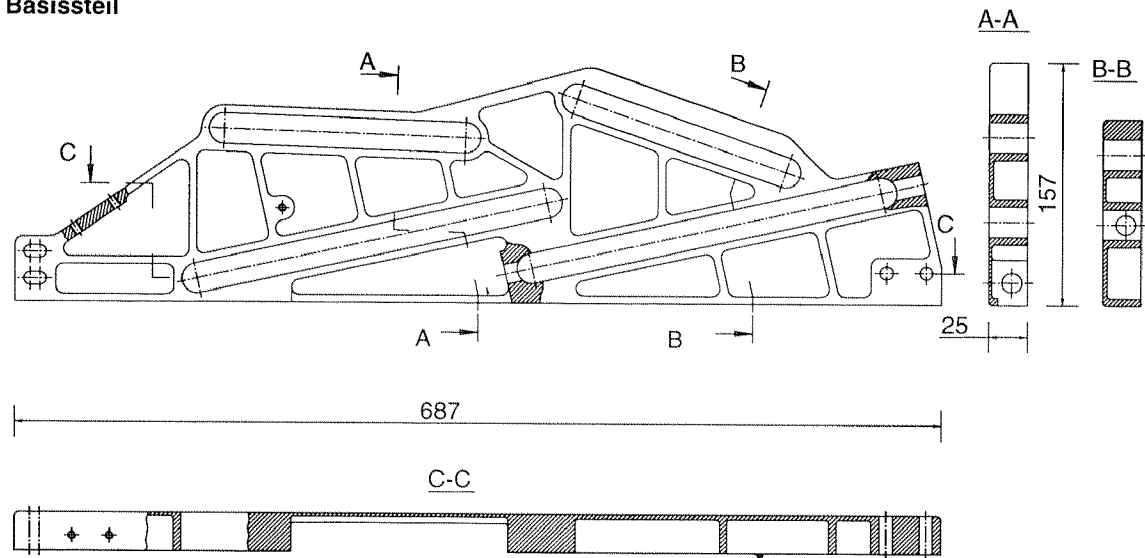


Fig.6.43: Basissteil

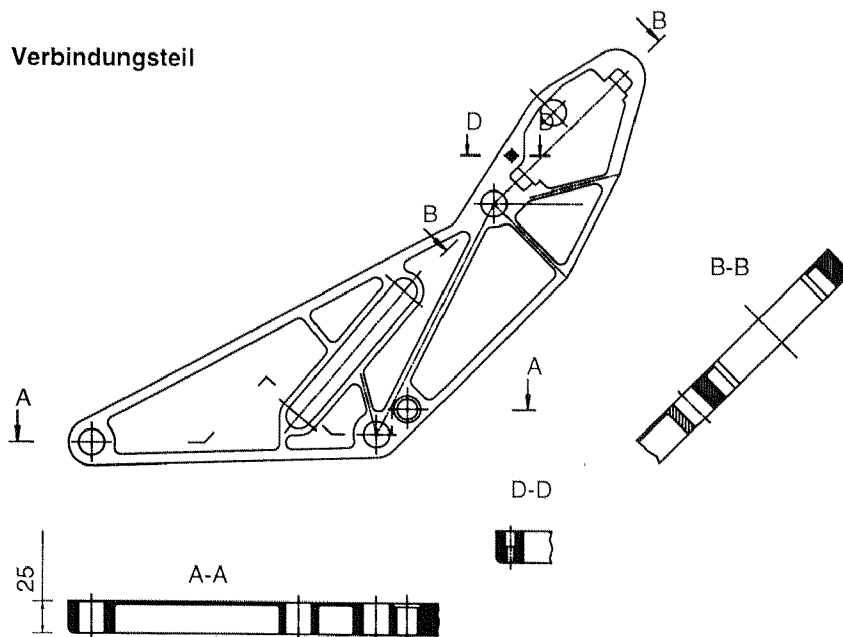


Fig.6.44: Verbindungsteil

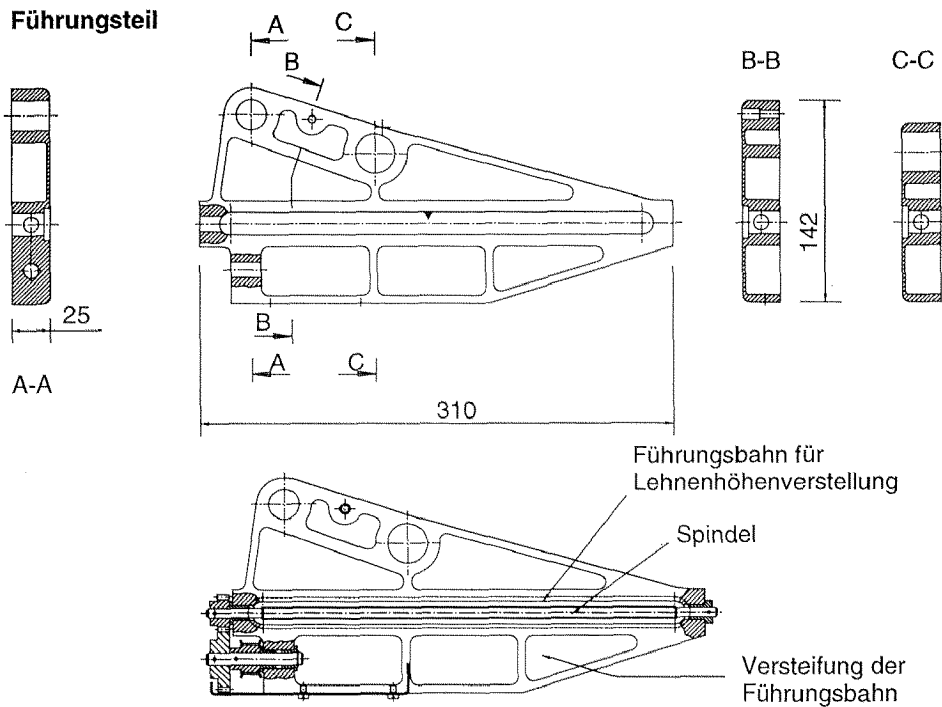


Fig.6.45: Führungsteil

Die breitere Bauweise der Seitenteile erlaubte auch die völlige Integration des Deformationselementes in das Verbindungsteil. Das Deformationselement besteht aus einem Aluminiumvollprofil mit rechteckigem Querschnitt, das als Dreipunktprobe auf Biegung beansprucht wird. Über die Wahl des Profils kann der Deformationswiderstand variiert werden. Das Element ist an zwei Stellen im Verbindungsteil gelagert. Die Lager sind aus Stahl, um eine Beschädigung des Verbindungsteils zu verhindern. Sie ermöglichen mit ihrer zylindrisch gewölbten Oberfläche das Abrollen des Profils während des Deformationsablaufes (s. Kapitel 6.10.3.2 Versuche mit Deformationselementen). Ein im Führungsteil der Lehne befestigter Bolzen überträgt während des Crashvorganges die Kraft auf das Deformationselement (s. Fig.6.55).

Im Unterschied zum Aufbau des Mockup gibt es beim Versuchssitz Querverbindungen zwischen den jeweils rechten und linken Lagern des Führungsteils. Sie helfen, die in den Lagern aufzunehmenden Momente zu reduzieren, erhöhen das Gewicht aber deutlich. Da die Lagerung im Verbindungsteil Rotation in der Querrichtung erlaubt, ist die Konstruktion weniger empfindlich auf Parallelitätsabweichungen zwischen der vorderen und der hinteren Führungsbahn im Basisteil.

Die Führung der Lehne wird durch einen Schlitz übernommen, in welchem Bolzen laufen können, die in der Lehne integriert sind. Zur Reduktion der Flächenpressung sind die Bolzen im Querschnitt abgeflacht. Gegenüber der im Mock-up gewählten Variante ergeben sich folgende Vorteile: Es gibt nur zwei statt vier kraftübertragende Elemente zwischen Lehne und Führungsteil je Seite, und die im Lehnprofil vorzunehmenden Verstärkungen zur Krafteinleitung beschränken sich auf zwei definierte Kontaktbereiche. Dafür ist der Krafteinleitungspunkt im Führungsteil variabel, was aber wegen der Bauweise dieses Teils ein geringeres Problem darstellt als bei der Lehne.

Die Höhenverstellung erfolgt über Spindeln (s. Fig.6.45), die auf gleiche Weise wie bei der Längsverstellung in die Führungsbahn integriert wurden. Zahnräder übertragen die Antriebskräfte zum Synchronisationszahnriemen. Der Verstellweg, der je 20 mm zusätzlichen Weg für Personen grösser als 95-perzentil oder kleiner als 5-perzentil bietet, ist zu lang, als dass er beim gewählten Abstand der beiden Verbindungsbolzen zur Lehne zweigeteilt werden könnte. Die nach hinten wirkenden, in das Verbindungsteil eingeleiteten Kräfte müssen also einen relativ grossen Weg um die Führungsbahn herum geleitet werden, was eine biegesteife und relativ massive Gestaltung der Rückseite erfordert. Als Alternative dazu ist es möglich, die Führungsbahn nicht als durchgehende Schlitze auszuführen, sondern eine Aussenschicht der Platte stehen zu lassen, über die die Kräfte direkt nach vorne geleitet werden können. Eine andere Möglichkeit ist es, die Bolzen in Stahlgleitschuhen zu lagern, die über eine Schwalbenschwanzführung verschiebbar am Führungsteil befestigt wären. Dies würde den hinter dem Schlitz liegenden strukturverstärkenden Bereich des Bauteiles überflüssig machen.

Bei der Konstruktion der Lehne (Fig.6.46) wurde auf hohe Torsionssteifigkeit in der Rückwand (also der Verbindung der beiden Seitenprofile) Wert gelegt. Dies deshalb, damit im Falle asymmetrischer Belastung, zum Beispiel bei einem schrägen Anprall des auffahrenden Kollisionsgegners, verhindert wird, dass die Lehne auf einer Seite wesentlich mehr nachgibt als auf der anderen und somit ein seitliches Abgleiten des Insassen begünstigt. Bei den Schlittenversuchen ist allerdings nicht mit asymmetrischen Belastungen zu rechnen, die Torsionssteifigkeit der Lehne kann hier aber dazu beitragen, Unterschiede im Verhalten der beiden Deformationselemente auszugleichen.

Für die Seitenprofile wurde ein Hohlprofil mit vier Aussenlängsrippen verwendet. Die in Fahrtrichtung zeigenden Längsrippen wurden mit einem aufgeschweissten Deckel verbunden, so dass eine zweite Kammer entstand und das benötigte Trägheitsmoment erreicht wurde. Die beiden anderen Längsrippen dienen zur Aufnahme der Rückwand. Die Bolzen für die Verbindung zum Führungsteil sind in

eingeschobenen Aluminiumklötzen gelagert, die die Krafteinleitung in das Profil ermöglichen.

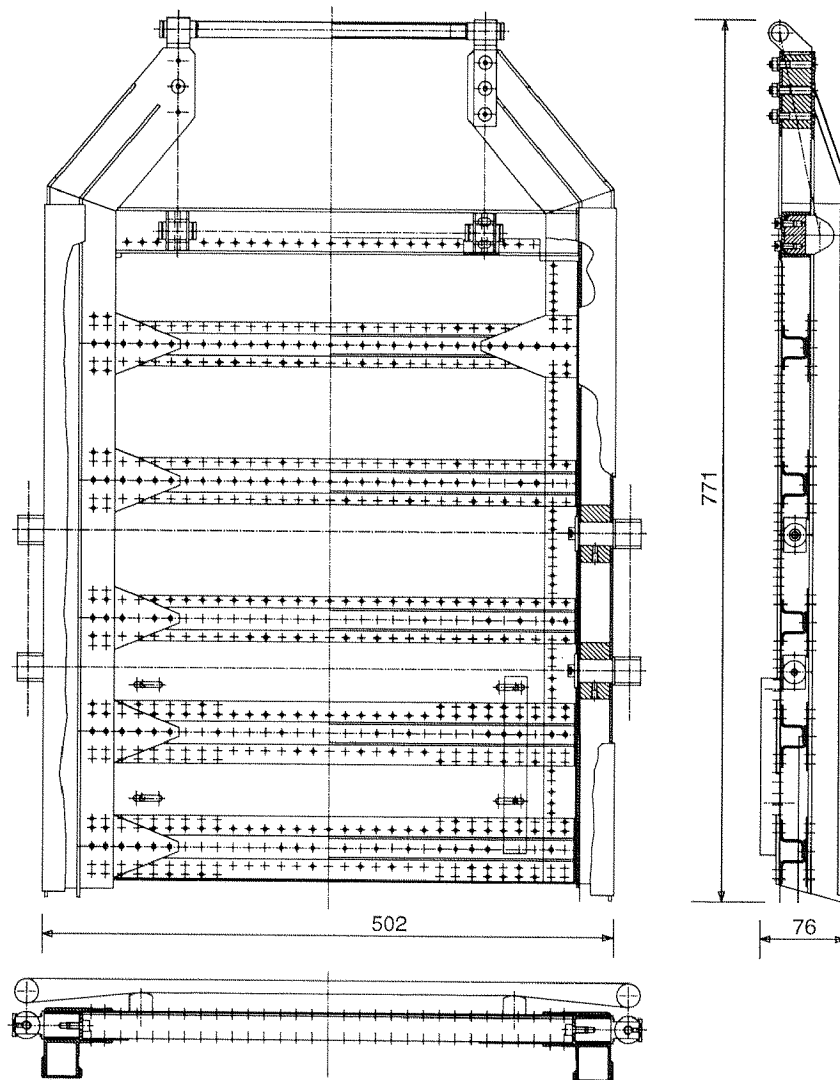


Fig.6.46: Rückenlehnenstruktur des Testsitzes

Die Rückwand besteht aus Aluminiumblech mit einer Wandstärke von einem Millimeter. Sie wird durch aufgenietete U-Profile verstärkt. Die Profile bilden zusammen mit dem Rückblech Hohlräume und sorgen damit für Torsionssteifigkeit um die Querachse. Die Profile wurden an der Vorderseite des Bleches angebracht. Dies ermöglicht einen guten Anschluss an die Seitenprofile und benötigt weniger Bauraum als eine Befestigung an der Rückseite. Allerdings ergibt sich der Nachteil, dass die Verstärkungsprofile Raum beanspruchen, der eigentlich für den Polsterschaum vorgesehen wäre. Ein ähnliches Problem tritt unabhängig davon auch im oberen Teil der Lehne auf, wo die unteren Gelenklagerpunkte für die Nacken-

stütze bis in den Bereich des Schulterpolsters vordringen. Da die Schaumdicke nur zu einem beschränkten Mass (bis zu ungefähr 60 Prozent Komprimierung, darüber hinaus steigen die Deformationskräfte stark an, dies steht im Einklang mit Versuchsergebnissen aus [Faruque97] und [Kelly97]) sinnvoll nutzbar ist, befinden sich diese Strukturteile aber in einem Bereich, in den keine Körperteile während der Kollision eindringen. Bei einer gleichmässigen Polsterung würde die relative Kompression des Schaumes an diesen Stellen allerdings das gewünschte Mass weit übersteigen und es würden lokal übermässig grosse Kräfte auftreten. Das Problem lässt sich lösen, indem das Polster an den kritischen Stellen gewissermassen als nichttragend betrachtet und entsprechend gestaltet wird: entweder indem dort sehr nachgiebiger Schaum zum Einsatz kommt oder (wie bei den Testsitzen ausgeführt) Hohlräume im Schaum vorgesehen werden.

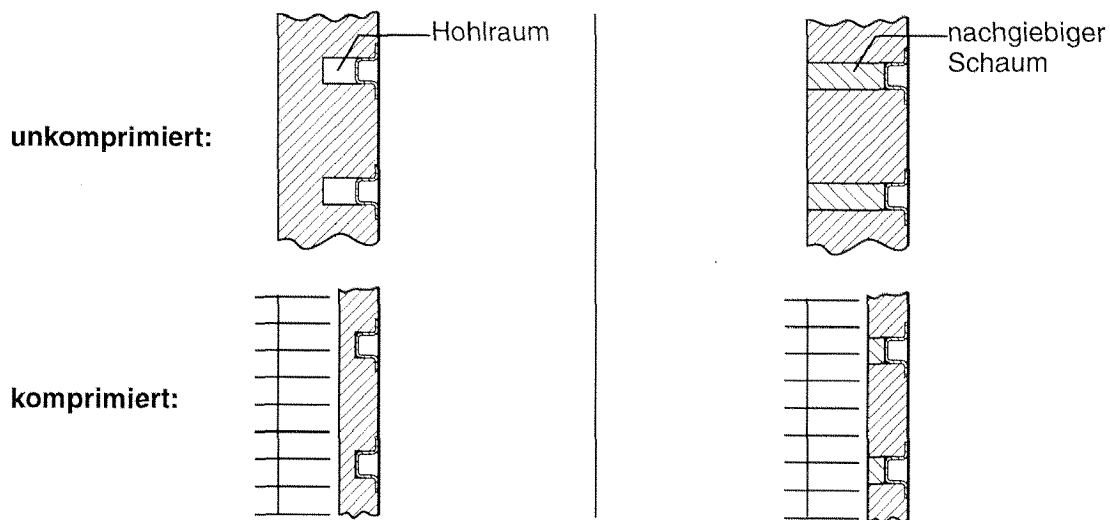


Fig.6.47: Durch lokalen Einsatz von nachgiebigen Schäumen oder von Hohlräumen kann das Problem der in den Energieabsorptionspolsterbereich ragenden Strukturteile gelöst werden.

Der Anschluss der Verstärkungsprofile an die Seitenprofile gestaltete sich recht aufwendig. Da an den Verbindungsstellen zu wenig Raum für die Positionierung einer ausreichenden Anzahl von Nieten vorhanden ist, waren dreieckige Verbindungsbleche an den Übergängen notwendig. Auch die Herstellung der Verstärkungsprofile war mit hohem Aufwand verbunden. Die Bleche mussten im weichen Zustand gebogen werden, wobei die Biegeradien an der Grenze des Machbaren lagen. Aus Festigkeitsgründen mussten sie anschliessend wärmebehandelt werden.

Für alle andere Komponenten der Lehne waren keine Wärmebehandlungen notwendig. Bei den Lehnenprofilen liegen die Schweissnähte in unkritischen Bereichen, wo Festigkeitsabnahmen hingenommen werden können: Die Schweissverbindung zwischen Profil und Deckel ist eine Längsnaht, die nur einen relativ geringen Anteil an Schubspannungen übertragen muss. Die Quernaht im oberen Bereich, wo der nach innen zur Kopfstütze führende Knick der Seitenstruktur mittels einer Schweissverbindung realisiert wurde, befindet sich in einem Bereich, in dem das Biegemoment schon stark abgeklungen ist. Die zu übertragenden Normalspannungen sind dort gering. Ähnliches gilt für den Anschluss der Querverbindung, die den Support für die unteren Gelenkpunkte der Kopfstütze bildet.

Der Parallelogrammechanismus der Kopfstütze besteht aus Rechteckhohlprofilen mit zwei verschiedenen Querschnittsgrößen, die derart mittels Bolzen gelenkig verbunden sind, dass die Kraftübertragung zentrisch in den jeweiligen Symmetrieebenen der Profile erfolgt. Zwei angenietete Blechwannen nehmen das Nacken- und das Kopfpolster auf. Die Antriebsspindeln sind in der Diagonalen zwischen den Gelenkachsen positioniert, so dass sie keine Biegung aufnehmen. Die diagonalen Verbindungen bestehen aus je zwei gegenläufigen Spindeln. Aus geometrischen Gründen findet die mit einem Zahnriemen ausgeführte Synchronisation zwischen der rechten und der linken Seite nur im Bereich zwischen Kopf- und Nackenstütze Platz. Dort müsste auch der bei den Testsitzen nicht eingebaute Antrieb integriert werden.

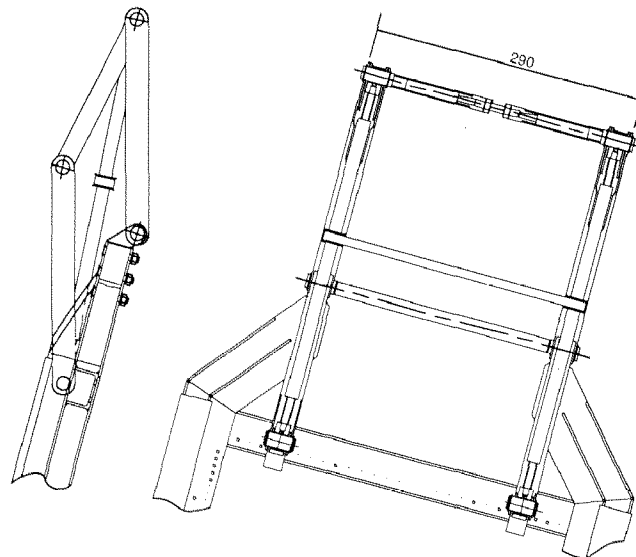


Fig.6.48: Kopfstützenstruktur des Versuchsitzes

Die Sitzfläche besteht aus einem geschweissten Aluminumrahmen mit eingietetem Bodenblech und Verstärkungsprofilen (Fig.6.49). Im Bereich der vorderen

Lager ist eine Querverbindung eingeschweisst, die die dort bei einem Frontal-crash eingeleiteten Biegemomente direkt übernehmen kann, so dass die Kräfte nicht den Umweg über das vordere Rahmenprofil nehmen müssen.

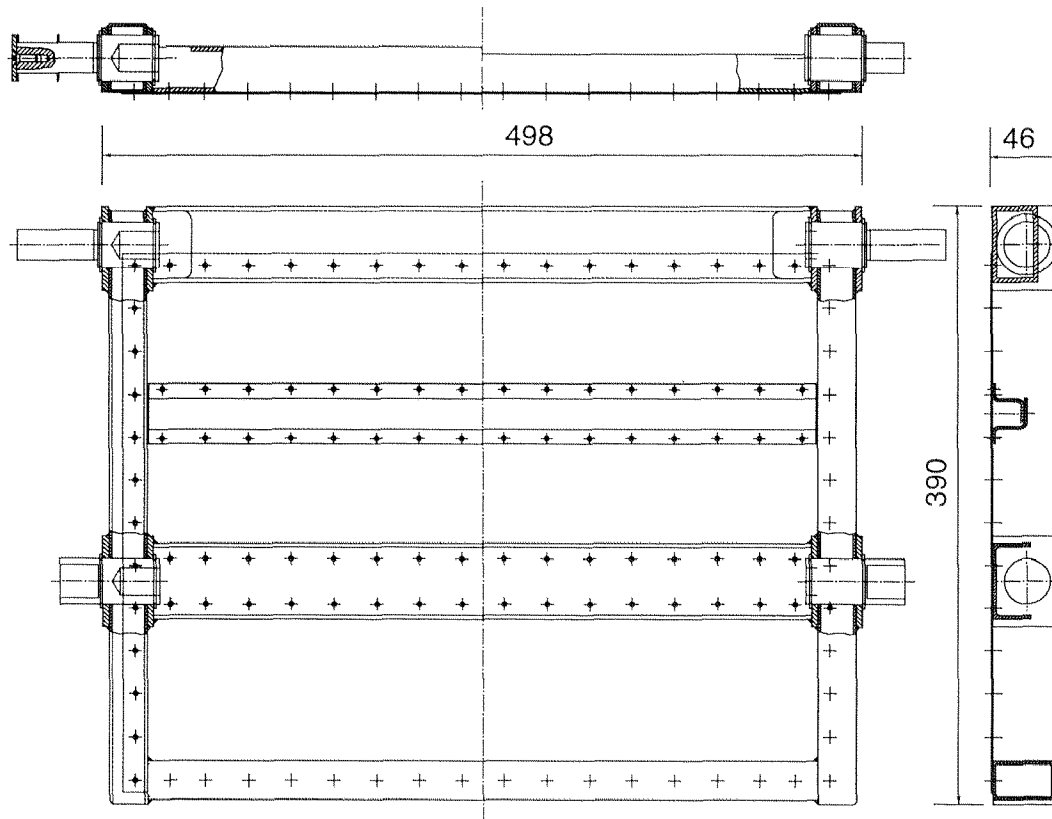


Fig.6.49: Sitzflächenstruktur

Die Konstruktion ist mit einem Strukturgewicht von ca. 23 kg für die Praxis sicher zu schwer. Bei einem Seriensitz liessen sich aber alleine schon durch den Verzicht auf die mehrfache Verwendbarkeit bei Kollisionen signifikante Gewichtseinsparungen erzielen.

6.10.3 Vorversuche

6.10.3.1 Materialtests

Um Daten über das Verhalten von Polstermaterialien unter dynamischer Belastung zu erhalten, wurden mittels eines Schlaghammers Versuche durchgeführt.

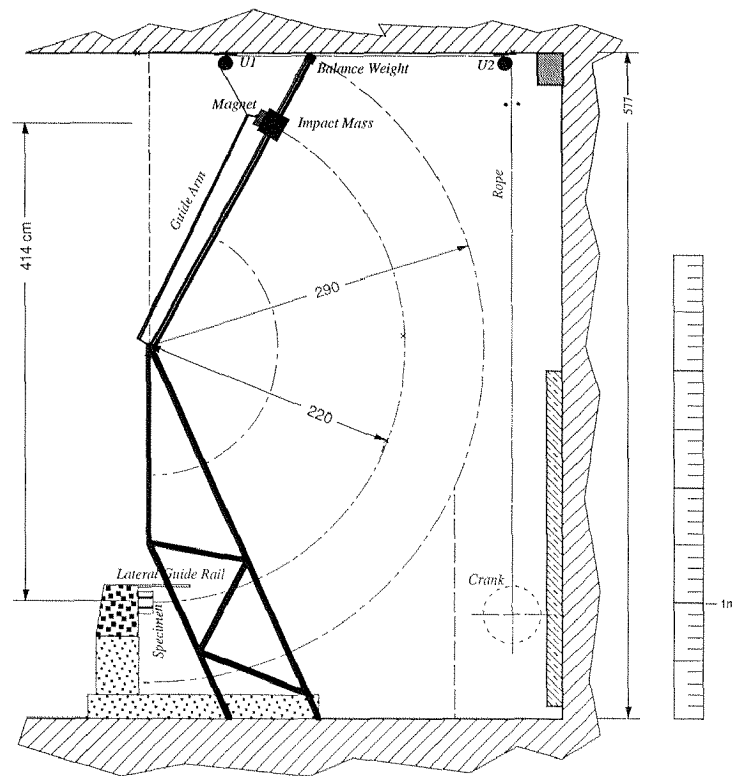


Fig.6.50: Schlaghammer

Die Aufschlagsgeschwindigkeit kann über die Fallhöhe und die Energie kann über die Fallhöhe und Zusatzgewichte im Bereich des Schlagmittelpunktes eingestellt werden. Die maximale Fallhöhe h_{\max} des Schlagmittelpunktes beträgt 4.14 m. Daraus ergibt sich die maximal mögliche Schlaggeschwindigkeit

$$v_{0_{\max}} = \sqrt{2 \cdot g \cdot h_{\max}} = 9 \text{ m/s} = 32.4 \text{ km/h}$$

Ein in der Schlagmasse positionierter Sensor misst die Beschleunigung. Mit einem speziell für Material- und Kopfaufschlagsversuche entwickelten Programm („NEWAVES“, eine Weiterentwicklung der in [Dippel92] dokumentierten Software „WAVES“) werden die Beschleunigungsdaten erfasst und können analysiert werden.

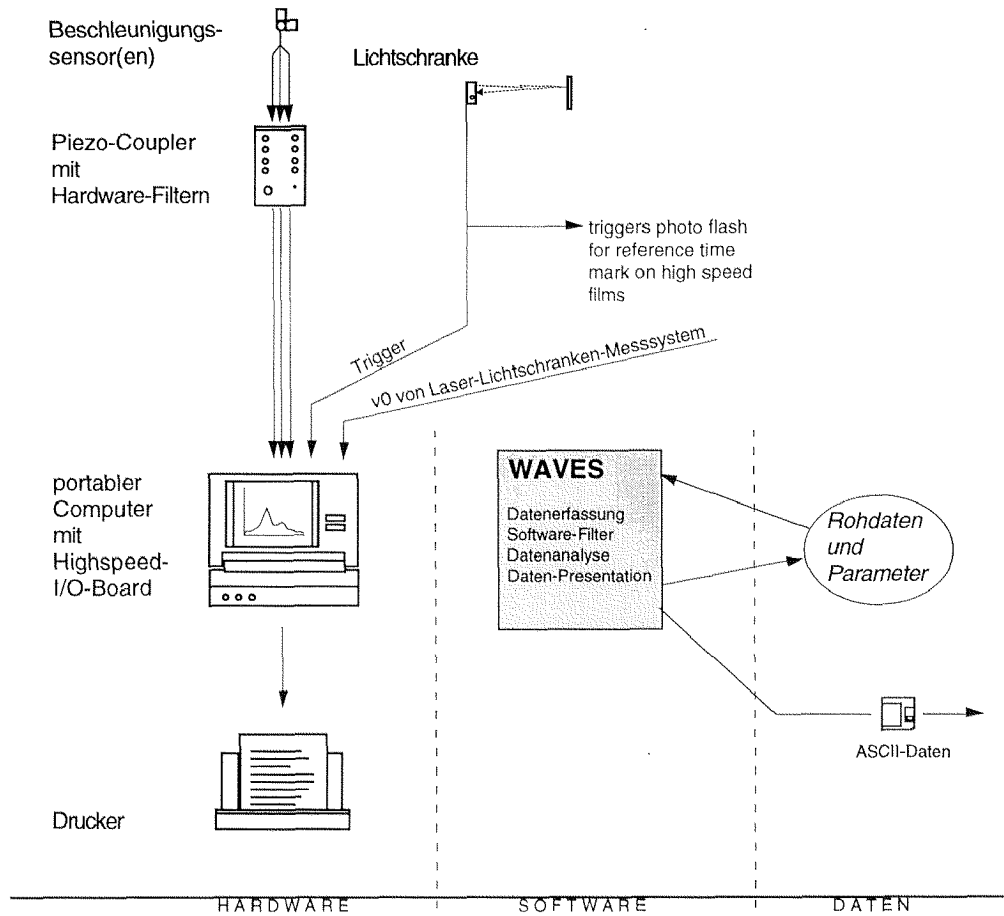


Fig.6.51: Messdatenerfassungssystem

Die wichtigste Information ist die Deformationskennlinie, die mittels einer zweifachen Integration der gemessenen Beschleunigungskurve errechnet wird. Anhand dieser Kurve kann auch das Verhältnis von elastischer Energie zu absorbierten Energie ermittelt werden. Bei Kopfaufschlagversuchen, die mit einem speziellen Kopfaufschlagpendel [Kaeser94] durchgeführt wurden, kann der HIC-Wert (s. Anhang A2) anhand der gemessenen Beschleunigungs-Zeit-Kurve berechnet werden.

Getestet wurden eine Reihe von Schaummaterialien in einem breiten Steifigkeitsspektrum (Fig.6.52).

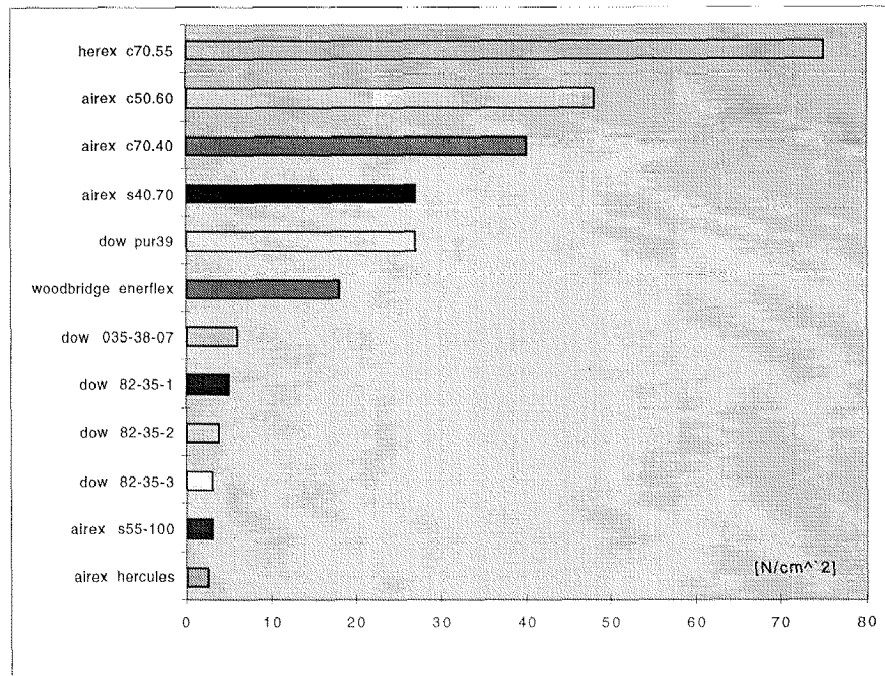


Fig.6.52: Schlagversuche: Deformationssteifigkeitsniveaus verschiedener Schäume, Deformation < 60%, typische Probendimension: 140 x 140 mm Grundfläche, 100 mm Dicke, Querkontraktion nicht behindert

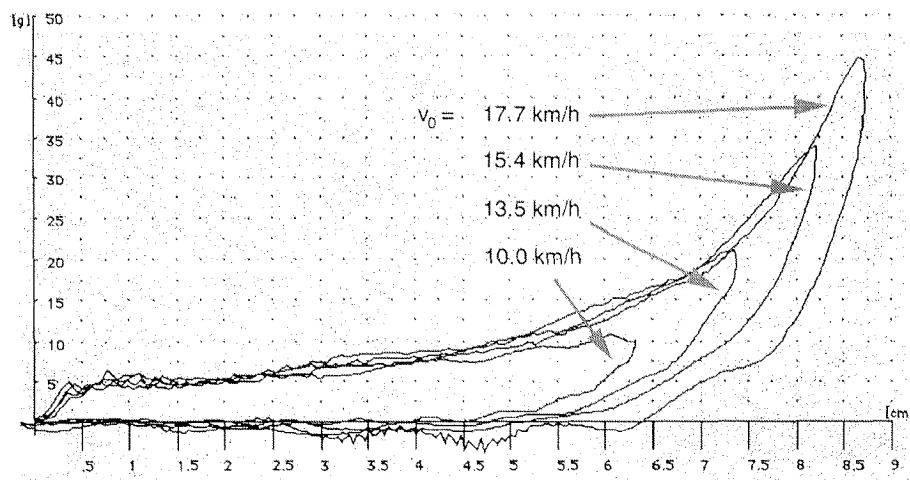


Fig.6.53: Schlagversuche: Deformationskennlinien (an der y-Achse ist die im Hammerschlagmittelpunkt gemessene Beschleunigung aufgetragen) eines Schaumes (DOW 82-35-2) bei verschiedenen Schlaggeschwindigkeiten: im flachen, für die Energieabsorption interessanten Bereich der Kurven hat der Schaum bei allen Schlaggeschwindigkeiten ungefähr die gleiche Steifigkeit. Die Probendicke betrug 99 mm

Allgemein lässt sich sagen, dass die Schlaggeschwindigkeit keinen grossen Einfluss auf das Deformationsverhalten der getesteten Schäume hatte (s. Fig.6.53). Dies steht in guter Übereinstimmung mit Versuchsergebnissen aus [Faruque97]. Dort wurden für (konstante) Deformationsgeschwindigkeiten von 2.24, 4.47 und 6.71 m/s fast deckungsgleiche Deformationscharakteristiken für Polyurethan-Schäume gemessen (unter quasistatischer Belastung war die Steifigkeit des Materials hingegen signifikant geringer). Dies erlaubt es, den Geschwindigkeitseinfluss in der Computersimulation zu vernachlässigen.

Die getesteten Materialien lassen sich im Prinzip in zwei Gruppen einteilen: in Weich- und in Hartschäume: In der Regel zeigten alle Materialien nach einem Schlagversuch keine oder nur sehr geringe bleibende Deformationen, allerdings behalten die weichen Materialien nach einem Schlag ihre Eigenschaften, während bei den meisten Hartschäumen durch Zerstörung der Zellstruktur eine teilweise sehr deutliche Festigkeitsabnahme und ein Anwachsen des elastischen Rebounds festzustellen ist.

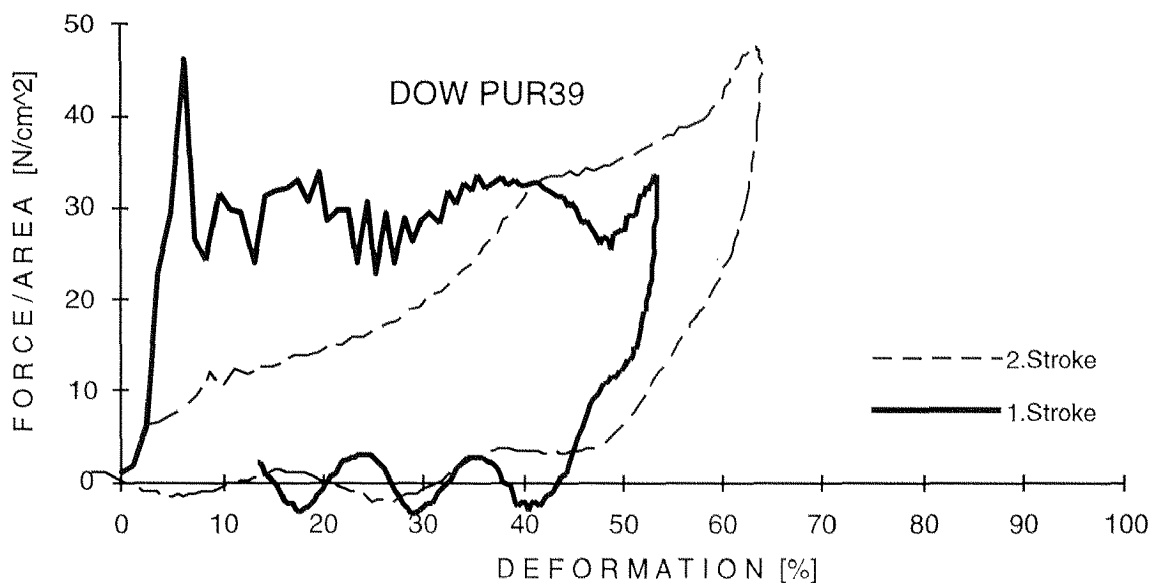


Fig.6.54: Kennlinie eines Polyurethane-Hartschaumes beim ersten und beim zweiten Schlagversuch (DOW PUR39, Probendicke 100 mm, Grundfläche 140x140 mm). Polyurethane-Schäume werden in der Automobilindustrie zu Energieabsorptionszwecken eingesetzt ([Ullrich97], [Lorraine97], [Rother99]) und zeichnen sich durch gute Haltbarkeit aus [Blair98]

Dies bedingt, dass solche Hartschäume bei der Verwendung in Energieabsorptionspolstern eigentlich nur so eingesetzt werden können, dass sie im alltäglichen Gebrauch vor Beschädigung geschützt sind. Ein gewisser Schutz kann durch eine Deckschicht aus Weichschaum erreicht werden, die auch gleichzeitig als Komfortpolster dienen kann.

Die Weichschäume haben typischerweise einen grösseren Anteil an elastischer Rückfederung als die Hartschäume, was sie für den Einsatz als Energieabsorptionspolster nicht favorisiert. Schlussendlich ist jedoch primär die gewünschte Steifigkeit ausschlaggebend für die Wahl des Materials. In der Steifigkeitsskala der getesteten Materialien ist eine gewisse Lücke im Bereich zwischen den Hart- und den Weichschäumen feststellbar (Fig.6.52). Es ist jedoch abzusehen, dass neue Materialien in Zukunft diese Lücke besser ausfüllen werden.

Prinzipiell bietet sich immer die Möglichkeit, Materialien zu verwenden, die für die entsprechende Aufgabe eigentlich zu steif wären, indem man die tragende Querschnittsfläche reduziert, zum Beispiel durch das Einbringen von in Deformationsrichtung ausgerichteten Hohlräumen (vgl. Fig.6.47).

6.10.3.2 Versuche mit Deformationselementen

Für die Deformationselemente ist eine möglichst rechteckige Kennlinie erwünscht mit steilem Anstieg auf das angestrebte Kraftniveau (s. Kapitel 6.10.2.2 Konstruktive Umsetzung). Nach Möglichkeit sollte auch das Verhältnis von Energieabsorptionsfähigkeit zu Gewicht günstig sein. Deshalb wurde zuerst ein Element in Betracht gezogen, das an seinen Enden nicht gelenkig sondern eingespannt gelagert ist. Die Beanspruchung wird durch den mit der Lehne gekoppelten Bolzen in der Mitte des Elementes aufgebracht. Plastische Biegung findet somit an drei Orten statt: in den Bereichen der Lagerungen und in der Gegend der Krafteinleitung durch den Bolzen.

Mittels einer Versuchseinrichtung, die in Verbindung mit einer Zug/Druckmaschine betrieben wurde, wurden aus Aluminiumstrangpressprofilen gefertigte Proben getestet. Dabei konnten keine Kennlinien mit konstantem Kraftniveau erreicht werden. Die Kräfte stiegen mit zunehmender Deformation zu sehr an. Dies ist auf die in den Lagerungen wirkenden Reibungskräfte zurückzuführen, die mit zunehmender Deformation und Umlenkung in den Lagerungen anwachsen. An den Proben liessen sich in den entsprechenden Bereichen starke Abriebsspuren feststellen. Deshalb wurde die Einspannung an den Enden aufgegeben und durch ein Auflager ersetzt. Während des Deformationsvorganges rollt das Profil über die mit einem Radius versehenen Auflagekante ab. Da aus geometrischen Gründen

gleichzeitig ein Gleiten auf der Kontaktfläche auftritt, entstehen auch hier Reibungskräfte. Sie sind allerdings vom Grad der Deformation weitgehend unabhängig, weil die Kontaktstelle im Wesentlichen punktuell bleibt und die geometrischen Verhältnisse sich nicht stark verändern.

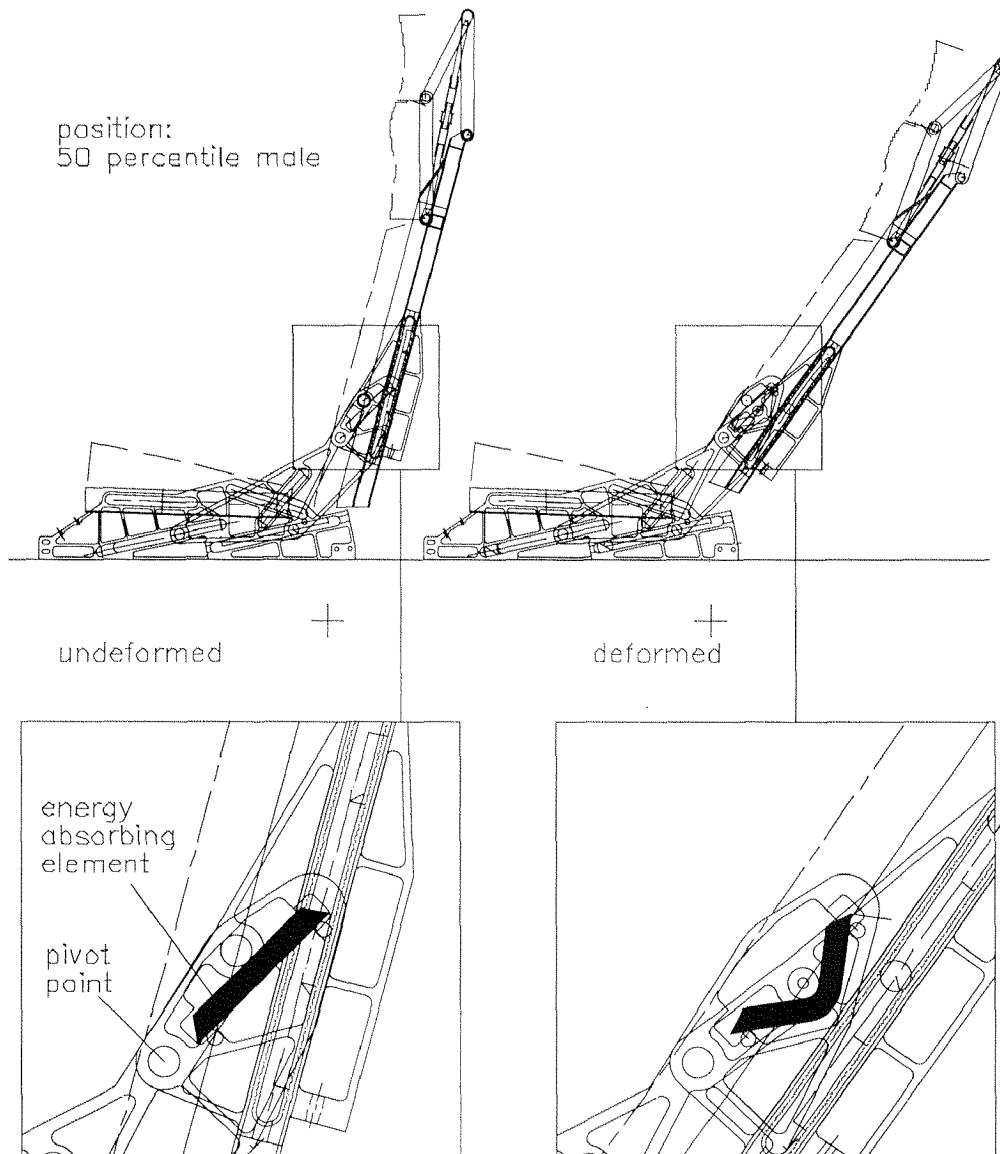


Fig.6.55: Funktionsweise des Deformationselements

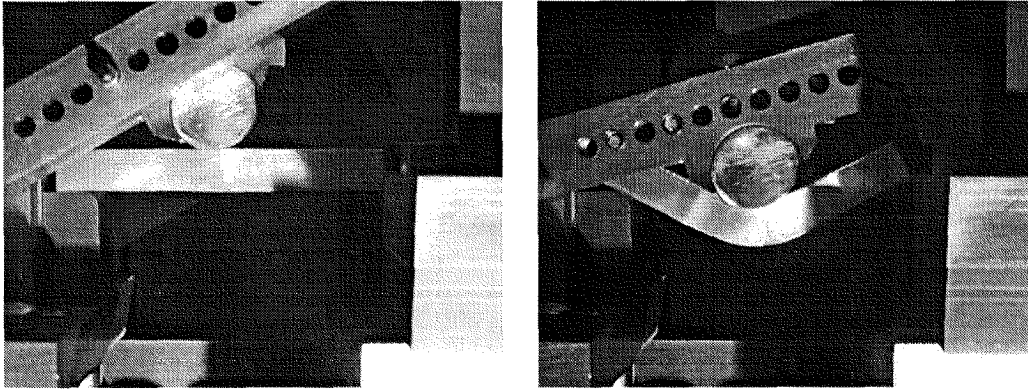


Fig.6.56: Testeinrichtung für Deformationselemente (mit Berücksichtigung der kreisförmig gekrümmten Bahn des Stempels)

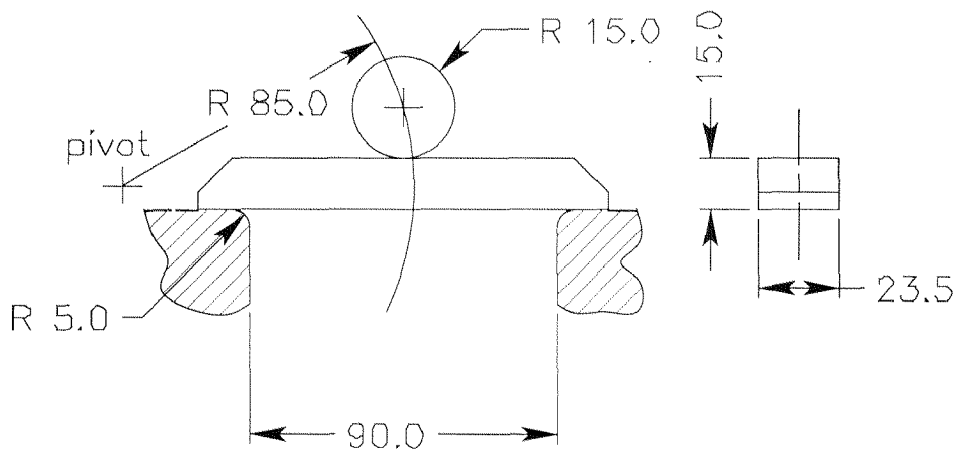


Fig.6.57: Geometrie der Energieabsorptionseinheit. Bei einem Wirkradius von 85 mm wird eine Deformationslast von 18 kN benötigt, um die für die Lehnrotation angestrebte Deformationscharakteristik zu erhalten (s. Kapitel 6.10.2.1)

Die entsprechenden Kennlinien (Fig.6.60) zeigten eine wesentlich günstigere Form (annähernd konstantes Lastniveau) als bei der eingespannten Version (Fig.6.59). Es werden allerdings stärkere Deformationselemente benötigt, um das angestrebte Lastniveau von 18 kN zu erreichen, das durch die Positionierung des Deformationselementes relativ zum Lehnendrehpunkt bestimmt wird. Die grössere Dicke der Proben bedeutet höhere plastische Dehnungen in den Randschichten des Materials. Viele Proben rissen auf der Zugseite ein, bevor der benötigte Deformationsweg von rund 30 mm erreicht war. Die Streuung der Bruchdeformation war ausgesprochen gross, obwohl alle Elemente von derselben Materiallieferung

stammten. Es kam die Vermutung auf, dass diese Effekte durch unregelmässige, spröde Oberflächenschichten verursacht wurde, jedoch konnte durch Abfräsen der Oberfläche keine Besserung erreicht werden. Es wurden Versuche unternommen, die maximal auftretende Dehnung bei gleicher Verformung zu reduzieren, indem als Stempel anstatt eines runden Bolzenquerschnittes eine abgeflachte Form verwendet wurde (Fig.6.58). Damit wurde bewirkt, dass der Hauptanteil der Dehnung statt konzentriert an einer Stelle in der Mitte der Probe aufzutreten, sich auf zwei Bereiche links und rechts des Stempels verteilte. Dennoch versagte ein Anteil der Proben vorzeitig, so dass auch diese Versuche nicht den gewünschten Erfolg brachten.

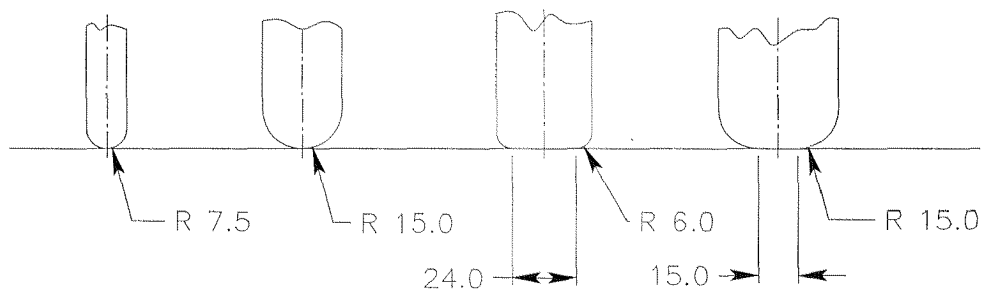


Fig.6.58: verschiedene Stempelformen

Schliesslich zeigte sich, dass das Verhalten der einzelnen Proben primär nur davon abhängig war, aus welchem Strang sie herausgeschnitten worden waren. Aus einem Strang, der die erforderliche plastische Deformierbarkeit aufwies, wurden Proben von den Enden und aus der Mitte getestet. Alle liessen sich genügend verformen ohne einzureissen. Dieser Strang wurde verwendet, um alle Elemente herzustellen, die für die Schlittentests benötigt wurden. Diese festgestellte Streuung im plastischen Verhalten dieses Materials schliesst eine Tauglichkeit solcher Elemente für einen Einsatz in Serienprodukten nahezu aus (dazu wäre Material notwendig, das speziellen Qualitätsanforderungen entspricht und anwendungsspezifisch hergestellt wurde). Dies ist jedoch nicht von Belang, weil für Seriensitze ohnehin andere Energieabsorptionsmechanismen geeigneter erscheinen.

Das vorgegebene Kraftniveau konnte erreicht werden. Eine Feineinstellung der Kraft ist über die Variation der Breite des Deformationselementes problemlos möglich, wobei die maximale Breite durch die Baudicke des Verbindungsteils beschränkt ist.

Allerdings war der Anstieg der Deformationscharakteristik nicht so steil wie erwünscht. Durch die Integration von zwischen Führungs- und Verbindungsteil

auf Scherung beanspruchter Stifte konnte die Gesamtdeformationscharakteristik verbessert werden. Die als Schafschrauben (M4, Festigkeitsklasse 8.8) ausgeführten Stifte wirken nur in der ersten Phase und sorgen somit für eine Erhöhung der Kraft am Anfang der Charakteristik, wo im Biegemoment die Deformationskraft noch im elastischen Bereich wächst (Fig.6.61). In der Testeinrichtung wurde eine Reihe von Bohrungen mit unterschiedlichem Abstand von der Rotationsachse zur Aufnahme solcher Schrauben angebracht, die in dieser Weise gemeinsam mit dem Biegedeformationselement getestet werden konnten. Beim Versuchssitz wurden die Schrauben in einem Abstand von 40 mm von der Lehnrotationsachse positioniert.

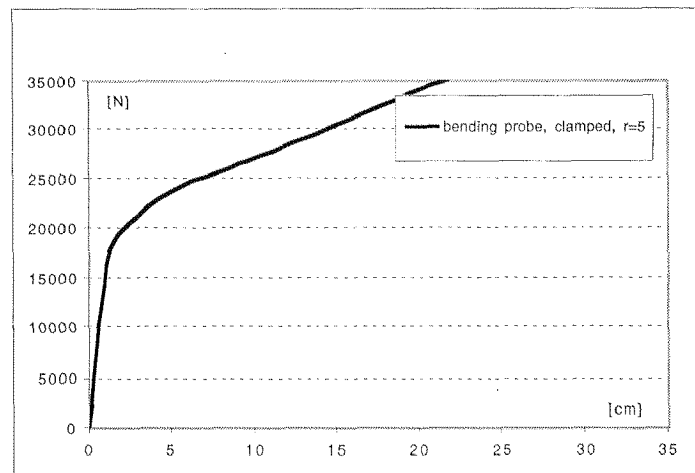


Fig.6.59: Deformationskennlinie für eingespanntes Element, Profilbreite 25 mm, Profildicke 12 mm

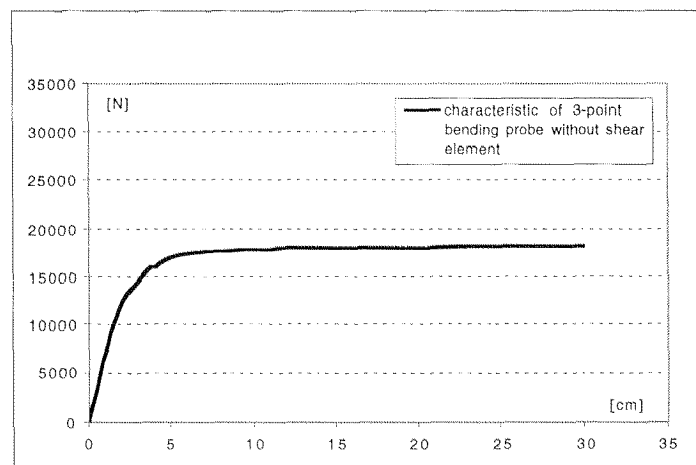


Fig.6.60: Deformationskennlinien für gelenkig gelagertes Element ohne Scherschraube, Profilbreite 23.5 mm, Profildicke 15 mm

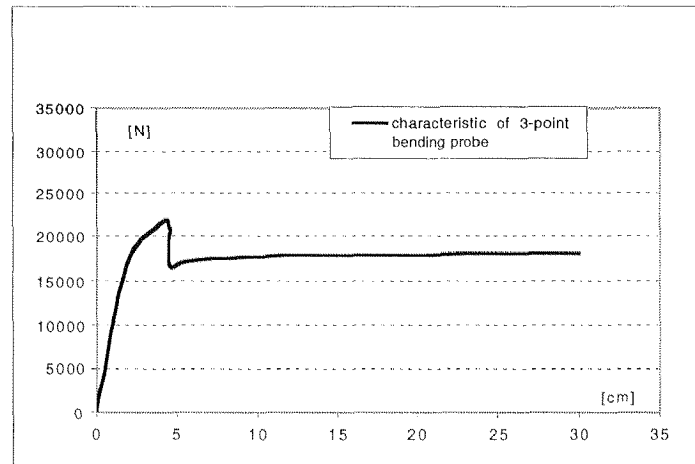


Fig.6.61: Deformationskennlinien für gelenkig gelagertes Element mit Scherschraube, Profilbreite 23.5 mm, Profildicke 15 mm

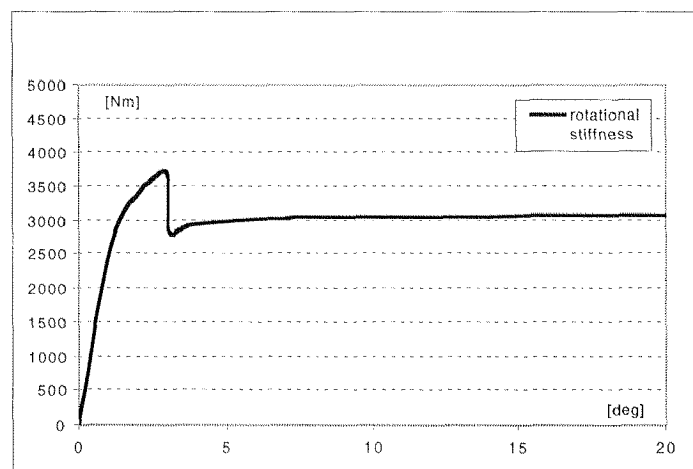


Fig.6.62: Rotationssteifigkeit der Lehne

Die Lehne des Cratch-Sitz weist eine deutlich höhere Rotationssteifigkeit (circa viermal höher, vgl. [Saczalski93]) und schnelleren Kraftanstieg auf als konventionelle Sitze, die häufig kollabieren, ohne die gesamte kinetische Energie des Insassen aufgenommen zu haben. Eine erhöhte Steifigkeit kann allerdings zu einem vergrößerten Verletzungsrisiko bei seitlichen Out-Of-Position-Situationen des Kopfes führen [Blaisdell93].

6.10.3.3 statischer Vorversuch

Die Lehne mit den Deformationselementen wurde einem statischen Belastungstest unterzogen. Der Sitz war dabei im Cratch-Fahrzeug eingebaut. Durch das hintere Fenster wurde über einen Seilzug eine Kraft aufgebracht, die das erwartete

te Moment von ca. 3000 Nm im Drehgelenk erzeugte. Während sich Lehne, Deformationselement und dessen Lagerung problemlos verhielten, traten bei Verbindungs- und Führungsteil bleibende Deformationen auf. Dies war zum Teil auf nachträgliche konstruktive Änderungen sowie auf Lagerkräfte, die bei diesem Test im Bereich des Führungsteil teilweise grösser als unter realistischen Bedingungen (flächige Lastverteilung auf der Lehne statt Einzellast) waren, zurückzuführen. Für die Schlittenversuche wurden am Verbindungsteil Verstärkungen vorgesehen und die Führungsteile wurden durch tragfähigere Komponenten ersetzt (mit reduziertem Verstellbereich, was für die Versuche nicht von Bedeutung ist).



Fig.6.63: statischer Vorversuch

6.10.3.4 RID-Hals-Tests

Die Kinematik konventioneller Dummy-Hälse (zum Beispiel Hybrid III) weicht unter Last stark vom Verhalten der wesentlich komplexer aufgebauten menschlichen Hälse ab. Der Standardhals des Hybrid III-Dummies ist deshalb für Heckaufprallversuche ungeeignet, bei denen der Bewegungsablauf im Vordergrund steht. Speziell für Heckaufpralltests gedacht ist hingegen der in Schweden entwickelte RID (Rear Impact Dummy)-Hals [Svensson92]. Er besteht aus gelenkig miteinander verbundenen „Wirbeln“. Der Widerstand der Gelenke wird durch integrierte Schaumteile bestimmt. Am Institut für Mechanik der Universität Graz wurden Versuche durchgeführt, bei denen das Verhalten von Hybrid-III-Dummies, die entweder mit dem Standardhals oder dem RID-Neck ausgerüstet waren, mit demjenigen von Freiwilligen und PMTOs verglichen wurde. Die Tests wurden bei rela-

tiv geringen Durchschnittsgeschleunigungen von 3 und 6 g sowie mit Aufprallgeschwindigkeiten von 9 und 11 km/h durchgeführt [Geigl94]. Obwohl deutliche Unterschiede zwischen der Kinematik des RID-Halses und der eines menschlichen Halses auftraten, ergaben die Versuche, dass der RID-Hals wesentlich geeigneter zur Durchführung von Heckaufprallversuchen ist. Im Gegensatz zum Standard-Hybrid-III-Hals konnten beim RID-Neck ähnliche S-förmige Deformationen beobachtet werden wie bei Menschen. Beim RID-Neck trat allerdings mehr Kopfrotation auf als in der Realität.

Für die Schlittenversuche mit den Versuchssitzen wurde der TRID-Hals eingesetzt, eine kommerziell erhältliche Weiterentwicklung des RID-Halses.

6.10.3.5 Schlittenversuche

Auf der Schlittenanlage des TÜV Bayern wurde eine Serie von sechs Heckaufprallversuchen durchgeführt [Dippel97]. Ziel der Schlittenversuche war, die Ergebnisse der Computersimulation (Viermassenmodell) zu verifizieren und zu prüfen, ob mit den oben beschriebenen Massnahmen die Kinematik des Nackenbereiches des Insassen derart beeinflusst werden kann, dass sich das Verletzungsrisiko gegenüber herkömmlichen Sitzen signifikant reduziert. Da das Hauptinteresse am Bewegungsablauf des Halses lag, wurden die Versuche mit je zwei 16 mm-Hochgeschwindigkeitskameras (500 Bilder pro Sekunde) und einer Videokamera (1000 Bilder pro Sekunde) gefilmt. Da der TRID-Hals nur in einer 50-perzentilen Version verfügbar ist, kam bei allen Versuchen lediglich ein 50-perzentiler Dummy zum Einsatz, obwohl der Sitz mit dem Ziel konstruiert wurde, einem Personenspektrum von 5-perzentiler Frau bis zu 95-perzentilem Mann ein hohes Mass an Sicherheit zu bieten. Verwendet wurde ein Hybrid III-Dummy, bei dem die Beschleunigungsverläufe in Kopf, Thorax und Becken gemessen wurden, um diese Daten mit den Resultaten der Computersimulation zu vergleichen. Gemessen wurden ausserdem Kräfte und Momente im Hals. Der BioRID-Dummy ([Davidsson98], [Davidsson99]), der eine realistischere Simulation der Insassen-Sitzlehnen-Interaktion ermöglicht als der mit einem sehr steifen Torso ausgerüstete Hybrid III, stand zum Zeitpunkt der Versuche noch nicht zur Verfügung.

Vor den Tests wurde der H-Punkt des Sitzes mittels einer Messpuppe bestimmt. Ausserdem wurden einige Targetpunkte der Sitzstruktur vermessen (Fig.6.64): ein Referenzpunkt (Ref) auf dem Basisteil, das vordere Lager des Verbindungsteils (Vor), der Lehnenrotationspunkt (Rot) sowie ein Punkt am oberen Ende des Lehnenseitenprofils (Leh). Die Position dieser Punkte wurde ausser-

dem nach jedem Versuch bestimmt, um eine Aussage über die Strukturverformung machen zu können.

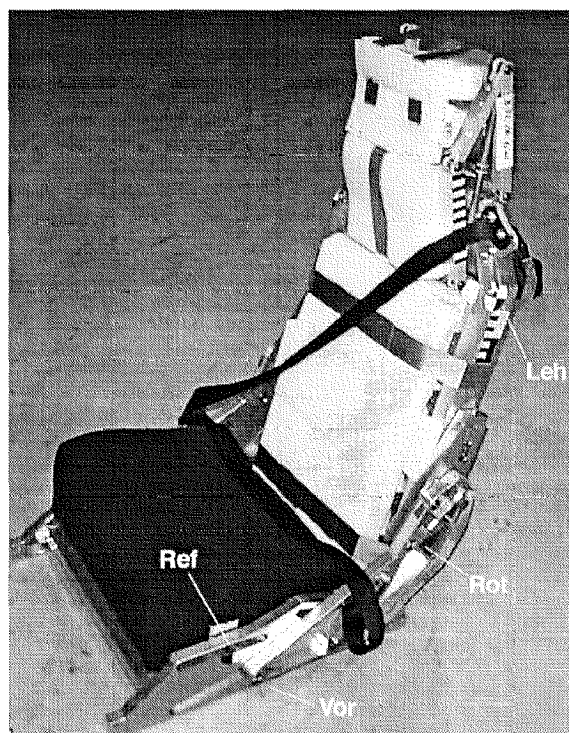


Fig.6.64: Messpunkte am Testsitz

Nachdem der Dummy in Position gebracht wurde, wurden der Abstand der Kopfstütze zum Kopf manuell auf 35 mm eingestellt und der Kopfschwerpunkt vermessen. Ausserdem wurden Lehnwinkel (α) und Hüftwinkel gemessen. Der Lehnwinkel wurde jeweils auch nach den Versuchen bestimmt.

Während die weichen Schaumkomponenten teilweise für mehrere Versuche verwendet wurden, wurden die Hartschaumteile für jeden Versuch erneuert, ebenso die Scherstifte und Deformationselemente.

6.10.3.5.1 Versuch 1:

Die Schlittenaufprallgeschwindigkeit betrug 11.1 km/h. Die Schlittenbremse (sheet metal brakes, auf Biegung beanspruchte Blechstreifen) verursachte bei diesem Versuch relativ viel elastischen Rebound, so dass Δv mit 15.2 km/h (errechnet anhand der Schlittenbeschleunigungsdaten) höher als erwartet ausfiel (vgl. Fig.6.75). Während der Phase des „nach hinten in den Sitz geschoben werden“ bewegen sich Torso, Hals und Kopf des Dummies weitgehend als Einheit, ohne dass eine S-förmige Verformung der Halswirbelsäule sichtbar wird (Fig.6.65). Der Torso des Dummies dringt in das Schaumpolster ein und wird erst wesentlich

verzögert, nachdem ein Kopfkontakt aufgetreten ist (bei 35 ms). Auch die Reboundbewegung geschieht synchron. Dies bedeutet, dass, obwohl relativ starke elastische Rückfederung auftritt, sich daraus keine negativen Auswirkungen auf die Kopf-Thorax-Kinematik ergeben (entgegen dem Fall, bei dem die Reboundbewegung beim Thorax zu einem Zeitpunkt einsetzt, bei welchem der Kopf sich noch in einer Rückwärtsbewegung relativ zum Fahrzeug befindet [Svensson96]). Der Hals kommt in keiner Phase in Kontakt mit dem Nackenpolster. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der TRID-Hals in der Seitenkontur stark vom menschlichen Hals abweicht. Da der Hals nur einen geringen Anteil vom Körpergewicht ausmacht, dürfte die fehlende Abstützung dieses Bereichs aber nur einen geringen Einfluss auf das Gesamtverhalten ausmachen.

Es lässt sich eine deutliche elastische Deformation der Kopfstütze beobachten (die zum Teil den hohen elastischen Rebound des Kopfes erklärt), wobei sich die Ursache im unteren Lagerpunkt (Querträger zwischen den Seitenprofilen) befindet, wo die Relativverschiebung gegenüber der Lehnenstruktur sichtbar ist.

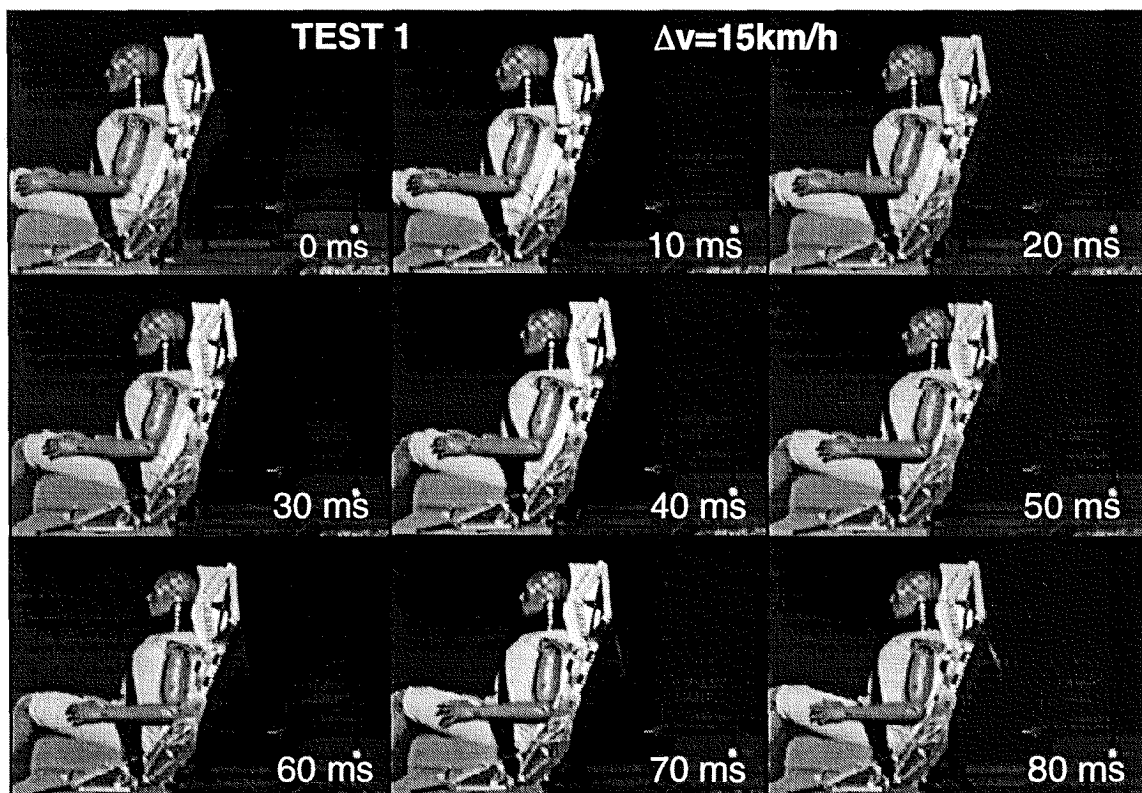


Fig.6.65: Versuch 1, $\Delta v=15.2$ km/h, Bilder von Hochgeschwindigkeitskamera

Beim Vergleich der Computersimulations- und Messkurven (s. Fig.6.66) fällt der Doppelpeak beim Beschleunigungsverlauf auf (in der Simulation gibt es nur einen Peak). Der zweite Peak tritt zum Zeitpunkt des Einsetzens der Rückfederung (ca.

60 ms) auf. Sowohl beim Thorax als auch beim Becken kann ein gegenüber den Simulationskurven verzögerter Aufbau der Kräfte beobachtet werden. Dies lässt sich damit erklären, dass in der Simulation die gekrümmte Oberfläche dieser Körperbereiche nicht berücksichtigt wurde, sondern von einer von der Eindringtiefe in das Polstermaterial unabhängigen Kontaktfläche ausgegangen wurde (im Gegensatz zu Kopf (Kugel) und Hals (Zylinder), s. Anhang A1 Simulationsergebnisse).

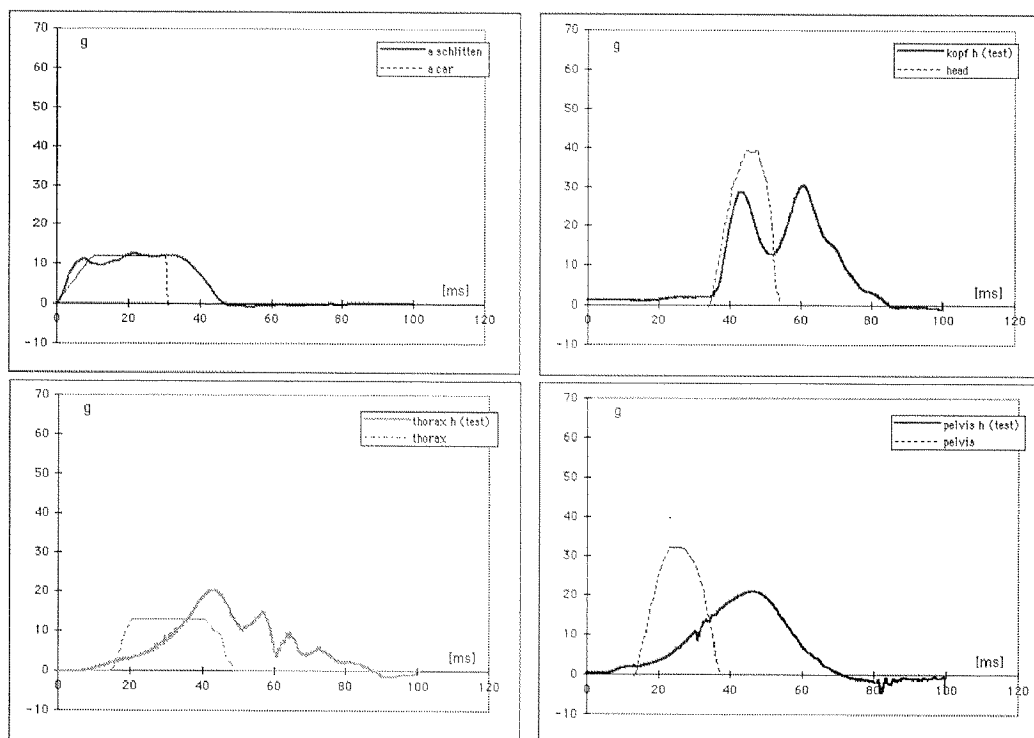


Fig.6.66: Versuch1, Vergleich Messkurven (durchgezogene Linien) mit Simulationsergebnissen (gestrichelt)

Deformationselemente und Scherstifte wurden nicht verformt, das heisst, dass praktisch die gesamte kinetische Energie durch die Schaumpolster und elastische Verformung der Struktur aufgenommen wurde. Die Vermessung des Lehnen-Targetpunktes ergab Abweichungen gegenüber der vor dem Versuch gemessenen Position von 4 (rechts) und 5 mm (links).

6.10.3.5.2 Versuch 2

Der zweite Versuch wurde mit einer Schlittengeschwindigkeit von 22.2 km/h gefahren (Fig.6.67). Die Bremsen zeigten verglichen mit dem ersten Versuch einen geringeren elastischen Rückfederungseffekt, es ergab sich ein Δv von 26.3 km

(3 % elastische Energie). Während der Dummy in der ersten Phase ähnliches Verhalten wie bei Versuch 1 zeigte, wird zu einem späteren Zeitpunkt (von ca. 60 bis 75 ms) eine geringe S-förmige Verformung des Halses sichtbar (innerhalb dieses Zeitraums treten auch die grössten Halsmomente auf), die in diesem Ausmass aber kein Risiko darstellen sollten. Die S-förmige Verformung tritt zum Zeitpunkt des zweiten Peaks in der Verzögerungskurve des Kopfes auf, nachdem dieser bedingt durch die Rückverlagerung der Lehne bei ca. 45 ms zwischenzeitlich praktisch den Kontakt zur Kopfstütze verloren hatte. Dieser Effekt tritt auch bei der Simulation auf, die gute Übereinstimmung zeigte (Fig.6.68). Liesse sich der zweite Peak zeitlich vorverlagern oder mit dem ersten verschmelzen, würde sich dies günstig auf die Rückverlagerung des Kopfes gegenüber des Thorax auswirken. Der zweite Peak fällt mit dem Zurückfedern der Lehne zusammen und wird dadurch verstärkt. Es tritt zwar geringerer elastischer Rebound des Kopfes als bei Versuch 1 auf, aber die elastische Energie beträgt immerhin noch 42 % der Aufschlagsenergie. Auch hier wirkt sich dies aber nicht negativ auf den Bewegungsablauf aus.

Beim Thorax stimmen Mess- und Simulationskurven relativ gut überein, beim Becken tritt bei der Messkurve wieder eine zeitliche Verzögerung auf.

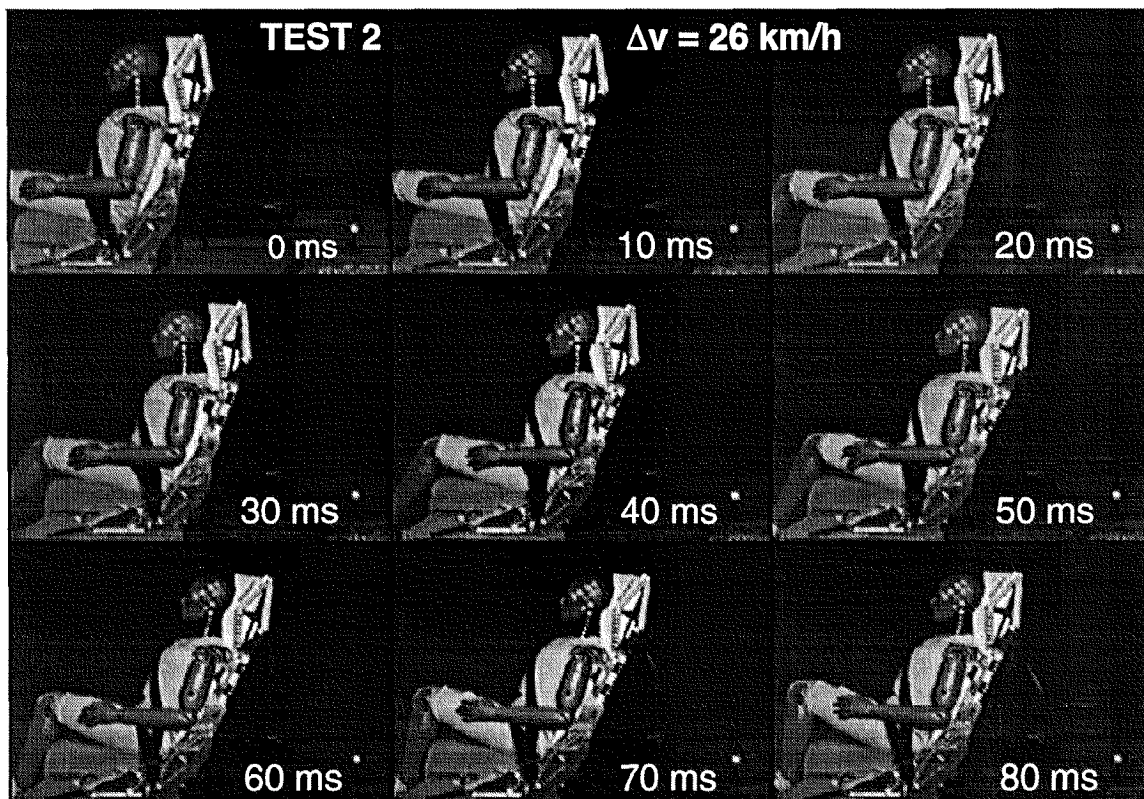


Fig.6.67: Versuch 2, $\Delta v=26.3$ km/h, Bilder von Hochgeschwindigkeitskamera

In einer relativ frühen Phase des Aufpralls (ca. 40 ms) lässt sich eine geringe Deformation des Sitzbasisteils (im Bereich unterhalb des Punktes „Vor“, s. Fig.6.64) beobachten. Diese wurde während der Versuchsdurchführung nicht bemerkt, führt aber dazu, dass der als fix vorausgesetzte Referenzpunkt „Ref“ sich verschob, was die Aussagekraft der Vermessung der Sitzstruktur nach dem Versuch beeinträchtigt. Für die Verschiebung des Lehnenpunktes wurden 34 und 31 mm gemessen. Die Deformationselemente zeigten wie erwartet bleibende Durchbiegung, einer der Stifte war wie geplant abgeschert, während der andere eine S-förmige Verformung aufwies. Dies ist darauf zurückzuführen, dass es einen zu grossen Spalt zwischen Verbindungs- und Führungsteil gab. Für die folgenden Versuche wurden die betreffenden Teile durch Anziehen der Scherschraube etwas mehr aufeinandergepresst, so dass dieses Problem nicht mehr auftrat.

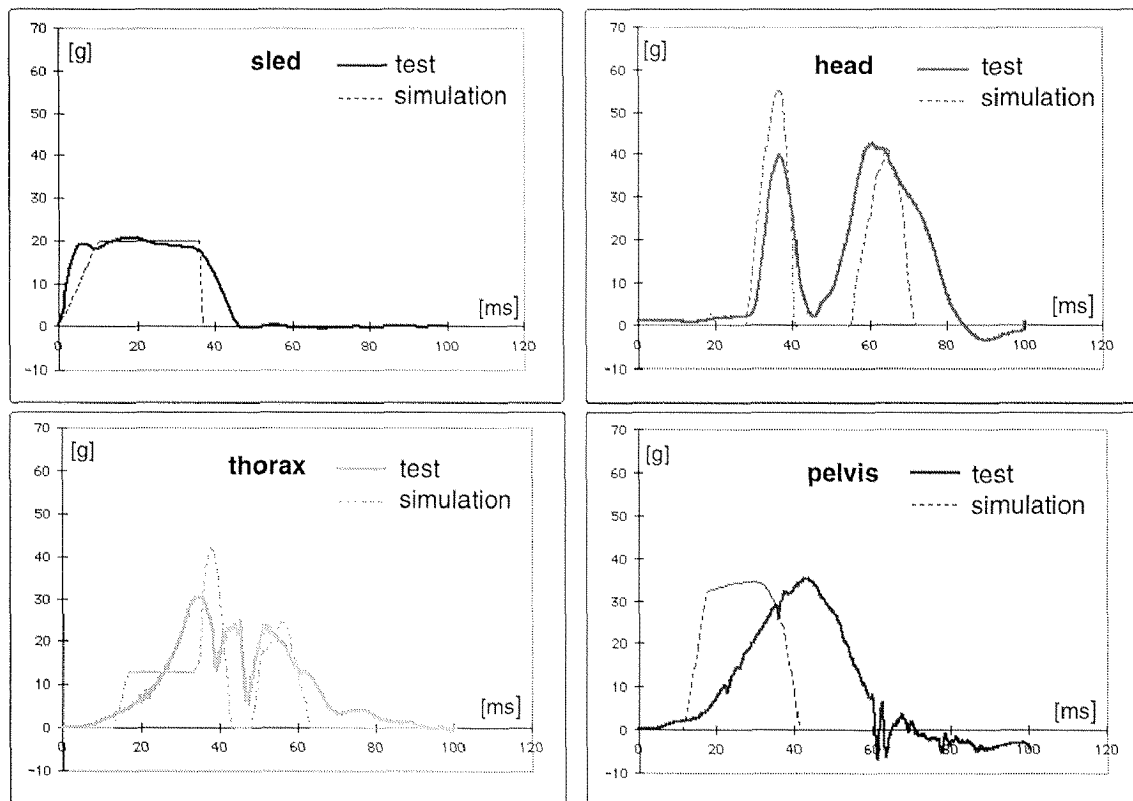


Fig.6.68: Versuch 2: Vergleich Messkurven und Simulation

6.10.3.5.3 Versuch 3

Der dritte Versuch wurde mit einer Schlittengeschwindigkeit von 33.3 km/h gefahren. Δv betrug 38.6 km/h. Das Verhalten des Halsbereichs des Dummys ist ähnlich wie bei Versuch 2, eher jedoch etwas günstiger, da noch weniger S-förmige Verformung im TRID-Hals auftritt.

Der Rückprall von Kopf und Thorax von der Lehne setzt hier wie gewünscht ebenfalls wieder gemeinsam ein (bei ca. 80 ms). Der Rebound des Beckens beginnt allerdings schon viel früher (bei ca. 45 ms). Da Becken und Thorax beim Dummy steif miteinander verbunden sind (viel mehr, als dies bei einem Menschen der Fall ist), führt dies zu einer verstärkten Rückwärtsrotationsbewegung des Torsos, die wiederum eine Flexion der Halswirbelsäule verursacht (ab 72 ms gut sichtbar). Diese Flexion ist aber unkritisch, besonders in dieser relativ geringen Ausprägung.

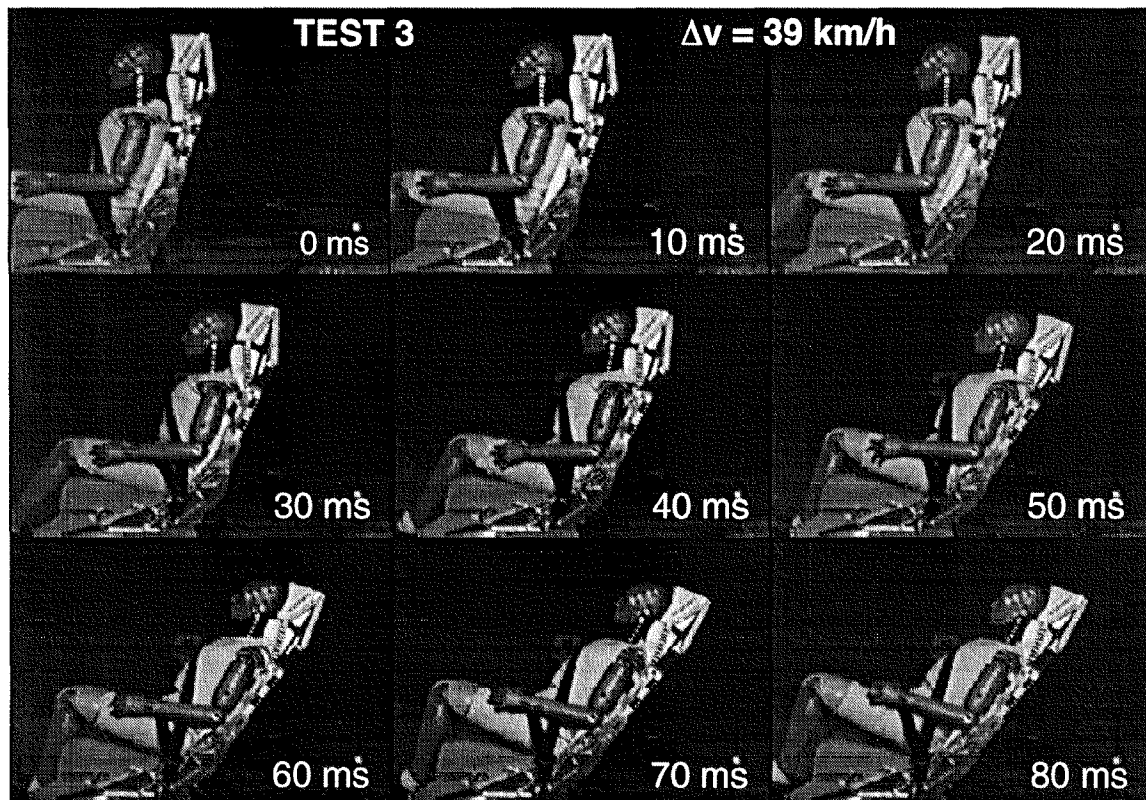


Fig.6.69: Versuch 3, $\Delta v=38.6$ km/h, Bilder von Hochgeschwindigkeitskamera

Der Kopfaufprall erfolgt im Versuch ca. 6 ms später, als von der Simulation vorausgesagt (s. Fig.6.70 und entsprechende Kurven im Anhang A1 Simulationsergebnisse). In beiden Kurven lassen sich gut drei Peaks erkennen. Bei den Thoraxkurven ist die Ähnlichkeit etwas geringer, der zweite Peak in der Messkurve tritt in der Simulation nicht auf. Beim Becken beginnt die Messkurve wie bei den vorherigen Versuchen gegenüber der Simulation zeitversetzt und erreicht ein höheres Beschleunigungsniveau (52 g), das aber noch nicht im kritischen Bereich liegt (vgl. Fig.2.6).

Im Film macht die Lehne im Bereich zwischen 100 und 160 ms den Anschein, als würde sie stark zurückfedern und viel elastische Energie an den Dummy zurückgeben. Dies täuscht jedoch. Nach dem Abscheren der Stifte und der Verformung der Deformationselemente ist die Lehne in einem gewissen Bereich rotatorisch nicht mehr fixiert und somit frei bewegbar. Wie die Messkurven zeigen, werden ab 100 ms keine Kräfte mehr auf Kopf und Thorax übertragen, beim Becken ist dies in Vorwärtsrichtung bereits schon ab ca. 55 ms der Fall.

Der elastische Rebound des Kopfes ist wesentlich geringer als bei Versuch 2 (15% elastische Energie). Dies hängt zu einem grossen Teil damit zusammenhängen, dass bei diesem Versuch das Rückfedern der Lehne weniger in Zeitbereichen stattfindet, in denen es Kopf-Kopfstützenkontakt gibt.

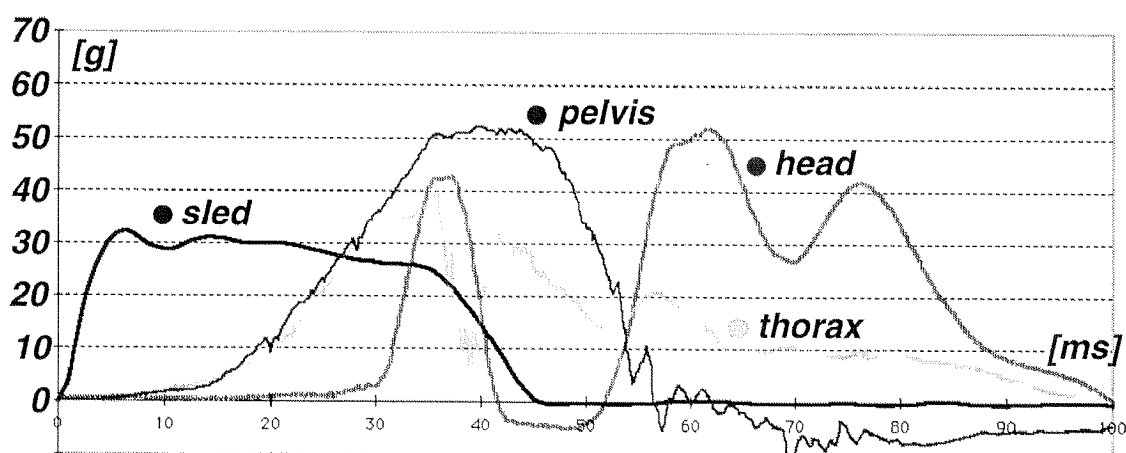


Fig.6.70: Versuch 3: Messkurven

Die Lehne kollabierte nicht, aber der (dynamische) Rückverlagerungswinkel war mit 26° grösser, als anhand der Berechnungen erwartet (22°). Dennoch wurde das Energieabsorptionspotential der Deformationselemente nicht voll ausgeschöpft, so dass noch gewisse Reserven (für grössere Insassen) verfügbar sind. Ein Teil der plastischen Verformung fand allerdings nicht im Deformationselement, sondern im Sitzbasisteil statt (wie bei Versuch 2, aber in wesentlich stärkerem Ausmass). Die Verformung geschieht im Zeitbereich von 35-42 ms, das Ausbeulen des Blechfeldes vor der Zahnriemenrolle für die Synchronisation der Sitzlängseinstellung ist im Film deutlich sichtbar. Dieser Bereich stellt einen strukturellen Schwachpunkt des Basisteils dar, der sich aus funktionellen Gründen ohne Änderungen an der Gesamtgeometrie allerdings nicht eliminieren lässt. Die Beschädigung des Basisteils wirkte sich zwar nicht negativ auf den eigentlichen Testverlauf

aus, erforderte aber, dass für die restlichen Versuche das zweite Exemplar des Sitzes eingesetzt werden musste.

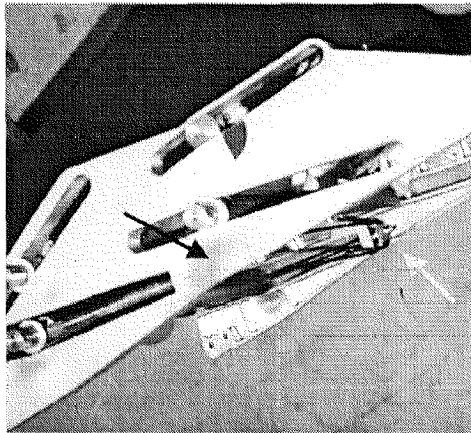


Fig.6.71: deformiertes Basisteil nach Versuch 3

Bleibende Deformationen konnten auch im Bereich des Querträgers festgestellt werden, der als Abstützung für die unteren Lagerpunkte der Kopfstütze dient. Wegen der exzentrischen Positionierung der Lager wurde das C-Profil etwas tordiert. Ausserdem waren die Schweissnähte zu den Lehnenseitenprofilen eingegrissen. Die Seitenprofile wiesen je eine kleine Beule auf, an der Stelle wo sie vom Ellenbogen des Dummies getroffen wurden (bei 39 ms). Für die folgenden Versuche wurden deswegen kleine Schutzpolster in diesem Bereich montiert. Weitere Beschädigungen der Lehne konnten nicht festgestellt werden, auch im Bereich der Verbindungsbolzen zur Höhenverstellung traten keine Probleme auf.

6.10.3.5.4 Versuch 4

Versuch 4 entspricht weitgehend Versuch 1 (Aufprallgeschwindigkeit=11.1 km/h). Allerdings wurde das Beschleunigungsniveau halbiert, um die Verhältnisse in einem Fahrzeug zu simulieren, auf das nicht eine doppelt so schwere, sondern ein gleich schweres Fahrzeug von hinten auffährt (mit 22.2 km/h). Das geringere Beschleunigungsniveau (ca. 6 g) ermöglicht einen besseren Vergleich mit anderen Heckaufprallversuchen, die in der Regel nicht die Verhältnisse in Leichtfahrzeugen, sondern diejenigen in konventionellen Fahrzeugen simulieren. Wie bei Versuch 1 traten keine sichtbaren S-förmigen Deformationen im TRID-Hals auf, so dass auch hier davon ausgegangen werden kann, dass kein Risiko bezüglich Halsverletzungen besteht. Scherschrauben und Deformationselemente blieben unversehrt.

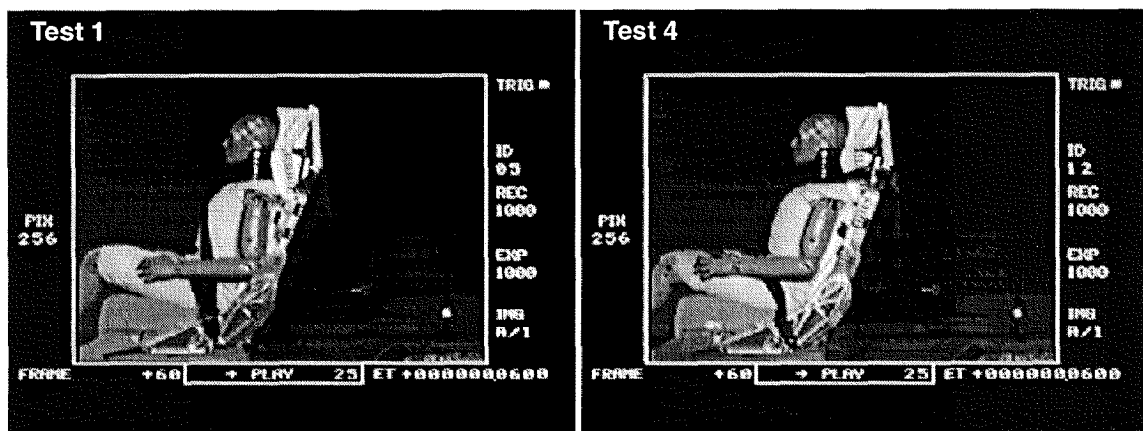


Fig.6.72: Vergleich Test 1 mit Test 4 (bei $t = 60 \text{ ms}$)

6.10.3.5.5 Versuch 5

Versuch 5 entspricht Versuch 2 (Aufprallgeschwindigkeit = 22.2 km/h), mit dem Unterschied, dass ein geringfügig nachgiebigeres Thoraxpolster und ein wesentlich nachgiebigeres Kopfstützenpolster verwendet wurde. Damit sollte das mehrfache Aufprallen des Kopfes auf die Kopfstütze unterdrückt werden (Verformung des Halses wurde jeweils erst nach dem ersten Aufprall sichtbar). Um die Deformationssteifigkeit der Kopfstütze zu reduzieren, wurde ihr hinterer, dem Kopf abgewandter Bereich durch vier Quader (Querschnitt 60x60 mm, Tiefe 77 mm) aus nachgiebigen Schaum (DOW-083-35-3) ersetzt. Die Freiräumen zwischen den Quadern dienten zur Reduktion der tragenden Querschnittsfläche. Der vordere Bereich wurde jedoch als harte Deckplatte (Enerflex) beibehalten, um den Kraftaufbau nicht zu verzögern. Diese Massnahmen bewirkten zwar einen zeitlich kontinuierlicheren Kontakt zwischen Kopf und Abstützungen, führten aber auch zu mehr Rückverlagerung des Kopfes. Diese resultiert aber nur in einer unwesentlich stärkeren S-förmige Verformung des Halses, weil gleichzeitig auch mehr Rotation des Kopfes und ein grösserer Extensions-Anteil auftrat. Trotz des tiefen Eindringens des Kopfes in das Polster kam es zu keinem wesentlichen Kontakt zwischen Hals und Nackenpolster. Dies ist in Bezug auf einen menschlichen Insassen sicher nicht realistisch und könnte bei diesem Versuch einen Einfluss auf das Ausmass der Rotation des Kopfes haben. Wegen der stärkeren S-förmigen Verformung des Halses ist die nachgiebigere Kopfstütze als etwas ungünstiger als die steife zu bewerten. Dies wird auch durch die Messergebnisse belegt (s. Fig.6.78).



Fig.6.73: Einfluss von weicherem Polster auf Nackenkinematik, Vergleich der Versuche 5 und 2

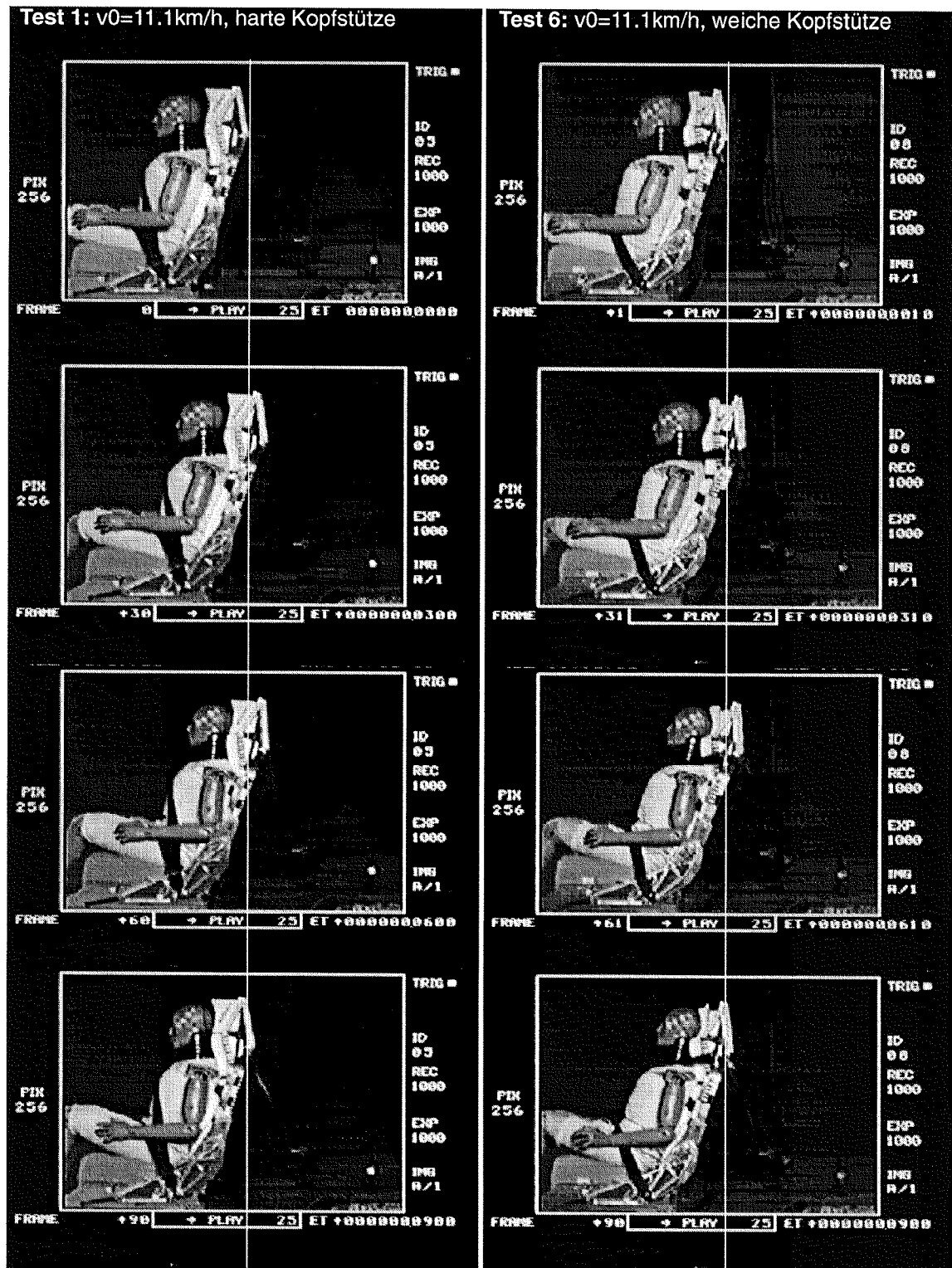


Fig.6.74: Ungünstiger Einfluss von weicherem Polster auf Nackenkinematik, Vergleich der Versuche 6 und 1

6.10.3.5.6 Versuch 6

Versuch 6 entspricht Versuch 1 (Aufprallgeschwindigkeit = 11.1 km/h), wieder mit dem Unterschied, dass die gleichen nachgiebigeren Polster wie bei Versuch 5 verwendet wurden. Im Gegensatz zu Versuch 5 zeigt sich hier aber ein deutlich ungünstigerer Einfluss der zusätzlichen Rückverlagerung des Kopfes (Fig.6.74). Im Bereich ab 50 ms ist eine S-förmige Verformung des Halses deutlich zu erkennen.

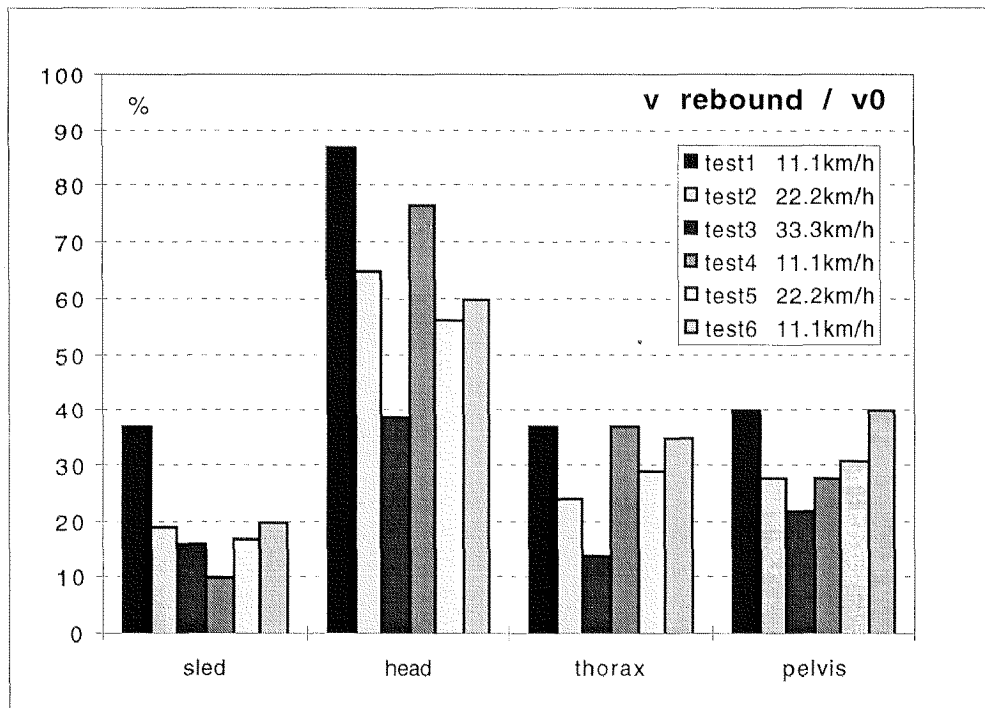


Fig.6.75: Verhältnis der Rückprallgeschwindigkeit zur Aufprallgeschwindigkeit (berechnet auf Basis der gemessenen Beschleunigungskurven). Bei den mit höherer Geschwindigkeit gefahrenen Tests ist tendenziell weniger relativer Rebound festzustellen als bei den Versuchen mit tieferer Aufprallgeschwindigkeit

6.11 BEWERTUNG

6.11.1 Bewegungsablauf und Beanspruchung des Halses

Die Versuche haben gezeigt, dass die hier vorgestellten Massnahmen zur Anpassung der Geometrie und zur Energieabsorption geeignet sind, Geometrieänderungen im Halsbereich und damit auch das Verletzungsrisiko bei Heckaufprallsituationen signifikant zu reduzieren. Der Zuwachs an Sicherheit kann nicht

quantifiziert werden, da mangels entsprechender biomechanischer Toleranzkriterien keine eigentliche Bewertungsgrundlage vorliegt. Die heute bekannten Grenzwerte für Halsbelastungen sind auf die Situation bei Heckkollisionen nicht anwendbar [Walz97] (bei den oben vorgestellten Versuchen wurden keine dieser Halsbelastungsgrenzwerte überschritten (Fig.6.78)), auch können die gemessenen Werte je nach Konstruktion des (noch nicht genormten) Dummyhalses variieren. Bei geringen Aufprallgeschwindigkeiten (die den Grossteil der Halsverletzungen verursachen) kann eine Halsverletzung aber so gut wie ausgeschlossen werden. Bei den höheren Aufprallgeschwindigkeiten kann das Verletzungsrisiko immer noch als minimal angenommen werden, da nur sehr geringe S-förmige Verformung des Halses auftritt.

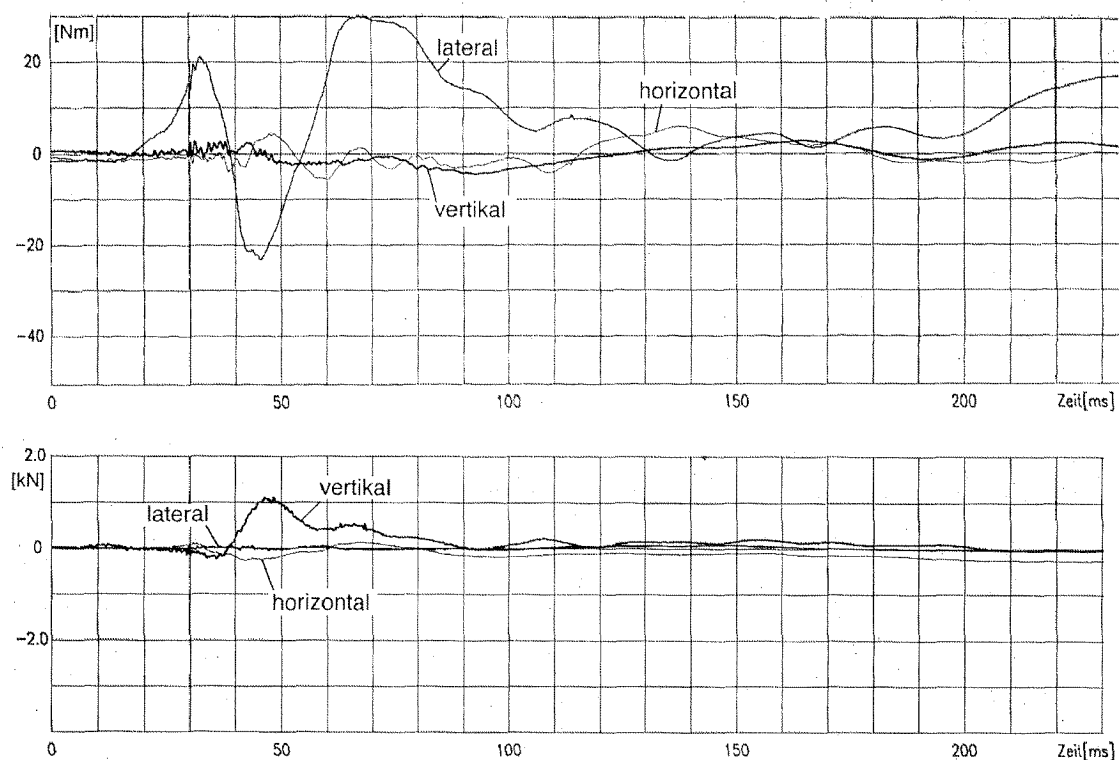


Fig.6.76: gemessene Momente und Kräfte im TRID-Hals (Test3). Die maximale resultierende Halskraft beträgt 1.1 kN (Test3), das grösste Moment 34.8 Nm (Test2). Bei der Halskraft ist die vertikale Komponente am stärksten vertreten. Dies lässt sich mit der hohen Steifigkeit des Halses in dieser Richtung erklären.

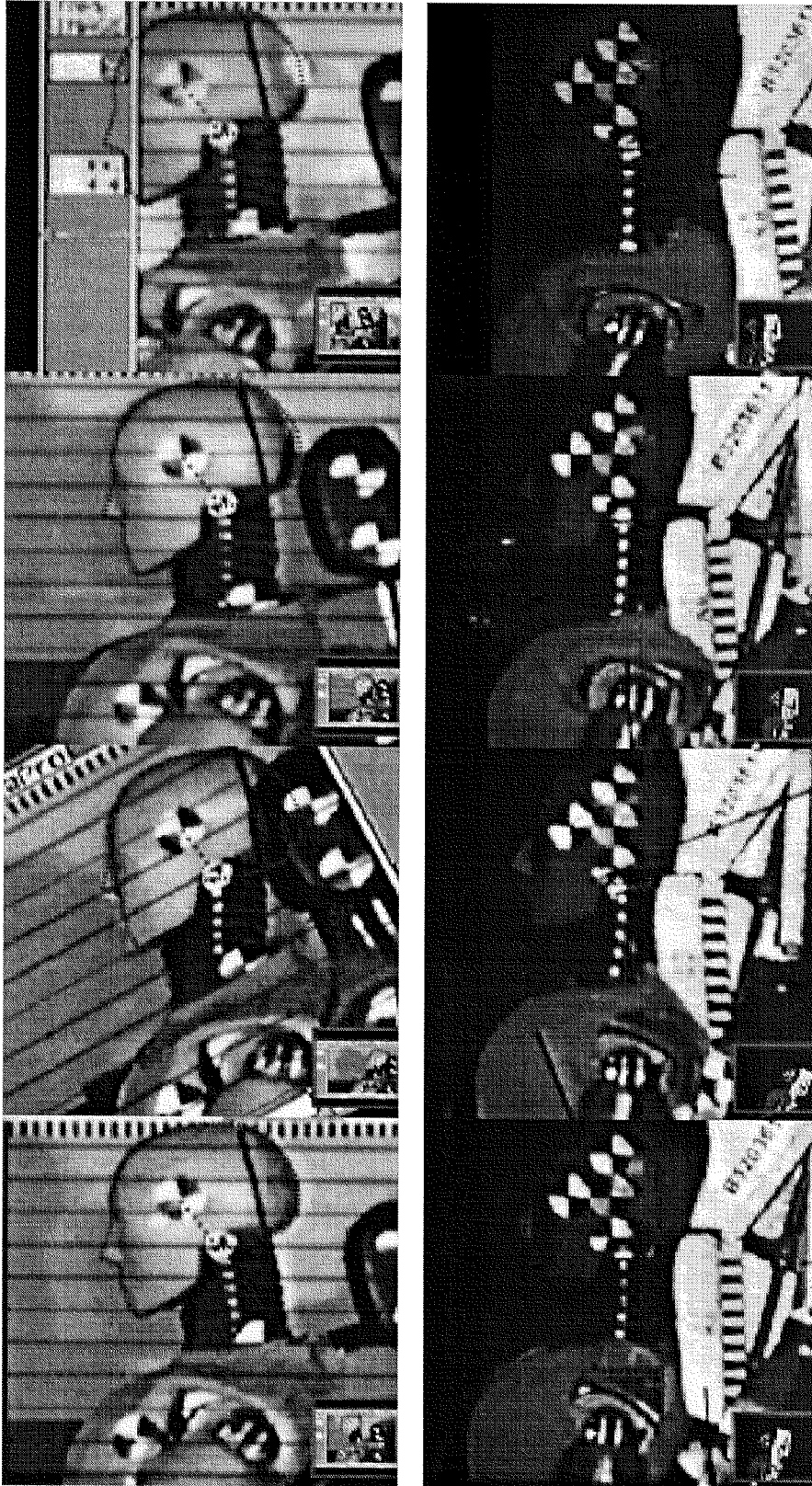


Fig.6.77: Vergleich konventioneller Sitz ($\Delta v=11\text{kmh}$, Test durchgeführt am Institut für Mechanik der Universität Graz [Geigl95]) mit Cratch-Sicherheitssitz (Test 3, $\Delta v=36$).

	max. Halskraft	max. Halsmoment
Versuch 1	300 N (54 ms)	15 Nm (157 ms)
Versuch 2	600 N (49 ms)	35 Nm (66 ms)
Versuch 3	1100 N (46 ms)	30 Nm (67 ms)
Versuch 4	300 N (85 ms)	10 Nm (85 ms)
Versuch 5	900 N (68 ms)	26 Nm (62 ms)
Versuch 6	500 N (73 ms)	20 Nm (55 ms)

Fig.6.78: maximale gemessene Kräfte und Momente im Dummyhals und der Zeitpunkt des Auftretens (vgl. Fig.6.76). Als zulässige Werte gelten: M_x (Extension) = 57 Nm, M_x (Flexion) = 190 Nm [Mertz71]. Für Scherkräfte gibt es Werte zwischen 860 und 3300 N, für axiale Kräfte zwischen 1115 und 4000 N.

Bei keinem Versuch wurden Beschleunigungsgrenzwerte überschritten. Beim Kopf traten maximal 52 g, beim Thorax 40 g und beim Becken 52 g auf.

Fig.6.77 zeigt einen Vergleich zwischen einem Schlittentest mit einem konventionellen Fahrzeugsitz und dem Test 3 mit dem Cratch-Versuchssitz. Die Versuche sind zwar nicht direkt vergleichbar, mit der Gegenüberstellung lässt es sich aber zeigen, wie der Cratch-Sitz trotz viel härterer Testbedingungen einen wesentlich günstigeren Bewegungsablauf bewirkt (geringere S-förmige Deformationen des Halsbereichs). Beim eigentlich naheliegenderen Vergleich mit Test 4 würde sich ein noch deutlich besseres Bild ergeben. Um den Bewegungsablauf des Halses besser analysieren zu können, wurden die Hochgeschwindigkeitsfilme mittels Videosoftware so bearbeitet, dass die Position des Kopfes im Bild über die Zeit unverändert bleibt und er somit eine feste Referenz darstellen kann. Unten rechts ist jeweils verkleinert der unmodifizierte Ausgangsframe des entsprechenden Videos eingeblendet.

Die Computersimulation zeigte relativ gute Übereinstimmung mit den Testergebnissen. (Das Programm wurde inzwischen auch in Bezug auf einen sich zur Zeit in Entwicklung befindenden Fahrzeugsitz [Walz 96] verwendet, der unter ähnlichen Bedingungen wie bei Versuch 3 getestet wurde. Auch hier zeigte sich gute Übereinstimmung).

Das Ziel der Wiederverwertbarkeit der Versuchsträger wurde nur bedingt erreicht. Zwar konnten alle sechs Versuche wie geplant durchgeführt werden, aber es zeigten sich einige strukturelle Schwachstellen, die zur Beschädigung mehrerer Bauteile der Versuchssitze führten.

6.11.2 NIC

Die heute bekannten Toleranzkriterien für den Hals (Kräfte und Momente) sind wenig geeignet, als Basis für eine Beurteilung des Verletzungsrisikos bei Heckaufprallsituationen mit geringer Geschwindigkeitsänderung zu dienen. Deshalb wird zur Zeit an einem Verletzungskriterium für den Hals gearbeitet, das die besonderen Umstände bei Heckkollisionen besser berücksichtigt. Der *NIC* (Neck Injury Criterion) befindet sich sozusagen noch im Prototypenstadium und ist folgendermassen definiert [Bolström97]:

$$NIC(t) = a_{rel}(t) \cdot 0.2 + (v_{rel}(t))^2$$

dabei sind $a_{rel}(t)$ und $v_{rel}(t)$ die relative Beschleunigung beziehungsweise Geschwindigkeit zwischen Kopf und dem obersten Thoraxwirbel (T1) in Fahrtrichtung (x-Richtung):

$$a_{rel}(t) = a_x^{T1}(t) - a_x^{head}(t)$$

$$v_{rel}(t) = \int a_{rel}(t) \cdot dt$$

mit

$a_x^{T1}(t)$ = Beschleunigung am ersten Thoraxwirbel in x-Richtung

$a_x^{head}(t)$ = Beschleunigung im Kopfschwerpunkt in x-Richtung

Anhand der Funktion $NIC(t)$ lässt sich NIC_{max} bestimmen. NIC_{max} ist definiert als das 3 ms-Maximum von $NIC(t)$ im Zeitintervall $0 \text{ ms} \leq t < 150 \text{ ms}$ [Bolström98]. Für NIC_{max} gilt bei einem mit dem TRID-Hals ausgestatteten Hybrid III-Dummy ein Grenzwert von $15 \text{ m}^2/\text{s}^2$. Überschreitet der Wert von NIC_{max} diesen Grenzwert, muss mit einem signifikanten Verletzungsrisiko gerechnet werden.

Die mit dem Cratch-Sitz unternommenen Schlittenversuche wurden noch nicht in Hinblick auf den *NIC* durchgeführt. Dementsprechend war im verwendeten Dummy kein Beschleunigungssensor an der Position von T1 installiert. Fehlen die Messdaten von $a_x^{T1}(t)$, kann man auf eine Kompensationsformel [Bolström98] zurückgreifen:

$$a_x^{T1}(t) = 1.45 \cdot a_x^{thorax}(t) - 0.45 \cdot a_x^{pelvis}(t)$$

mit

$a_x^{\text{thorax}}(t)$ = Brustbeschleunigung in x-Richtung

$a_x^{\text{pelvis}}(t)$ = Beckenbeschleunigung x-Richtung

Die Kompensationsformel gilt für den 50-perzentilen Hybrid III Dummy und basiert auf dessen geometrischen Verhältnissen unter der Annahme, dass Becken und Brust sich wie ein starrer Körper verhalten. In Fig.6.79 sind die gemessenen Beschleunigungsverläufe von Kopf, Thorax und Becken des mit dem Cratch-Sitz durchgeführten Versuchs 4 ($\Delta v=12.2$ km/h) dargestellt. Ausserdem sind die daraus errechneten Verläufe $a_x^{T1}(t)$ und $a_{\text{rel}}(t)$ aufgetragen.

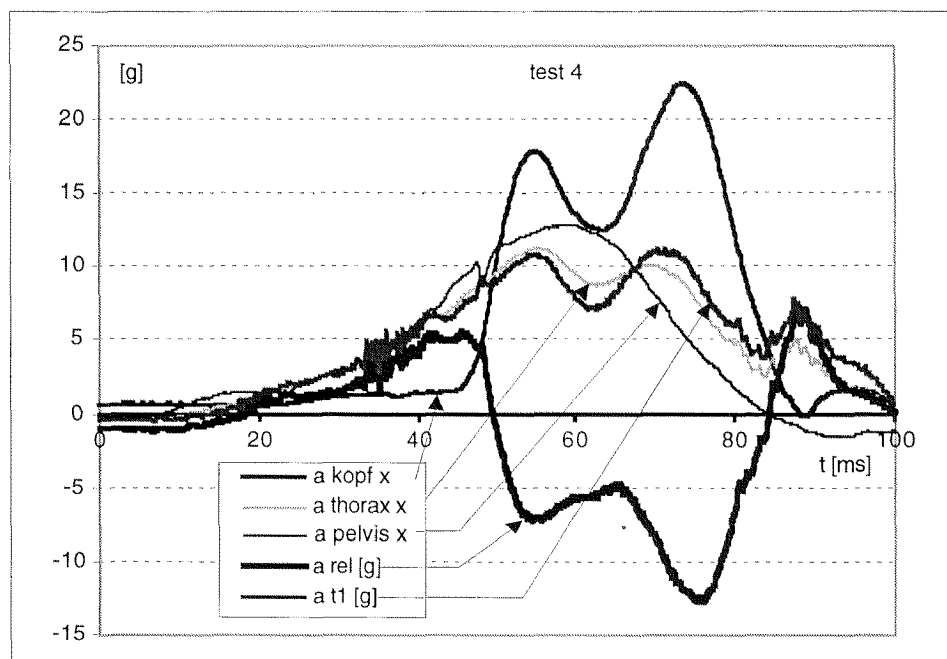


Fig.6.79: gemessene Beschleunigungsverläufe von Versuch 4 ($\Delta v=12.2$ km/h) für Kopf, Thorax und Becken sowie die daraus resultierenden Verläufe $a_x^{T1}(t)$ und $a_{\text{rel}}(t)$

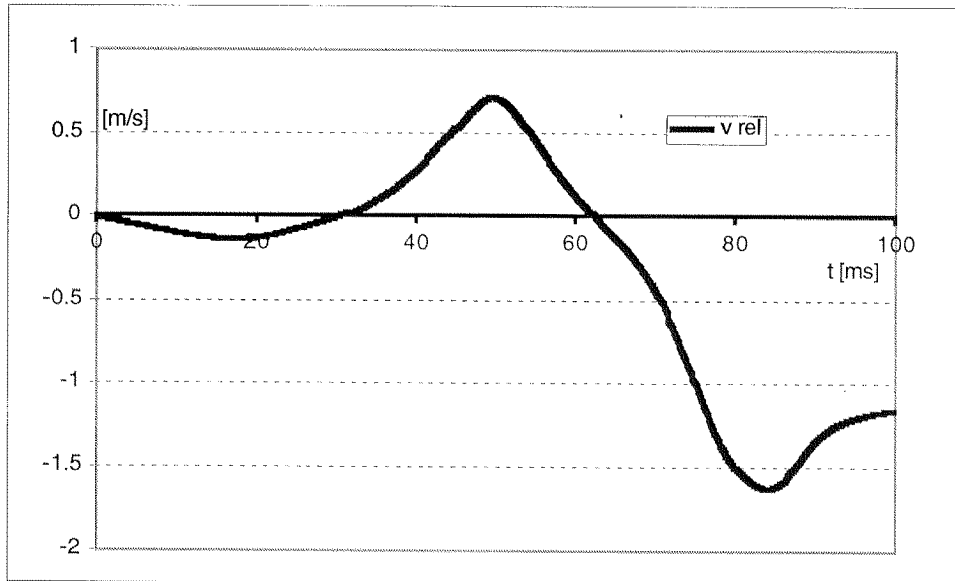


Fig.6.80: Verlauf der Relativgeschwindigkeit $v_{rel}(t)$ zwischen Kopf und T1, erhalten aus Integration von $a_{rel}(t)$ aus Fig.6.79 über die Zeit

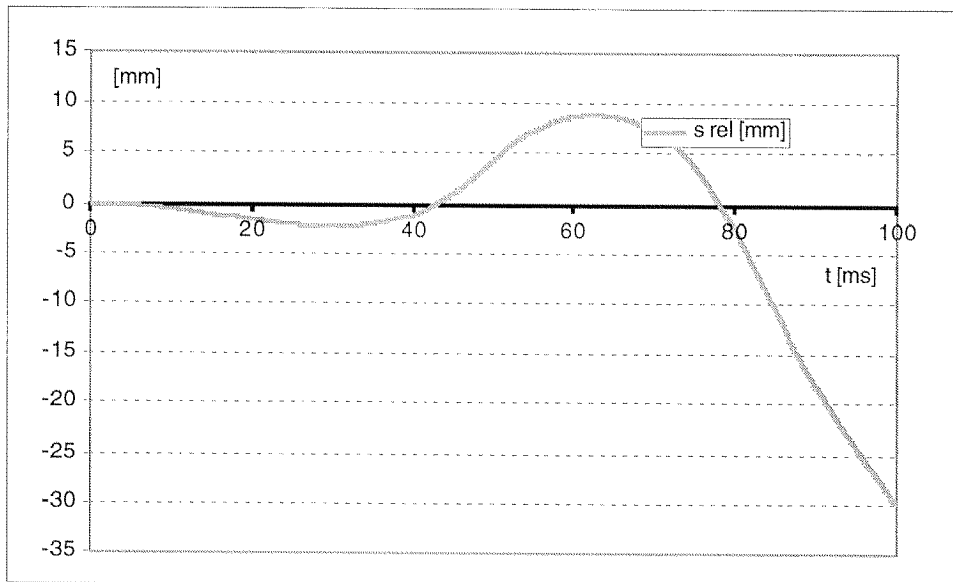


Fig.6.81: relative Verschiebung $s_{rel}(t)$ zwischen Kopf und T1, erhalten durch Integration über die Zeit von $v_{rel}(t)$ aus Fig.6.80

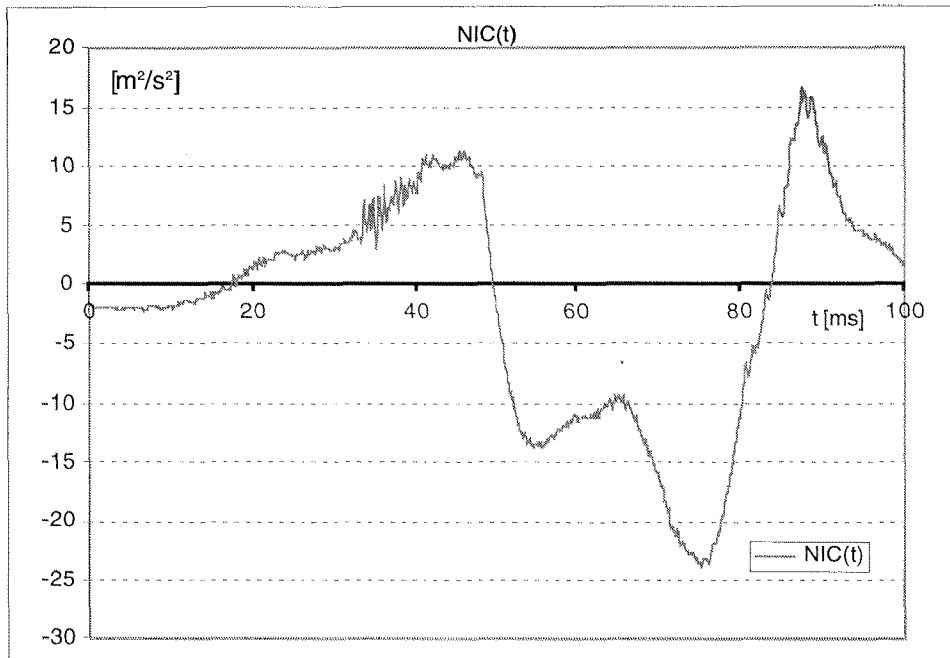


Fig.6.82: $NIC(t)$ für Versuch 4. Aus diesem Verlauf ergibt sich ein NIC_{max} von $12.4 \text{ m}^2/\text{s}^2$. Der Bereich, in dem $NIC(t)$ negativ ist, wird dabei nicht berücksichtigt. Er entspricht ungefähr dem Zeitintervall, während dem der Kopf relativ zu T1 nach vorne beschleunigt wird.

Durch Integration von $a_{rel}(t)$ lässt sich $v_{rel}(t)$ bestimmen (s. Fig.6.80). Die Kurve erreicht ihr Maximum bei $t = 49 \text{ ms}$. Ab diesem Zeitpunkt ist die Beschleunigung des Kopfes grösser als die von T1. Im Bereich $t < 30 \text{ ms}$ ist $v_{rel}(t)$ negativ, dies ist primär auf Messungenauigkeiten zurückzuführen; aber auch auf das frühe Einsetzen der Beckenbeschleunigungen. Integriert man $a_{rel}(t)$ zweimal über die Zeit, erhält man die Relativverschiebung $s_{rel}(t)$ zwischen Kopf und T1 (Fig.6.81). Aus dieser Kurve (die für die Berechnung des NIC nicht benötigt wird) ist abzulesen, dass die grösste Rückverlagerung des Kopfes gegenüber T1 bei $t = 62 \text{ ms}$ stattfindet und 8.9 mm beträgt.

Auf Basis von $a_{rel}(t)$ und $v_{rel}(t)$ lässt sich wie oben beschrieben $NIC(t)$ bestimmen (Fig.6.82). Es ergibt sich ein NIC_{max} von $12.4 \text{ m}^2/\text{s}^2$ (3 ms-Maximum). Dieser Wert wird zu einem späten Zeitpunkt erreicht, bei $t = \text{ca. } 87 \text{ ms}$. Ungünstig wirkt sich hier aus, dass nur noch der Thorax Kontakt mit dem Sitz hat und als einziger Körperbereich noch Vorwärtsbeschleunigung erfährt, während alle anderen Körperbereiche den Kontakt mit den Polstern schon verloren haben. Für das Becken zeigt die entsprechende Messkurve zu diesem Zeitpunkt sogar deutlich negative Beschleunigung. Dies wirkt sich in diesem Fall ungünstig auf den NIC aus und ist entweder auf Fehler im Messsystem oder die Einwirkung des Beckengurtes zu-

rückzuführen. Zum betrachteten Zeitpunkt ist v_{rel} negativ (Fig.6.80), der Kopf bewegt sich also schneller nach vorne als T1. Die verhältnismässig hohe Relativbeschleunigung a_{rel} (welche primär für die hohen Werte von $NIC(t)$ an der betrachteten Stelle verantwortlich ist), sorgt für eine Anpassung der Geschwindigkeit von T1 an diejenige des Kopfes, der sich gegenüber dem Thorax bereits in einer vorverlagerten Position befindet (Fig.6.81). Es erscheint unwahrscheinlich, dass dies eine Vergrösserung des Verletzungsrisikos bewirkt.

Vernachlässigt man den Zeitbereich ab ungefähr 80 ms (die erste Phase der Kollision gilt als die gefährlichste, aber zur Bestimmung von NIC_{max} müssen eigentlich die ersten 150 ms berücksichtigt werden), so ergibt sich ein NIC_{max} von nur $9.9 \text{ m}^2/\text{s}^2$. Interessant ist, dass dieser Wert bei ungefähr $t = 45 \text{ ms}$ erreicht wird, also zu einem Zeitpunkt, bei dem die S-förmige Verformung der Halswirbelsäule noch kaum ausgebildet ist und der relativ weit vor dem Erreichen der maximalen Rückverlagerung des Kopfes bezüglich T1 liegt ($t = 62 \text{ ms}$). Daraus wird deutlich, dass es beim NIC nicht um die eigentliche Verformung des Halses geht, sondern um die Geschwindigkeit und besonders die Beschleunigung, mit der der Vorgang abläuft.

Obwohl der Cratch-Sitz nicht in Hinblick auf günstiges Verhalten bezüglich des NIC konzipiert wurde (dies war nicht möglich, da der NIC erst seit kurzem existiert), kann die $NIC_{max} \leq 15 \text{ m}^2/\text{s}^2$ Bedingung bei geringem Δv erfüllt werden (bei den mit höheren Δv gefahrenen Versuchen war dies nicht der Fall).

Das Insurance Institute for Highway Safety hat den mit dem WHIPS (whiplash protection system) (s. Fig.6.84) ausgestatteten Volvo S80 in einer Reihe von Heckaufprallversuchen getestet und NIC_{max} -Werte ermittelt [Highwaysafety98]. Das ca.1800 kg schwere Fahrzeug wurde dabei von einer rollenden Barriere von 2000 kg Masse mit 15 mph gerammt. Anhand dieser Werte und der Formel

$$\Delta v_{volvo} = m_{barriere} \cdot \frac{v_{barriere}}{m_{volvo} + m_{barriere}}$$

lässt sich ein Δv von 12.6 km/h für den Volvo ermitteln. Da bei dieser Rechnung der elastische Rückprall nicht berücksichtigt ist, wird Δv in Wirklichkeit etwas grösser gewesen sein. Dennoch ist dieser Versuch gut vergleichbar mit dem oben beschriebenen Versuch 4 des Cratch-Sitzes (Versuch 4 wurde im Vergleich zu Versuch 1 bei halbiertem Schlittenbeschleunigungsniveau gefahren, um die Verhältnisse in konventionellen Fahrzeugen zu simulieren).

Im Volvo S80 wurden auf der Beifahrerseite S70-Sitzlehnen ohne WHIPS eingebaut um das System mit einem konventionellen Sitz vergleichen zu können (der S70-Sitz gehörte dabei zur kleinen Minderheit derjenigen Sitze, deren Kopfstütze in einer auf geometrischen Gesichtspunkten basierenden Untersuchung die Bestnote „gut“ erhielt [StatusReport99]). Bei drei Versuchen wurden Werte für NIC_{\max} von 11 bis 12 m^2/s^2 für den mit WHIPS ausgerüsteten Sitz und 21 bis 23 m^2/s^2 für den konventionellen Sitz ermittelt [Highwaysafety98] ([StatusReport99] gibt Werte von 13 bis 14 beziehungsweise 22 bis 29 m^2/s^2 an). Mit dem NIC als Bewertungsgrundlage schneidet der Cratch-Sitz unter ähnlichen Bedingungen vergleichbar ab wie der mit WHIPS ausgestattete S80-Sitz und deutlich besser als der konventionelle S70-Sitz. Dabei ist zu bemerken, dass ein geringer Anfangsabstand zwischen Kopf und Kopfabstützung beim S80-Sitz wesentlich weniger gewährleistet ist, als beim Cratch-Sitz oder dem SAHR-Sitz von Saab (Fig.6.2) [Saab98], die beide über eine automatische horizontale Kopfstützeinstellung verfügen. Das während des Kollisionsablaufes passive System des Cratch-Sitzes ist bei Dummy-Versuchen weitgehend irrelevant und kann seine Stärke nur in der „Kollisionsvorbereitung“ ausspielen. Dass der Anfangsabstand des Kopfes auch für den NIC von wesentlicher Bedeutung ist, lässt sich aus Fig.6.79 und Fig.6.82 ersehen: Der starke Anstieg der Kopfbeschleunigung nach Eintreten des Kopfkontaktes führt zu einem starken Abfall von $a_{\text{rel}}(t)$ und somit $NIC(t)$. Mit dem Ziel, den Einfluss des anfänglichen Kopfabstandes auf NIC_{\max} abschätzen, wurde die Kopfbeschleunigungskurve entlang der Zeitachse verschoben, das heisst $a^{\text{head}}(t)$ wurde durch $a^{\text{head}}(t-\Delta t)$ ersetzt. Negative Werte von Δt bewirken eine Vorverschiebung der Kopfbeschleunigungskurve auf der Zeitachse. Dies simuliert eine Verringerung des anfänglichen Kopfabstandes. In Fig.6.83 wird der Einfluss von Δt auf den NIC (bezogen auf das gesamte Zeitintervall und bezogen auf die Anfangsphase des Ablaufes ($NIC_{t < 50 \text{ ms}}$)) bei Versuch 4 dargestellt. Eine Vergrößerung des Anfangsabstandes führt zu ungünstigeren NIC -Werten (dies steht in Übereinstimmung mit Ergebnissen von [Eichenberger99]). Die in der unteren Skala dargestellte entsprechende Änderung des anfänglichen Kopfabstandes Δd_0^{head} wurde mittels Integration der Messdaten für die Schlittenbeschleunigung ermittelt.

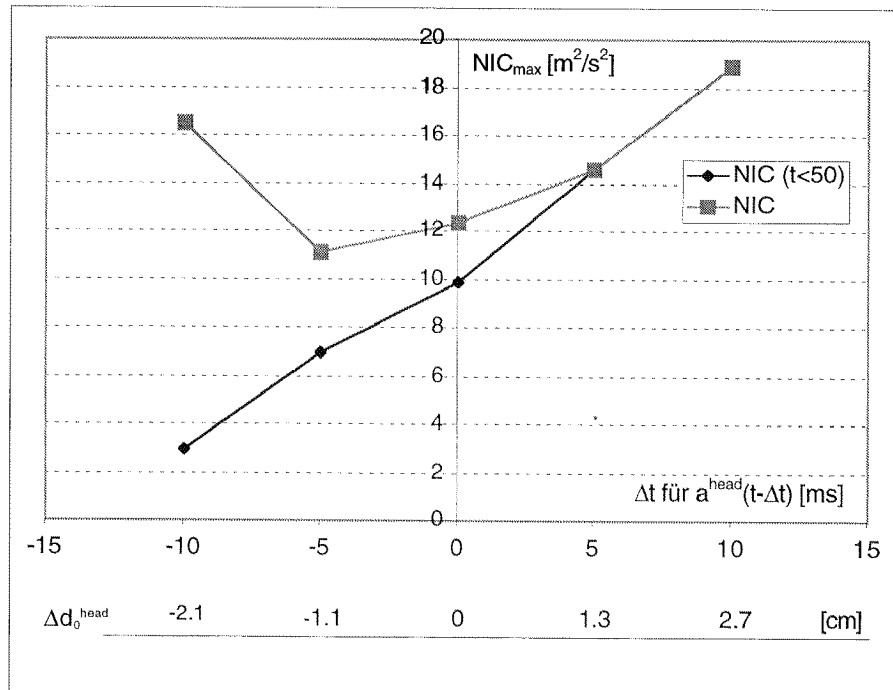


Fig.6.83: Einfluss von Δt auf den NIC-Wert. Ergebnisse basieren auf den Messwerten von Versuch 4. Negative Werte von Δt entsprechen einem geringeren Anfangsabstand des Kopfes zur Kopfstütze. Die entsprechende Änderung des Anfangsabstandes Δd_0^{head} ist in der unteren Skala aufgetragen

6.12 VERBESSERUNGSMÖGLICHKEITEN

Die Scherverformung im TRID-Hals, die bei einigen der Versuche nach dem ersten Anprall des Kopfes sichtbar wird, entsteht deshalb, weil die Kopfstütze zu diesem Zeitpunkt zuviel Rückverlagerung des Kopfes zulässt. Der Verdacht liegt nahe, dass dies darauf zurückzuführen ist, dass bedingt durch die rotatorisch nachgebende Rückenlehne im Bereich des Kopfes die grösste Rückverlagerung der Abstützung auftritt. Bessere Ergebnisse könnten möglicherweise mit einer translatorisch Energie absorbierenden Rückenlehne erzielt werden (die jedoch nur in zweisitzigen Fahrzeugen praktikabel ist, da ansonsten die Rücksitzpassagiere im Fussbereich gefährdet wären). Einen vielversprechenden Ansatz zeigt das von Volvo beim WHIPS-System verwendete Konzept, bei dem ein Kompromiss zwischen Translation und Rotation gefunden wurde (Fig.6.84).

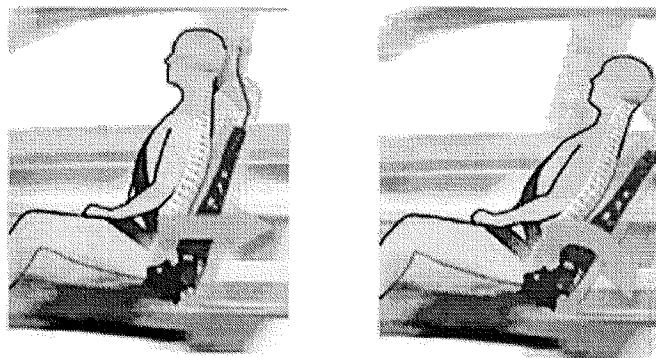
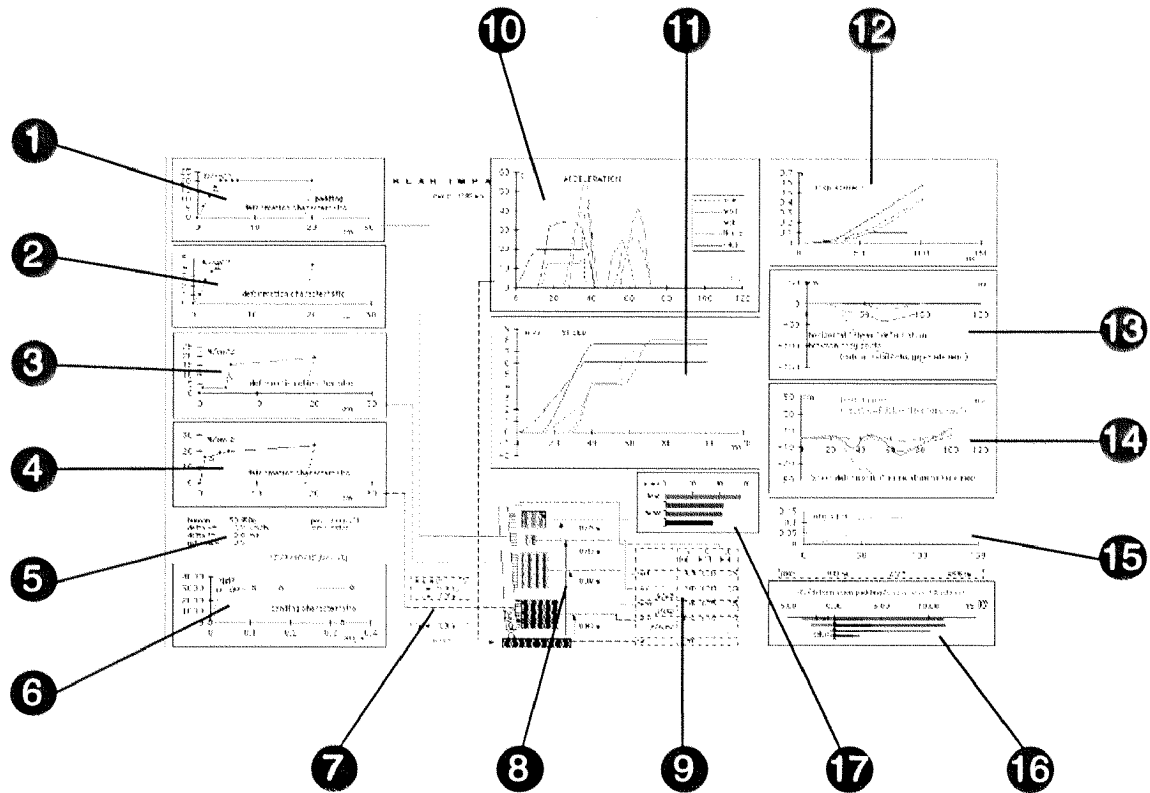


Fig.6.84: im Volvo S80 verwendeter WHIPS (Whiplash Protection System) Sitz: in der ersten Phase gibt die Lehne translatorisch nach, danach geht diese Bewegung in eine Rotation über [Volvo98].

Eine Erhöhung des Deformationswiderstandes der Lehne würde zu einer geringeren Kopfstützenrückverlagerung führen, ist aber nur sehr bedingt möglich, da dies die auf den Insassen wirkenden Verzögerungen erhöhen würde und diesbezüglich in Hinblick auf leichte Personen wenig Reserven vorhanden sind (vgl. Kurven im Anhang A1 Simulationsergebnisse, bei der 5-perzentilen Frau wird bereits bei der gewählten Auslegung bei $\Delta v=33.3$ km/h das für den Thorax geltende Schutzkriterium kurzfristig überschritten. Bei den Versuchen mit dem 50-perzentilen Dummy lagen die gemessenen Thoraxspitzenbeschleunigungen jedoch unter den entsprechenden berechneten Werten).

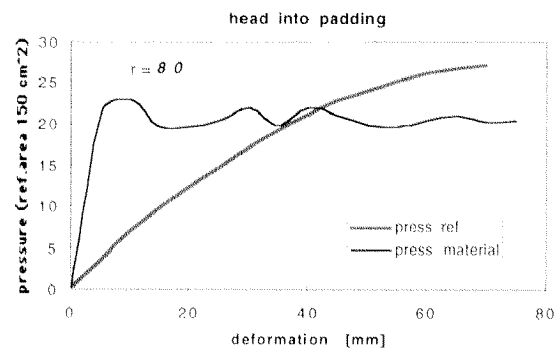
Die Analyse der Videoaufnahmen ergibt, dass die Rotation von Dummytorso und Lehne wie geplant weitgehend synchron abläuft. Würde die Lehne deutlich schneller rotieren als der Torso, wäre dies sehr negativ zu bewerten, da dies eine ähnliche Wirkung wie ein grösserer Anfangsabstand zwischen Kopf und Kopfabstützung hätte. Der beobachtete Bewegungsablauf deutet jedoch darauf hin, dass die Auslegung des Systems als gelungen bezeichnet werden kann und es schwierig sein dürfte, mit dem verwendeten Konzept der rotierenden Lehne deutlich bessere Ergebnisse zu erreichen.

A1 SIMULATIONSERGEBNISSE VIERMASSENMODELL



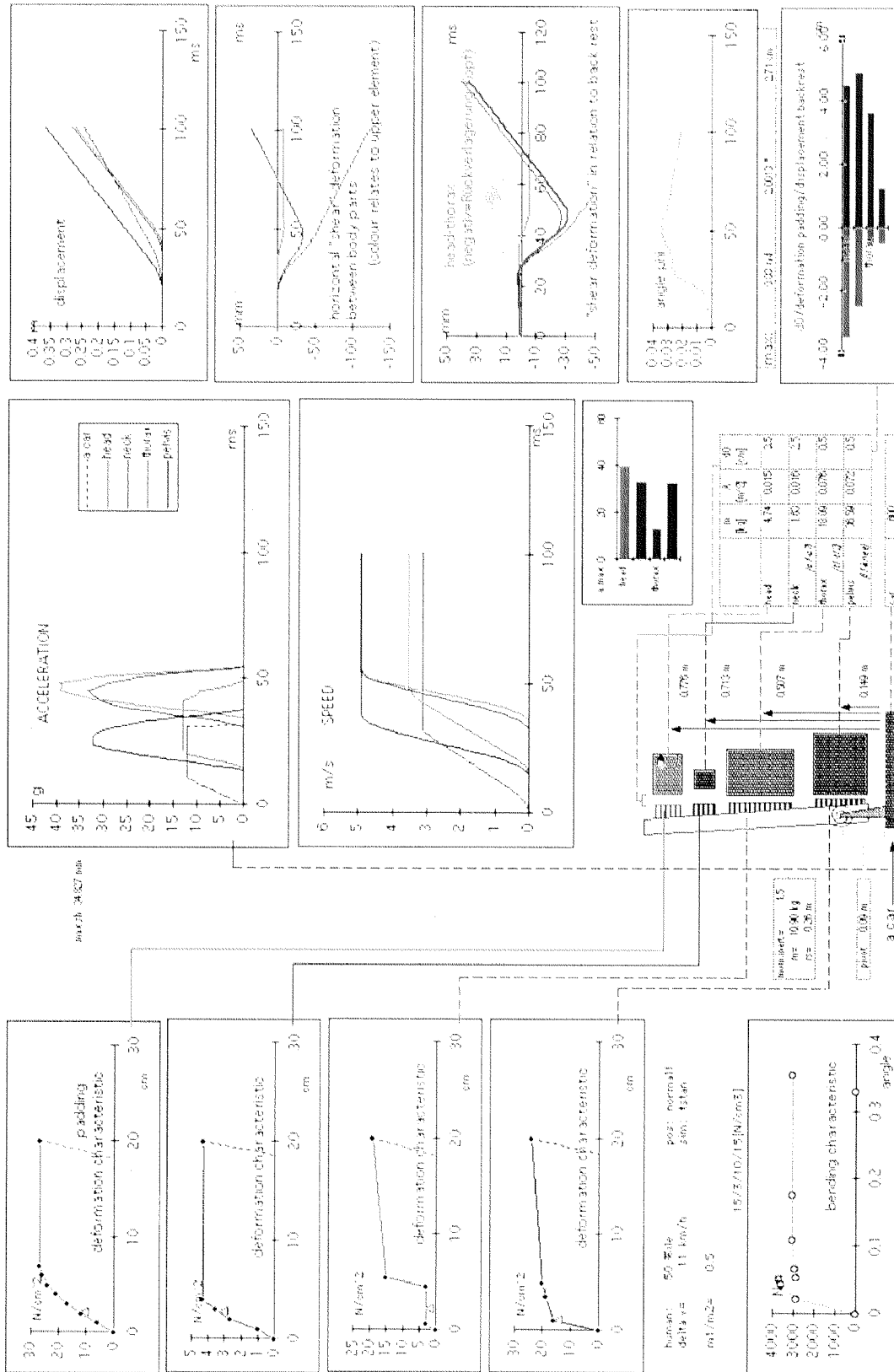
Die Punkte 1 bis 9 markieren Bereiche, in denen Eingabewerte für die Simulation dargestellt sind. In den Bereichen 10 bis 17 werden die Ergebnisse dargestellt.

- 1) Polsterkennlinie für den Kopfbereich. Die dreieckige Markierung im Diagramm zeigt die maximal erreichte Eindringtiefe an. Die Steifigkeitswerte sind bezogen auf eine Referenzkontaktfläche (150 cm^2), die Kurve selber basiert auf durch Schlaghammerversuche ermittelten Messdaten, wurde aber so modifiziert, dass der Effekt der variablen Kontaktfläche zwischen Kopf (idealisiert als Kugel mit Radius 80 mm) und Polster berücksichtigt wird. Die Projektionsfläche der Kugel auf das Polster wurde in ringförmige Bereiche aufgeteilt, für die jeweils eine andere Eindringtiefe in das Polstermaterial gilt. Die resultierende Kurve ist gut vergleichbar mit der in [Kelly97] mit-

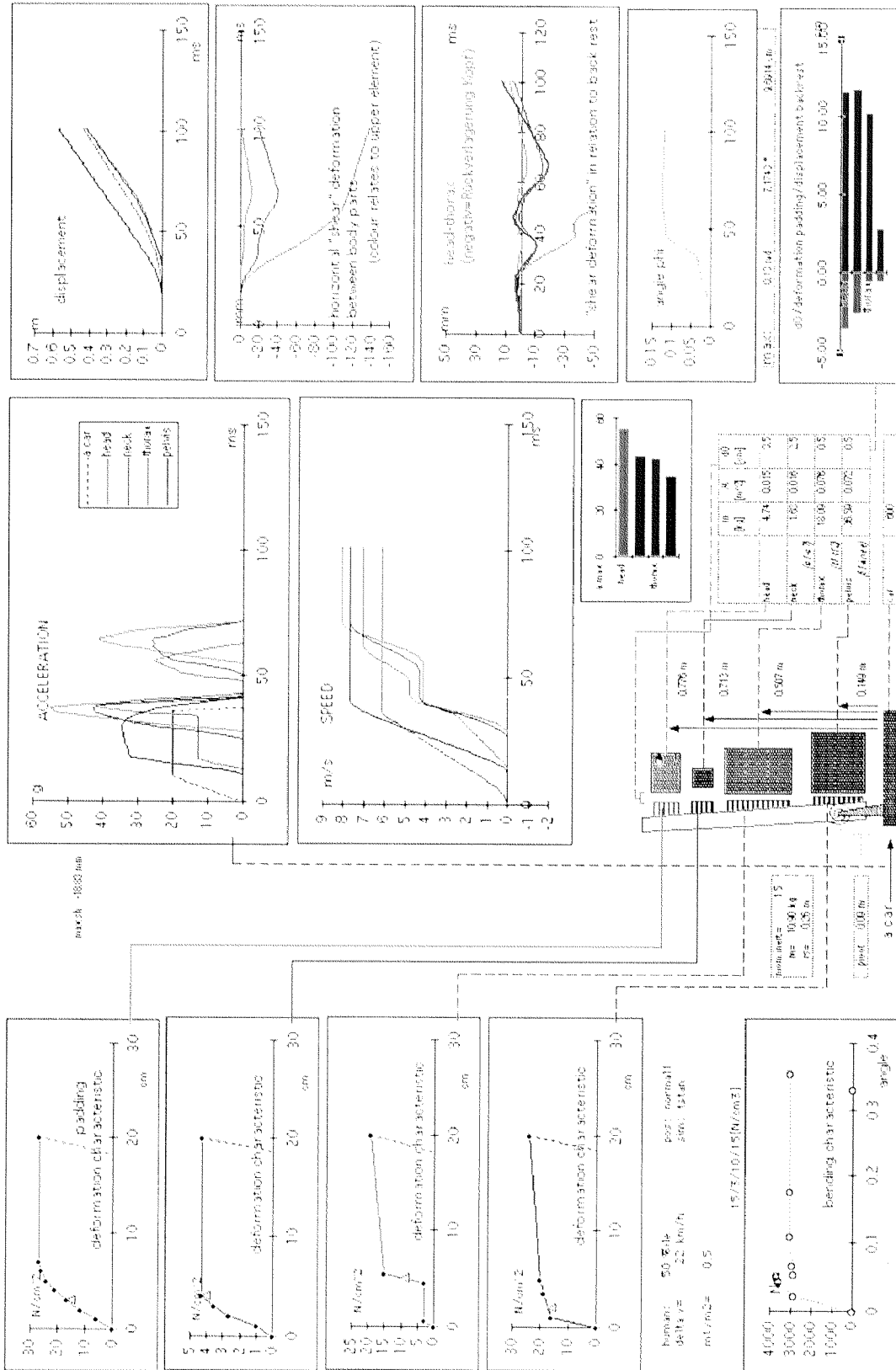


tels FEM ermittelten Kopfaufschlagscharakteristik für ein Schaummaterial. Die dort ermittelten, auf das Energieabsorptionsniveau des dort verwendeten Schaumes bezogenen etwas tieferen Steifigkeitswerte lassen sich durch den sehr flachen elastischen Kraftanstieg bei diesem Material (das Energieabsorptionsniveau wird erst nach 20 % Stauchung erreicht) und die unterschiedliche Grösse der verwendeten Kugel erklären.

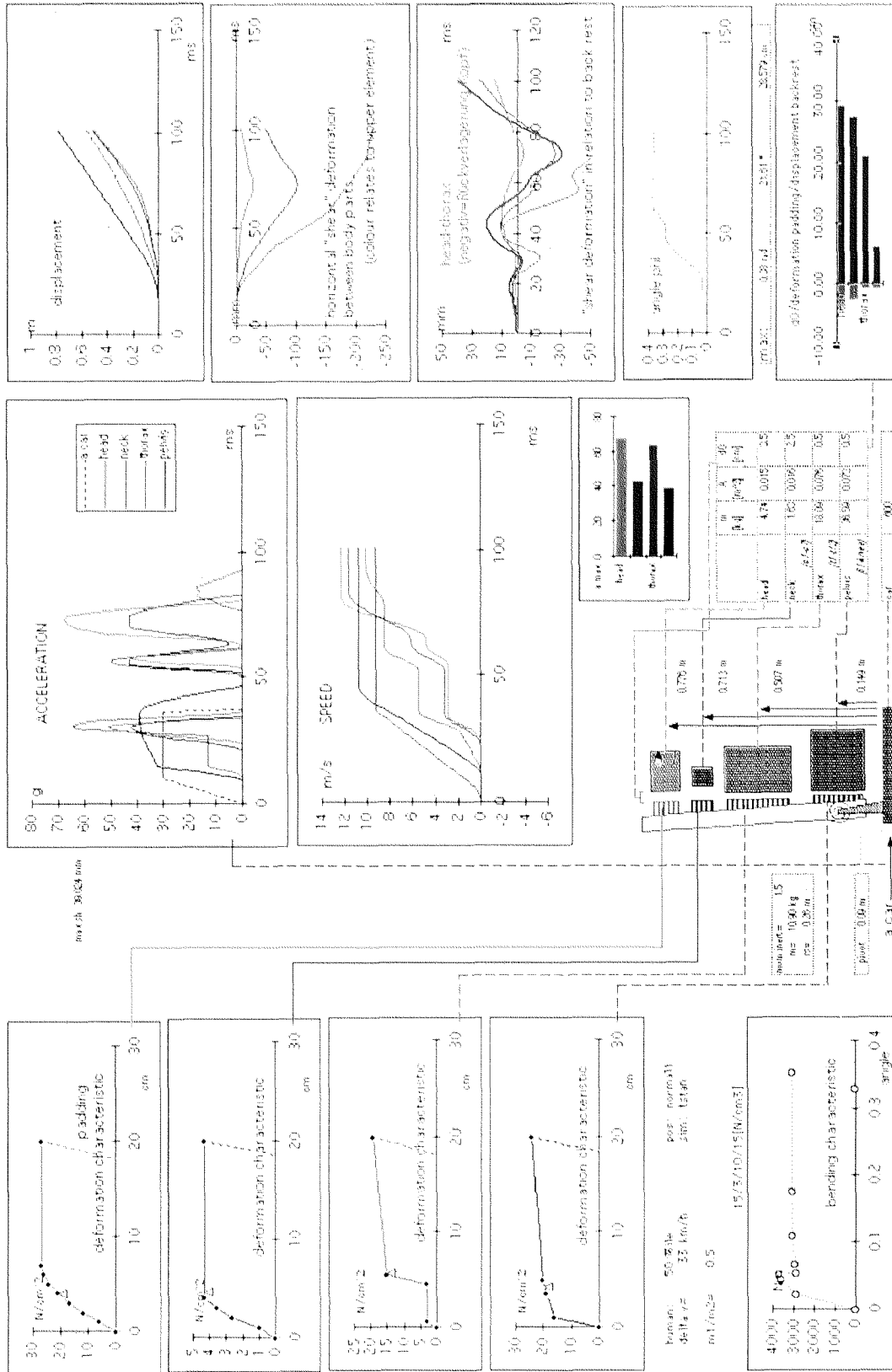
- 2) Polsterkennlinie für den Halsbereich. Hier wurde eine zylinderförmige Geometrie angenommen.
- 3) Polsterkennlinie für den Thoraxbereich. Auch hier zeigt eine dreieckige Markierung die maximale Eindringtiefe ein.
- 4) Polsterkennlinie für den Beckenbereich.
- 5) Personentyp, Geschwindigkeitsänderung Δv des Fahrzeugs, Massenverhältnis der kollidierenden Fahrzeuge
- 6) Kennlinie der Rotationssteifigkeit der Lehne
- 7) Masse und Trägheitsmoment sowie Schwerpunktsposition der Lehne, Position des Lehnensrotationspunktes
- 8) Schwerpunktspositionen der Körperbereiche
- 9) Masse und Kontaktfläche der Körperbereiche sowie die jeweiligen Anfangsabstände zu den Polstern
- 10) Beschleunigungsverläufe für Fahrzeug, Kopf, Hals, Thorax und Becken
- 11) Geschwindigkeit-Zeit-Kurven für Fahrzeug, Kopf, Hals, Thorax und Becken
- 12) Weg-Zeit Verläufe (relativ zur Umgebung, nicht zum Fahrzeug)
- 13) Relativverschiebung zwischen den Körperbereichen, gemessen in horizontaler Richtung
- 14) Relativverschiebung zwischen den Körperbereichen gemessen bezüglich des mit der Lehne mitrotierenden Koordinatensystems (vgl. Fig.04x03). Ausschlaggebend ist vor allem die dick markierte Linie, die die Verschiebung zwischen Kopf und Thorax darstellt. Negative Werte bedeuten eine Rückverlagerung des Kopfes relativ zum Thorax.
- 15) Rotations-Zeit-Verlauf für die Lehne
- 16) „Verzögerungsstrecken“ für Kopf, Hals, Thorax und Becken. Im negativen Bereich sind die Anfangsabstände der Körperbereiche zu den Polstern aufgetragen, im positiven Bereich die Verformung des Polsters und die Rückverlagerung der Lehnensstruktur auf Höhe des Schwerpunkts des entsprechenden Körperbereichs.
- 17) Beschleunigungsspitzenwerte für Kopf, Hals, Thorax und Becken.



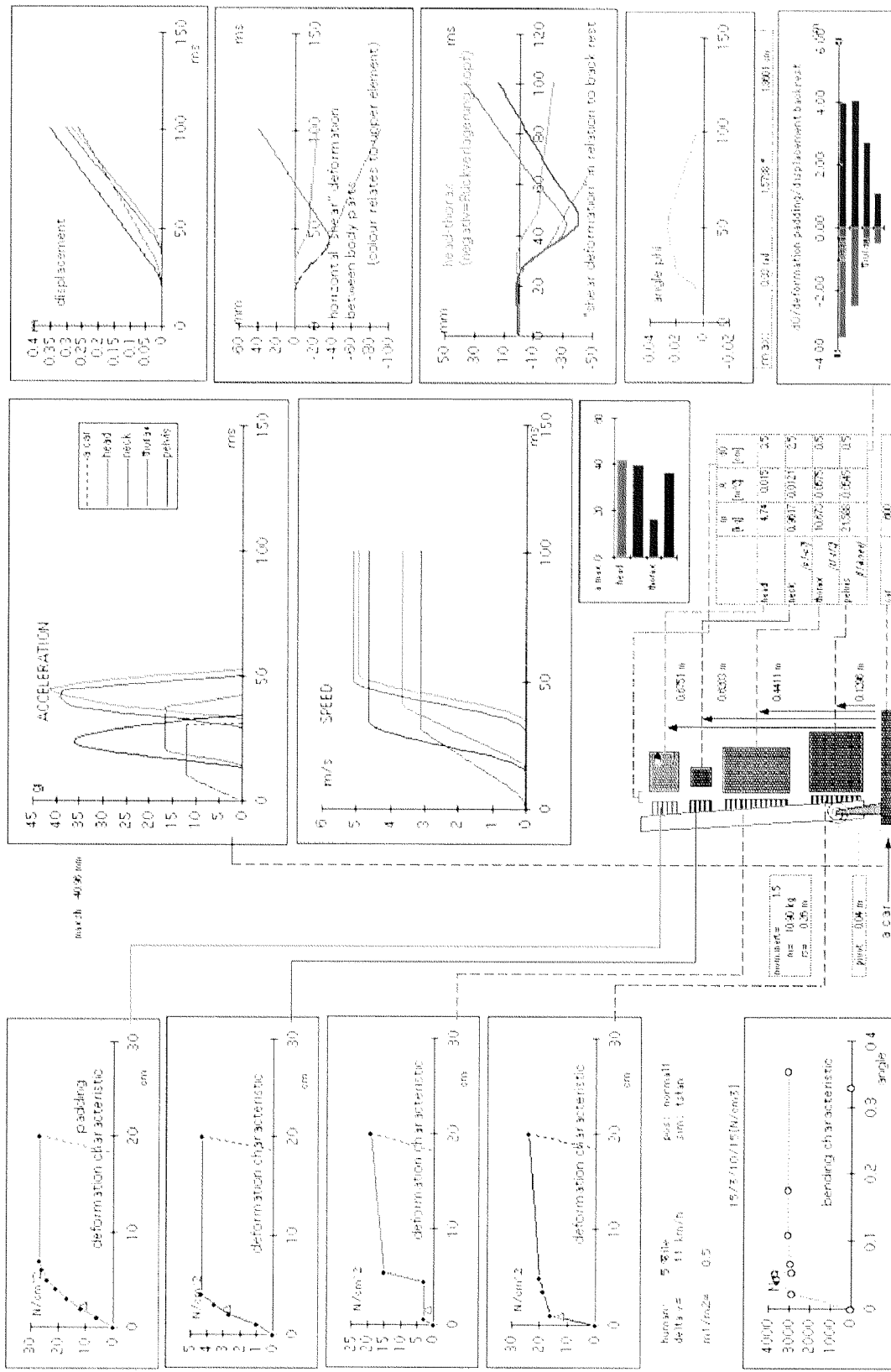
Person 50-perzentil männlich, $\Delta v=11.1$ km/h



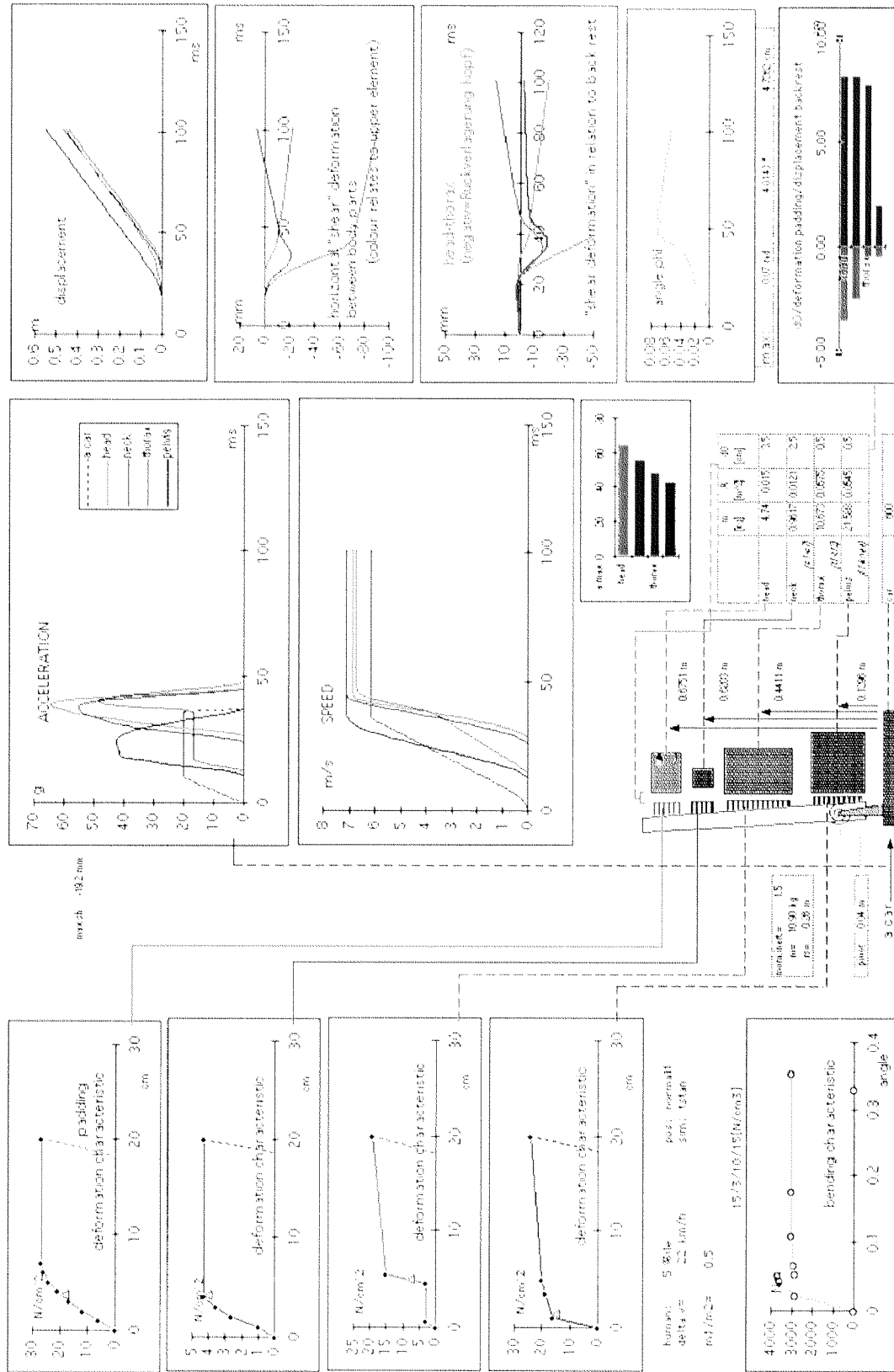
Person 50-perzentil männlich, $\Delta v = 22.2$ km/h



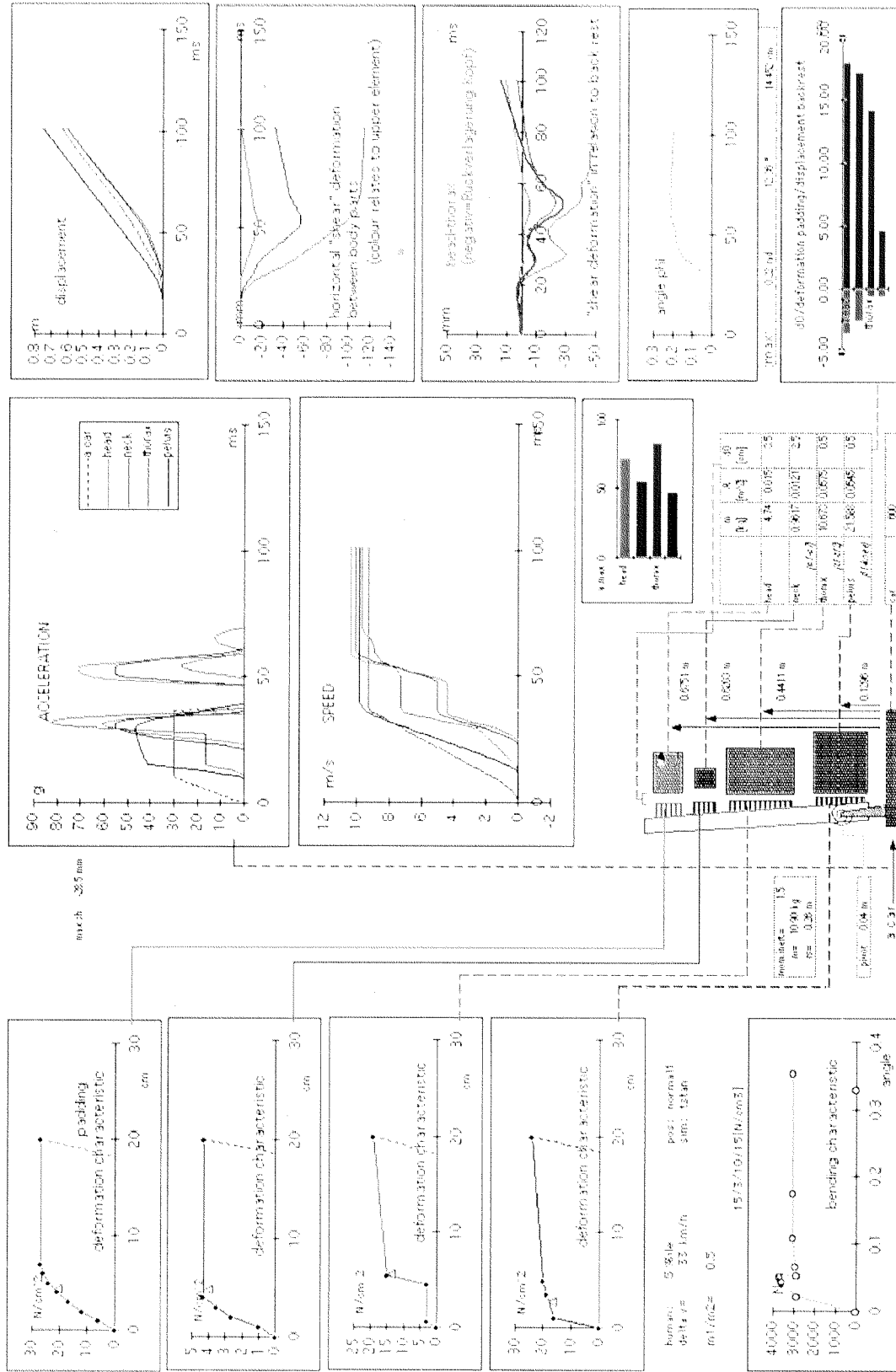
Person 50-percentil männlich, Δv= 33.3 km/h



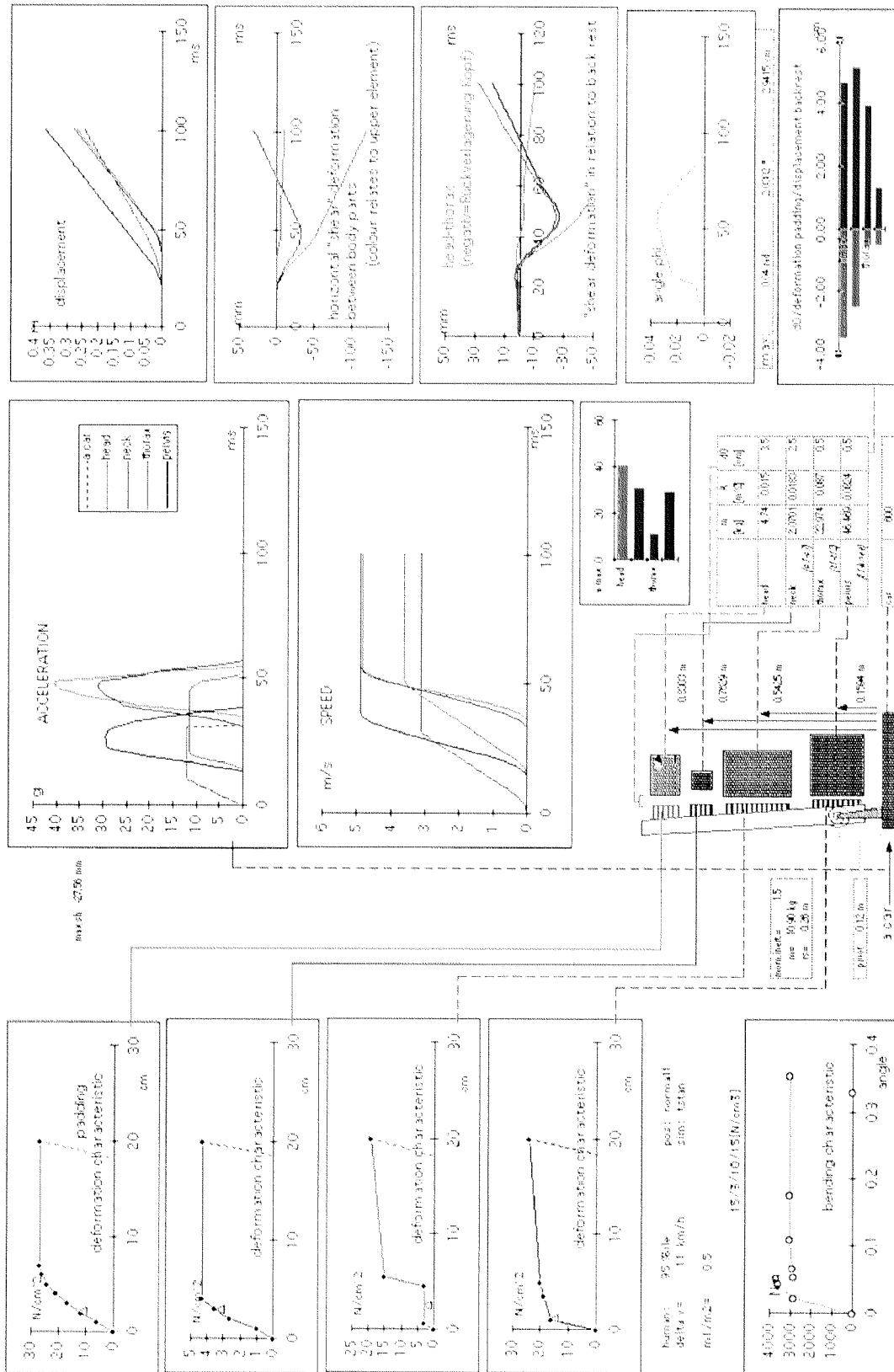
Person 5-percentil weiblich, Δv= 11.1 km/h



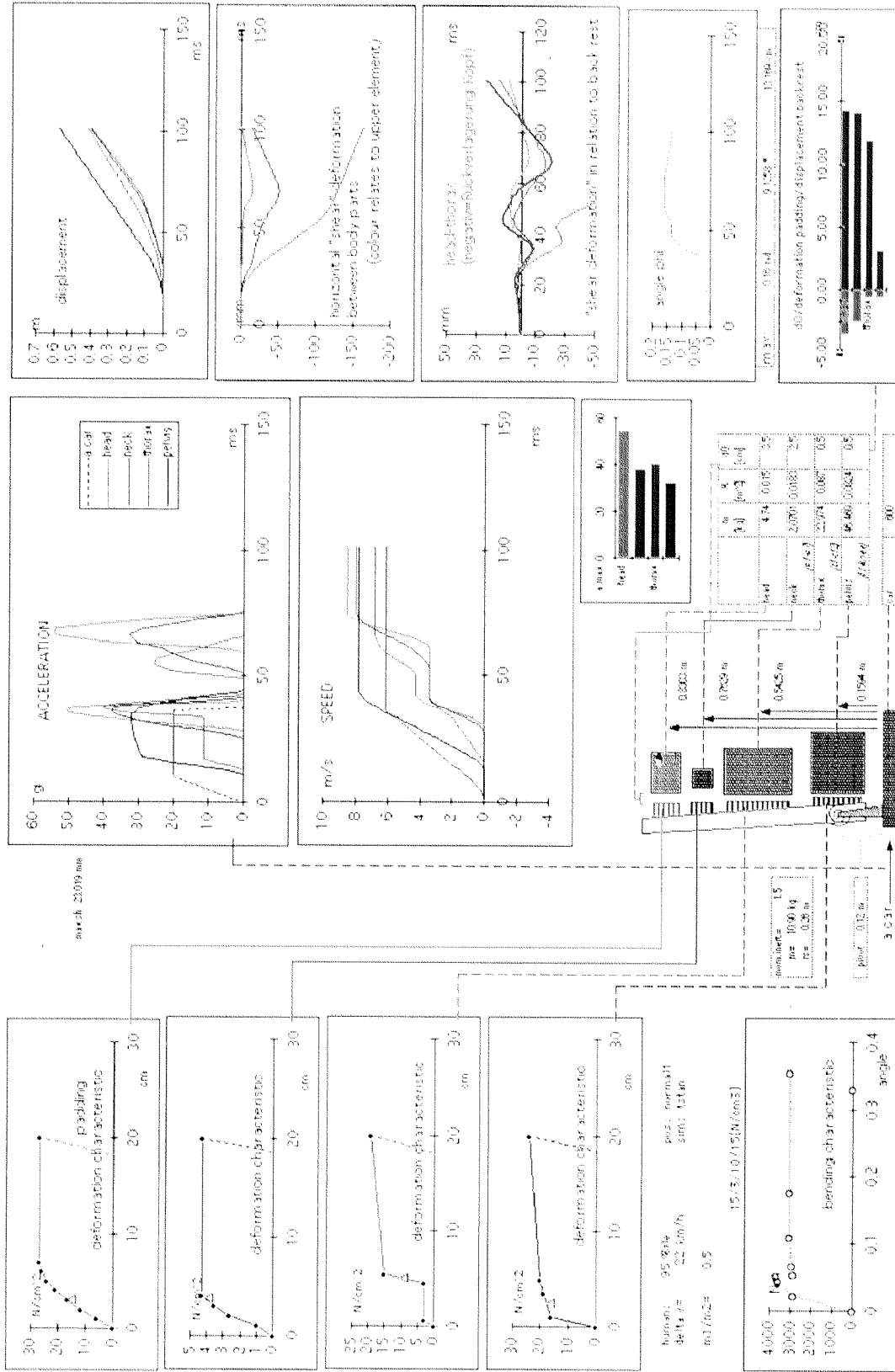
Person 5-percentil weiblich, $\Delta v = 22.2$ km/h

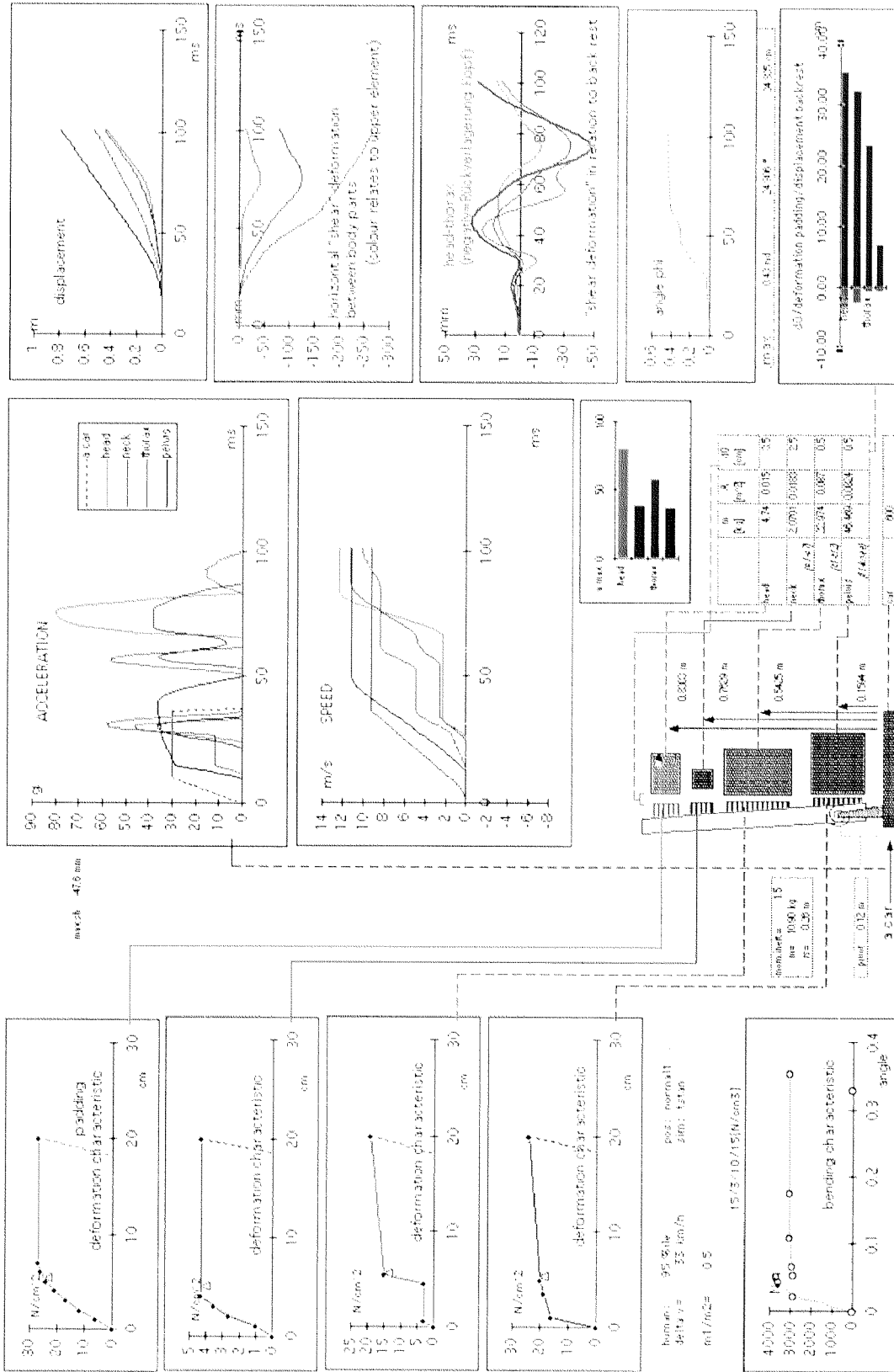


Person 5-perzentil weiblich, $\Delta v = 33.3$ km/h



Person 95-perzentil männlich, $\Delta v=11.1$ km/h





Person 95-perzentil männlich, $\Delta v = 33.3$ km/h

Seite Leer /
Blank leaf

A2 HIC: GRUNDSÄTZLICHE ÜBERLEGUNGEN UND DIMENSIONIERUNGSHILFEN BEI DER KONSTRUKTION VON KOPFAUFSCHLAGPOLSTERN

Für den Kopf gibt es ein Grenzwertkriterium, das standardmässig beim Nachweis der Tauglichkeit von Rückhaltesystemkomponenten herangezogen wird. Dieses Kopfverletzungskriterium HIC (Head Injury Criterion) ist folgendermassen definiert [Seiffert92]:

$$HIC = \max \left((t_2 - t_1) \cdot \left(\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a \cdot dt \right)^{2.5} \right)$$

für beliebige Zeitintervalle t_1 - t_2

t in [s]

a in Vielfachen der Erdbeschleunigung

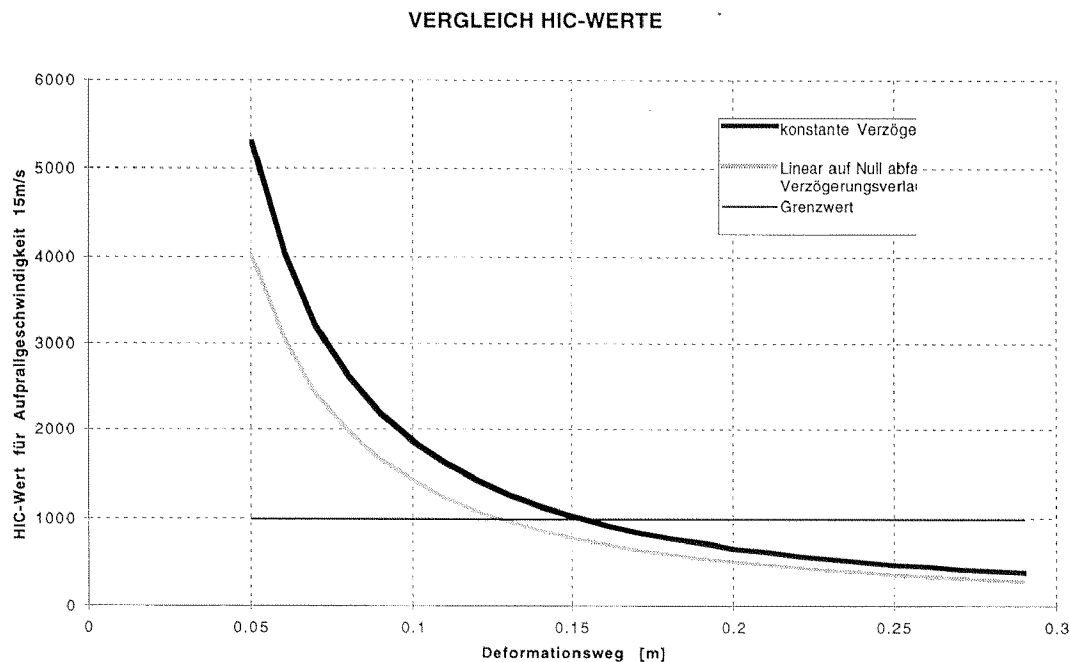
Der HIC-Wert ist eine nichtlineare Funktion des Beschleunigungsverlaufs und anhand einer vorliegenden Kurve sehr schwer abzuschätzen. Die Schwierigkeit liegt vor allem bei der Bestimmung oder Abschätzung des massgebenden Zeitintervalls von t_1 bis t_2 . Um eine Aussage treffen zu können, ist man auf die numerische Analyse der Kurve mittels eines Computers angewiesen. Die Berechnungen können selbst mit den leistungsfähigen Rechnersystemen, die heute zur Verfügung stehen, recht zeitaufwendig sein. Zur Analyse von Testergebnissen werden Computerberechnungen in jedem Fall nötig sein. Es kann aber besonders in Bezug auf die Auslegung des zu testenden Objektes hilfreich sein, über Mittel zu verfügen, die es ohne numerische Analyse ermöglichen, schnell Aussagen über den HIC-Wert machen zu können, sowie Richtlinien zu haben, die helfen können, die Charakteristik des entsprechenden Bauteils in Bezug auf HIC zu optimieren (vgl. [Zhou98]). In diesem Zusammenhang sind zwei Fragen von besonderem Interesse:

- wie sehen Beschleunigungs-Zeit-Verläufe aus, die niedrige HIC-Werte ergeben?
- wie stark ist der Einfluss von Veränderungen im Kurvenverlauf auf den HIC-Wert?

Der HIC ist die 2.5-fache Potenz der durchschnittlichen Beschleunigung in einem gewissen Zeitintervall, multipliziert mit der Länge dieses Intervalls. Das Intervall ist definiert als derjenige Zeitabschnitt, für den sich der grösste Wert für dieses Produkt ergibt. Wählt man den Zeitabschnitt grösser als dieses Intervall, wird das Produkt kleiner, bedingt durch den Einfluss des Abfalls der Durchschnittsbeschleunigung. Wählt man den Zeitabschnitt kleiner, wird das Produkt ebenfalls kleiner als der HIC, bedingt durch den dann vorwiegenden Einfluss des kürzeren Zeitbereiches selbst.

Normalerweise wird eine Beschleunigungs-Zeit-Kurve mit konstantem Beschleunigungsniveau (also mit einer rechteckigen Form) als günstig betrachtet. Dies ist die Funktion mit der geringsten Maximalbeschleunigung unter vorgegebenen Umständen.

Wenn man verschiedene Kurvenverläufe in Hinblick auf ihren HIC-Wert vergleichen möchte, ist es sinnvoll, die folgenden zwei Parameter als vorgegebene Randbedingung zu betrachten: die Aufprallgeschwindigkeit v_0 und die zu Verfügung stehende Verzögerungsstrecke s_d . Es zeigt sich, dass eine Funktion mit konstant abfallender Beschleunigung (negative Rampe) unter den selben Randbedingungen geringere HIC-Werte ergibt als die rechteckige Referenzfunktion (vgl. [Lim95]). In der Grafik werden die HIC-Werte als Funktion der Verzögerungsstrecke für eine Aufprallgeschwindigkeit von 15 m/s gezeigt.

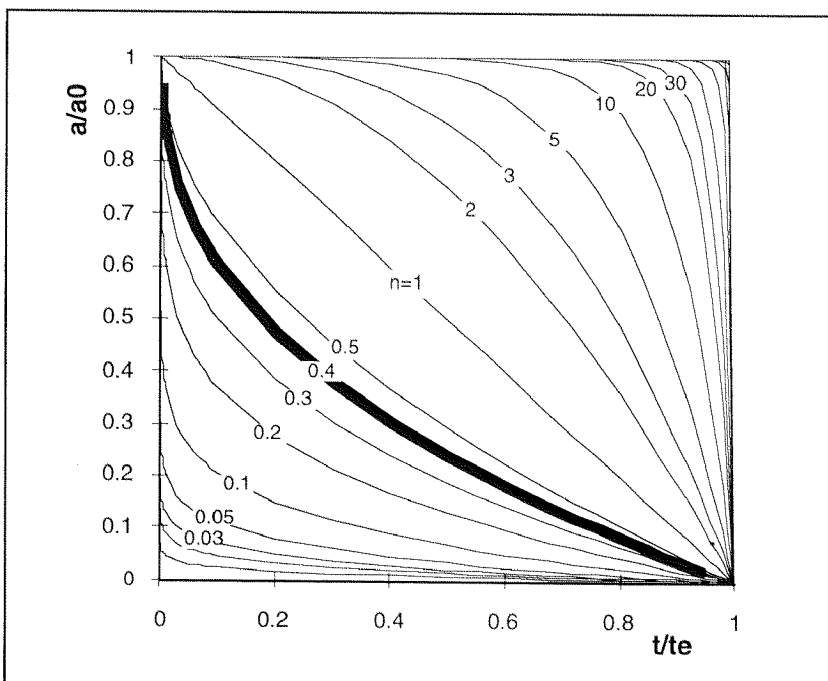


Das Verhältnis der beiden HIC-Werte ist unabhängig von den effektiven Beschleunigungen. Der HIC-Wert für die Dreiecksfunktion ist um 24 % tiefer als der der Rechtecksfunktion. Auf den ersten Blick mag dies zwar erstaunlich erscheinen, ist aber anschaulich zu erklären: Höhere Beschleunigung zu Beginn des Aufpralls bedeutet ein schnelleres Abfallen der Geschwindigkeit. Die daraus resultierenden, im Vergleich zum rechteckigen Verzögerungsverlauf geringere Geschwindigkeit des Kopfes über den Rest der Verzögerungsstrecke bedeutet, dass bis zum Stillstand des Kopfes trotz gleichen Weges mehr Zeit zur Verfügung steht. Dadurch wird die durchschnittliche Beschleunigung deutlich kleiner, was in diesem Fall einen günstigen Effekt auf den HIC hat (obwohl die Aufschlagzeit länger wird, wobei zu beachten ist, dass für den HIC hier ein Intervall ausschlaggebend ist, das nicht den gesamten Vorgang erfasst).

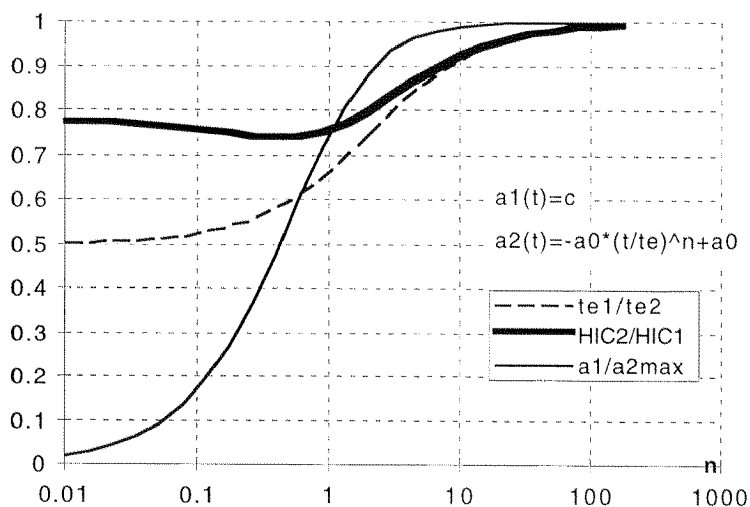
Auf der Suche nach Verläufen mit noch günstigeren Ergebnissen wurden Funktionen vom Typ

$$a(t) = a_0 \cdot \left(1 - \left(\frac{t}{t_e}\right)^n\right)$$

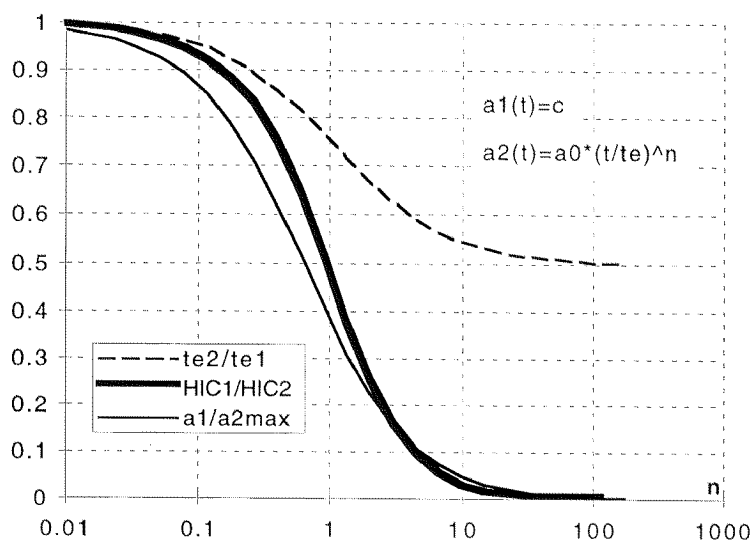
untersucht. Je nach Wert für n decken sie den Bereich von Verläufen mit einem sehr kurzen und hohen Peak über die negative Rampe bis zur $a=\text{const}$ -Funktion ab.



Das Minimum für den HIC-Wert findet man im Bereich von $n=0.4$. Er ist bei grösserer Maximalbeschleunigung und längerer Verzögerungszeit um 26% günstiger als derjenige der Referenzfunktion:



Durchläuft man die Funktionen in umgekehrter Richtung, so dass die grössten Beschleunigungen zum Schluss auftreten, ergibt sich folgendes Bild:

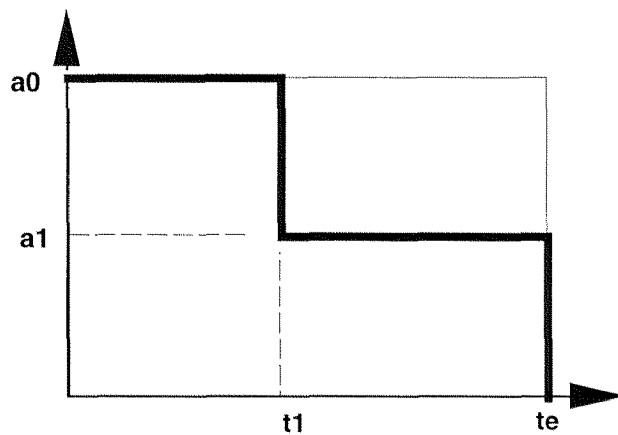


Die ungünstigen Werte erklären sich daraus, dass hier Deformationsstrecke in der ersten Phase des Aufschlages durch die geringen wirkenden Kräfte ‚verschenkt‘ wird. In der Realität starten Verzögerungskurven nie direkt mit einem hohen Beschleunigungsniveau sondern mit einem mehr oder weniger schnellen Anstieg, während dem sich die entsprechenden Kräfte im elastischen Bereich aufbauen.

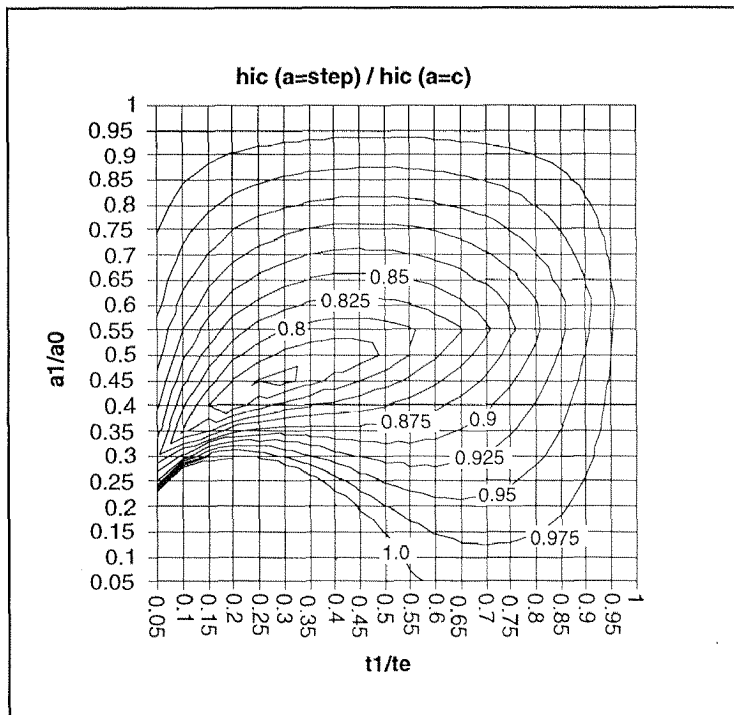
Die obigen Kurven bieten ein gutes Hilfsmittel um den Einfluss solcher Abweichungen von einer idealisierten Deformationscharakteristik abzuschätzen. Es ist anzumerken, dass die in diesem Zusammenhang unter Umständen ebenfalls interessierenden Einflüsse des elastischen Rebounds nach Abbau der eigentlichen Aufschlaggeschwindigkeit hier nicht berücksichtigt sind.

Auch in einem anderen Zusammenhang sind die Kurven in obigen Diagramm interessant: Für $n < 1$ erhält man Kurven, die am Ende stark ansteigen. In der Realität erhält man ähnliche Verläufe, wenn man Schaummaterialien bis in die Bereiche hoher relativer Kompression beansprucht. Dies geschieht, wenn man einen zu grossen Teil der Polsterdicke als Deformationsstrecke nutzen will, und wirkt sich ausserordentlich ungünstig auf den HIC-Wert aus.

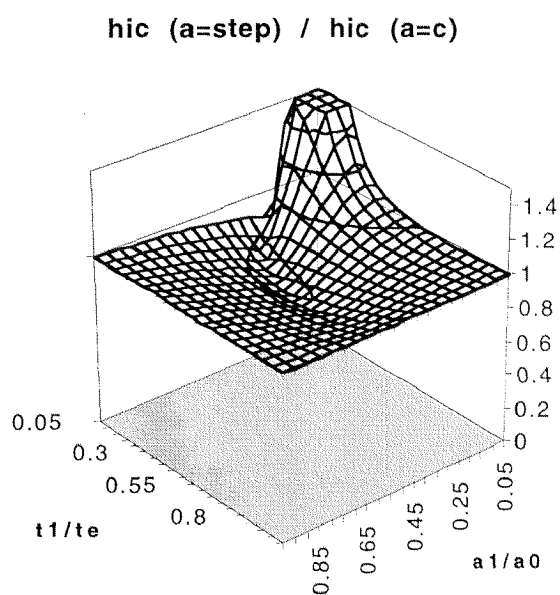
In der Regel ist es eher schwierig, eine energieabsorbierende Struktur zu realisieren, deren Steifigkeit mit zunehmender Verformung abnimmt. Besonders bei eigentlichen Polstern trifft dies zu. Jedoch sind Deformationscharakteristiken, die mit einem Peak beginnen, typisch für viele Strukturen. Hartschäume und Honeycombs reagieren so. Solche Peaks werden häufig durch Trägheitskräfte verursacht, die entstehen, wenn Teile der Struktur (wie etwa eine Deckschicht) in sehr kurzer Zeit aus der Ruhe auf die Geschwindigkeit des aufschlagenden Kopfes beschleunigt werden müssen. Um den Einfluss solcher Peaks zu untersuchen wurden Funktionen mit zwei Kraftniveaus untersucht:



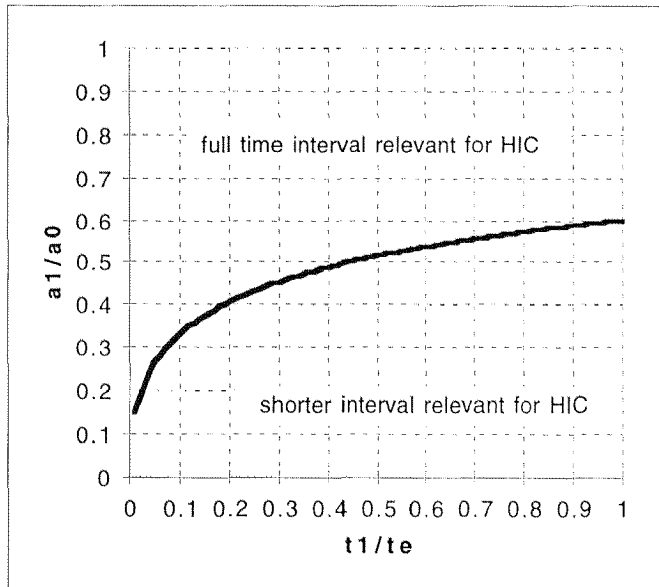
Die Länge des "Peaks" (gemeint ist der Bereich bis t_1) und das Verhältnis der beiden Beschleunigungslevel a_0 und a_1 wurden variiert. Wie erwartet, wird der grösste günstige Effekt auf den HIC durch relativ kurze und hohe Anfangspeak erreicht:



Die maximale HIC-Reduktion liegt bei rund 26% für Kurven in der Gegend von $t_1/t_e=0.3$ und $a_1/a_0=0.46$. Sie ist also nur unwesentlich besser als bei dem weiter oben untersuchten Kurventyp. Dies erlaubt die Vermutung, dass der HIC auch mit anderen, noch besser angepassten Verläufen nicht sehr viel mehr verringert werden kann. Im Gegensatz zu den vorher untersuchten Kurven zeigt sich hier aber, dass ein Teil der mit einem hohen Beschleunigungsniveau beginnenden Kurven (zum Teil sehr viel) höhere HIC-Werte ergibt als die Referenzfunktion, wie in der dreidimensionalen Darstellung besonders gut deutlich wird:



Bei einer aus zwei Beschleunigungsniveaus zusammengesetzten Kurve müssen nur zwei Zeitintervalle für die Berechnung des HIC-Wertes in Betracht gezogen werden: das gesamte Verzögerungszeitintervall und der Zeitbereich, in welchem die höhere der beiden Beschleunigungen effektiv ist. Untenstehendes Diagramm zeigt für alle möglichen Formen des betrachteten Funktionstyps, ob das Gesamt- oder das Teilintervall für den HIC relevant ist.

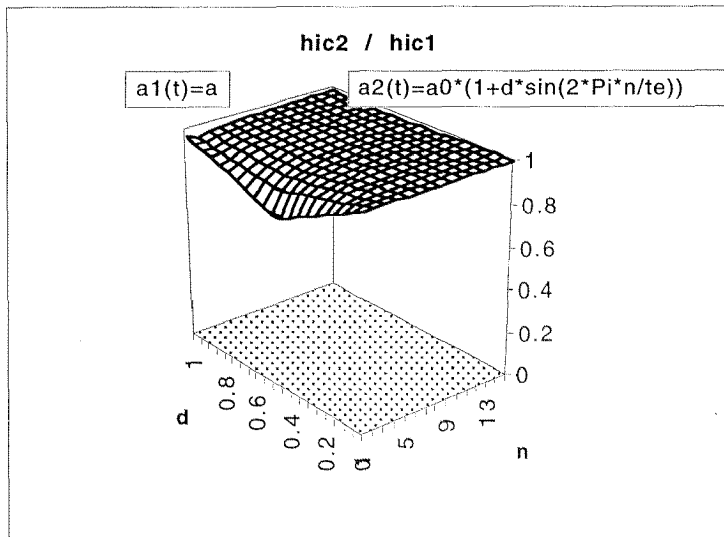


Man kann sehen, dass wenn das tiefere Beschleunigungsniveau höher als 60 % der Maximalbeschleunigung liegt, auf jeden Fall das Gesamtintervall für den HIC ausschlaggebend ist. Je länger der Bereich mit der tieferen Beschleunigung im Vergleich zur Gesamtlänge der Kurve ist, desto geringer kann seine Beschleunigungsniveau sein, damit dennoch das Gesamtintervall relevant für den HIC ist.

Um den Einfluss von unbeabsichtigten Abweichungen von der Rechteckfunktion zu untersuchen, wurden Störungen vom Typ

$$u(t) = a_0 \cdot d \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{t_c}\right)$$

betrachtet. Untenstehendes Diagramm zeigt die Ergebnisse:



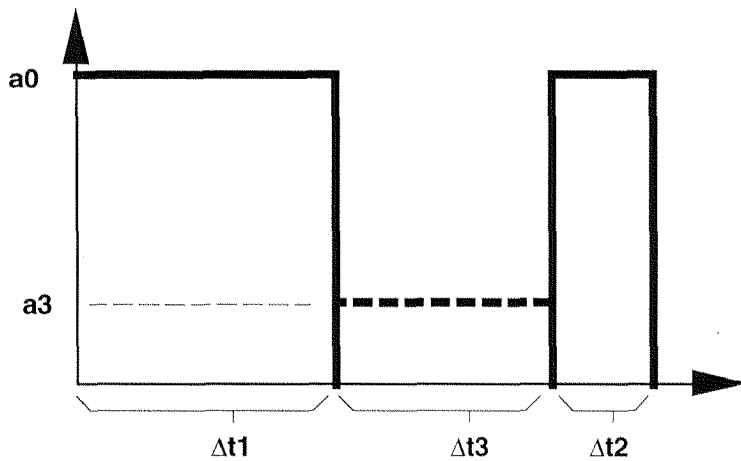
Besonders für kleine Werte von n wird der HIC reduziert. Der Grund liegt hier wieder darin, dass vorgezogene Verzögerung sich tendenziell positiv auswirkt. Negative Werte für d zeigen den gegenteiligen Effekt. Für höhere Frequenzen, wo die Störungen sich gleichmässiger über die Zeitdauer verteilen, wird dieser Effekt sehr schnell sehr klein.

Unterschiede zwischen zwei Funktionen haben keinen Einfluss, so lange die Durchschnittsbeschleunigung im entscheidenden Intervall die selbe bleibt und die Unterschiede nicht zu einer Veränderung des Intervallbereichs selbst führt. Der Grund, warum in obenstehendem Diagramm HIC-Reduktionen auftreten, liegt darin, dass die Beschleunigung a_0 und die Verzögerungszeit t_e so angepasst wurden, dass der Verzögerungsweg s_d und die anfängliche Aufprallgeschwindigkeit v_0 nicht variieren. Für geringe Werte von n und $d > 0.5$ ist die Reduktion des HIC aus dem Grund vermindert, weil ein kürzeres Zeitintervall (a_{\max} steigt an) für den HIC verantwortlich wird, welcher somit einen grösseren Wert annimmt, als er für auf das Gesamtintervall bezogen erhielte.

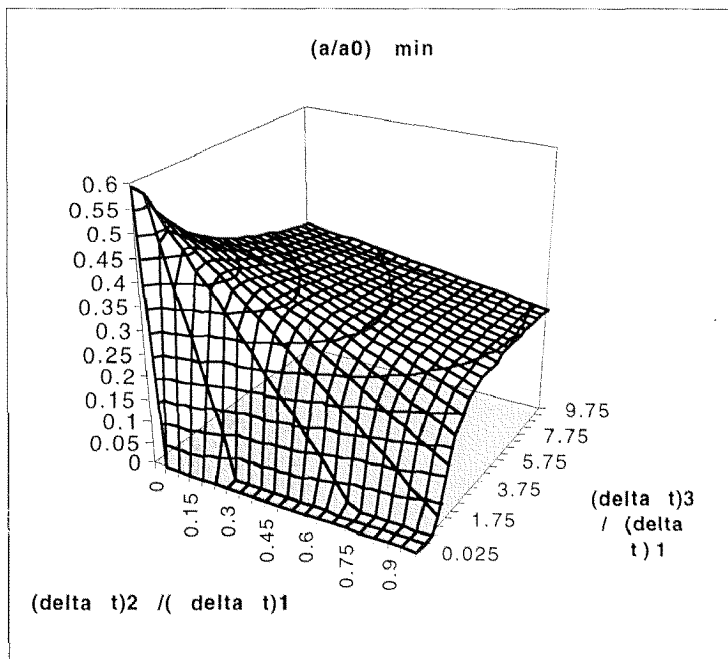
Generell lässt sich sagen, dass überlagerte Schwingungen (auch wenn das Diagramm wegen der Normierung der Verläufe nicht wirklich dieser Situation entspricht) einen sehr geringen Einfluss auf den HIC haben. Bei Schlagversuchen konnte beobachtet werden, dass das für Kopfaufschläge vorgeschriebene Filtern mit Channel Frequency Class 1000 so gut wie keinen Einfluss auf das Ergebnis der HIC-Berechnung hatte, auch wenn die Unterschiede zwischen gefilterter und ungefilterter Kurve deutlich sichtbar waren.

Bei vielen Test treten Mehrfachaufprallsituationen auf, oder es entstehen mehrere Peaks, zum Beispiel weil die sich deformierende Struktur andere, vorher noch nicht betroffene Strukturteile trifft. In solchen Fällen ist es wichtig zu wissen, ob nur der erste Peak oder ein grösseres Intervall (das zum Beispiel einen zwei-

ten Peak beinhaltet) für die Berechnung des HIC herangezogen werden muss. Um diese Fragestellung zu untersuchen, wurden zwei Peaks jeweils als rechteckige Funktion von gleichem Niveau und unterschiedlichen Zeitdauern Δt_1 und Δt_2 idealisiert. Zwischen diesen Peaks wirkt während einer Zeit Δt_3 eine geringere Beschleunigung vom Betrag a_3 :



Untenstehende Grafik gibt an, welches Niveau a_3 in Abhängigkeit der Verhältnisse $(\Delta t_2/\Delta t_1)$ und $(\Delta t_3/\Delta t_1)$ überschreiten muss, damit das Gesamtzeitintervall $(\Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3)$ für den HIC bestimmend wird.



Nur wenn die beiden Peaks sehr dicht aufeinander folgen, darf die Beschleunigung dazwischen auf Nullniveau absinken. Ist a_3 grösser als 60% von a_0 , dann müssen in jedem Fall beide Peaks für den HIC herangezogen werden. Dies überrascht nicht sehr, wenn man es mit den Ergebnissen der Zwei-Plateau-Funktion vergleicht. Überraschend mag jedoch erscheinen, dass ab einem gewissen Grad eine Vergrößerung des Abstands zwischen den Peaks zu einer Verringerung des minimal notwendigen Beschleunigungsniveaus a_3 führt. Das liegt daran, dass der HIC für eine rechteckige Funktion mit deren Dauer linear zunimmt. Deshalb benötigt ein längerer Mittelteil der Kurve ein geringeres Beschleunigungsniveau, um den selben Beitrag zum HIC leisten zu können, wohingegen die zwei Peaks gleichzeitig an Einfluss auf den HIC verlieren.

Die Tatsache, dass HIC-Berechnungen oft mit einem limitierten Zeitintervall (HIC36) durchgeführt werden, wurde in diesem Zusammenhang nicht berücksichtigt.

A3 PFLICHTENHEFT VERSUCHSSITZ

(Auszug aus „Pflichtenheft für die Entwicklung eines Leichtfahrzeugsitzes“, Version 1.04 [AGU95a])

1. Allgemeines

Dieses Pflichtenheft soll die vorangegangenen Dokumente zum Thema Sitz ersetzen. Die hier aufgestellten Forderungen sind für die Konstruktion *bindend*. Dies bedeutet, dass auf die Erfüllung einzelner Punkte nur nach Absprache mit der Projektleitung verzichtet werden kann.

2. Biomechanik

Der Sitz soll aus biomechanischer Sicht einen möglichst hohen Beitrag zur Reduktion des Verletzungsrisikos bei allen Crashsituationen (frontal, seitlich, Überschlag, Heckkollision) leisten. Dazu sollen sowohl konstruktive Massnahmen als auch die Einführung aktiver Systeme (Einstellung) ins Auge gefasst werden.

2.1 Frontalkollision

Form und Positionierung (Anstellwinkel) der Sitzfläche verhindern das Submarining. Der Sitz reisst sich unter Crashbedingungen nicht los. Der Sitz oder Teile davon können sich kontrolliert nach vorne oder hinten bewegen, falls dies für die Energieabsorption notwendig ist. Lasten aus dem Gepäckraum werden z.B. durch die Fahrzeugstruktur aufgefangen, und deren Intrusion in die Lehne wird verhindert. Der Sitz darf auch unter der zusätzlichen Belastung durch Gepäck nicht kollabieren. Deformationen des Sitzes dürfen sich nicht auf die Gurtgeometrie auswirken.

2.2 Heckkollision

Die Relativbewegungen im System Kopf-HWS-Thorax (Brustwirbelsäule) werden minimiert. Dies geschieht durch geeignete Formgebung und Steifigkeitsabstimmung sowie durch Gewährleistung einer korrekten Sitzeinstellung. Die Gesamtbelastung wird durch Energieaufnahme der Sitzkomponenten sowie durch sehr geringe Abstände Insassen-Rückhaltstruktur im Moment des Aufpralls reduziert. Die elastische Vorwärtsbewegung des Körpers sowie ein Vorwärtsschnellen des Sitzes nach der ersten Phase des Heckstosses wird vermieden. Das Zurückschnellen (rebound) wird durch einen hohen plastischen Anteil in den Deformationen reduziert.

2.3 Seitenkollision

Die Wahrscheinlichkeit eines Insassen-Insassenkontaktes wird durch die Konstruktion des Sitzes (Lehne-Kopfstütze-Gurten) reduziert. Die Konstruktion der Sitzschale wird mit derjenigen der Seitenwand hinsichtlich seitlicher Intrusion und Polsterung abgestimmt.

3. Ergonomie

Die Dimensionierung soll auf modernen ergonomischen Grundlagen aufbauen. Durch eine angenehme Sitzposition, ausreichende Platzverhältnisse sowie eine gute Erreichbarkeit aller Bedienungselemente wird die Sicherheit (Unfallverhütung) ebenfalls verbessert. Die Sitzposition ist trotzdem in erster Linie sicherheitsbezogen. Es wird eine hohe, aufrechte Sitzposition favorisiert. Als Hauptreferenz wird [Heriots93] verwendet, d.h. die Konstruktion soll die darin aufgestellten Forderungen hinsichtlich Ergonomie erfüllen. Der Sitz soll für Personen mit Körpergrößen von 5 % Frau bis 95 % Mann (nach anthropometrischen Daten in [Heriots93]) benutzbar sein und die Sicherheitskriterien erfüllen. Die Verstellmechanismen werden entsprechend dimensioniert. Die Sitzposition ist hoch und aufrecht. Die Oberfläche sowie die Polsterung gewährleisten den für die Sicherheit ebenfalls wichtigen Komfort.

4. Konstruktion

Die hier beschriebene Ausführung des Sitzes ist für den Einbau in das Alu-Fahrzeug 'Cratch' auszulegen. Es wird davon ausgegangen, dass sich in diesem Fahrzeug weder einstellbare Pedale noch ein verstellbares Lenkrad befinden. Lediglich die Horizontalverschiebung wird vom Benutzer eingestellt. Vertikal- und Horizontalanpassung der Kopfstütze/Rückenlehne erfolgen automatisch. Durch eine geeignete Kinematik wird eine im Hinblick auf den Frontalaufprall optimierte Sitzposition (Sitzflächenwinkel, Abstand vom Kniepolster) für alle Körpergrößen angestrebt.

4.1 Kopfstütze

Die Kopfstütze ist horizontal verstellbar. Der horizontale Verstellmechanismus ist elektronisch steuerbar. Die Kopfstütze soll sich im Normalbetrieb so nah wie möglich am Kopf befinden, ohne diesen zu berühren. (Alternative: die Kopfstütze soll sich im Moment des Aufpralls möglichst nahe am Kopf befinden.) Die korrekte Einstellung der Kopfstütze sowohl horizontal als auch vertikal wird gewährleistet.

4.1.1 *Schichtaufbau*

1. Angenehme Oberfläche
2. Dünnes, weiches Oberflächenpolster
3. Energieaufnehmender viskoelastischer Schaum zunehmender Steifigkeit, konkav zentrierend.

4.1.2 *Struktur*

Die Kopfstütze bewegt sich vertikal für die Anpassung an alle Körpergrößen. Die Struktur nimmt in allen Positionen die unter den in Kapitel 6 definierten Bedingungen entstehenden Lasten auf.

4.2 **Nackenabstützung**

Die Nackenabstützung ist horizontal verstellbar. Die Nackenabstützung soll sich im Normalbetrieb so nah wie möglich am Nacken befinden, ohne diesen zu berühren. Im Falle der Heckkollision soll ein Nackenkontakt erst stattfinden, wenn die Kopfstütze bereits ca. 2 cm eingedrückt ist. Scherkräfte auf die HWS sind zu minimieren.

4.2.1 *Schichtaufbau*

Der Schichtaufbau ist eigenschaftsgleich mit demjenigen der Kopfstütze, ev. etwas dickeres Komfortpolster im unteren Bereich

4.2.2 *Struktur*

wie bei 4.1.2

4.3 **Rückenlehne**

Die Rückenlehne garantiert die geforderte aufrechte Sitzposition von 90° bis 115°. Die Rückenlehne nimmt bei der Heckkollision Energie auf. Die Körperanprallgestalt ist dabei zu wahren, und eine zu starke Reklination (> 20°) ist zu vermeiden. Die Kopf- und Nackenabstützung ist in die Lehne integriert. Die Anpassung in der Vertikalen erfolgt durch Verschiebung der gesamten Rückenlehne. Die Rückenlehne nimmt rückseitige Belastungen, die nicht von der Fahrzeugstruktur aufgefangen werden, beim Frontalaufprall (Gepäck etc.) auf. Rückseitige Intrusionen (Gepäck etc.) werden verhindert. Die Form ist konkav-zentrierend. Durch geeignete Konturgebung auf der Fahrzeuginnenseite wird das Fahrer-Beifahrer-Kollisionsrisiko vermindert.

4.3.1 *Aufbau oberer Teil*

1. Angenehme Oberfläche
2. Weiches Oberflächenpolster
3. Energieaufnehmender, viskoelastischer Schaum

Durch ein im Vergleich zur Kopf- und Nackenabstützung etwas dickeres Oberflächenpolster wird gewährleistet, dass der Kontakt mit den energieaufnehmenden Elementen gleichzeitig auf den ganzen Länge der Wirbelsäule stattfindet, auch wenn bei Beginn des Aufpralls der Kopf noch ca. 4 cm von der Stütze entfernt ist.

4.3.2 *Aufbau unterer Teil*

Aufbau wie oberer Teil, jedoch:

Die energieaufnehmende Schicht ist etwas dünner, so dass eine etwas geringere Eindrückung resultiert. Die Oberfläche weist einen ausreichend hohen Reibungswiderstand auf, um Hochrutschen (ramping) zu verhindern. Ebenso ist eine Verschiebung der Schichten gegeneinander zu vermeiden. Ein vertikal verschiebbares Kissen dient als Lendenstütze.

4.4 Sitzfläche

Bei der Frontalkollision vom Beckengurt nach unten umgeleitete Kräfte werden aufgenommen. Die Sitzfläche kann sich unter extremer Belastung kontrolliert verformen. Durch geeignete Formgebung und/oder Einbau von zusätzlichen Strukturelementen wird das Submarining verhindert. Die Härte zur Kniebeuge hin nimmt gleichmässig zu. Der Anschluss zur Lehne wird anatomisch geformt und wirkt beim Heckaufprall zusätzlich bremsend. Der Insasse wird beim Aufprall aus Höhe durch die Polsterung gebremst.

4.4.1 *Schichtaufbau*

1. Angenehme Oberfläche mit Reibungswiderstand gegen Vorwärtsgleiten (Tepich-Burns müssen vermieden werden)
2. Weiches, dünnes Oberflächenpolster. Hoher Scherwiderstand gegen die untenliegende Schicht.
3. Energieaufnehmender, viskoelastischer Schaum mit zunehmender Steifigkeit.

4.4.2 *Variante A*

Die Sitzfläche ist vertikal verstellbar.

Der vertikale Verstellmechanismus ist elektronisch steuerbar.

4.4.3 Variante B

Die Sitzfläche ist in der Vertikalen fixiert.

4.5 Gurte

Der obere Gurtaufhängungspunkt ist an der B-Säule. Eine in der Sitzlehne integrierte Führung sorgt anstelle der voll integrierten Gurten für die korrekte Gurtlage oben. Diese Durchführung ist fest in der Lehne integriert. Sie bewegt sich zusammen mit der gesamten Lehne in vertikaler Richtung. Die unteren Gurtbefestigungspunkte sind am Sitz fixiert.

5. Elektromechanik/Elektronik

Die vertikale Verstellung der Kopfstütze/Nackenabstützung/Lehne erfolgt durch Elektromotoren. Die Antriebselemente werden im unteren Teil der Rückenlehne oder unter der Sitzfläche platziert. Ein Messsystem meldet dem Fahrer, ob der Sitz sicherheitstechnisch korrekt eingestellt ist (Minimalforderung). Die korrekte Einstellung der Kopfstütze wird durch eine Automatik, die die Anpassung entweder einmal bei Beginn der Fahrt oder kontinuierlich erfasst und nachregelt, gewährleistet.

6. Leistungsanforderungen

Als Minimalforderung sollen alle bestehenden Richtlinien bzw. Normen (ECE, FMVSS) eingehalten werden [Walz95]. Darüber hinaus gelten die folgenden Leistungsanforderungen immer für den 'worst case', d.h. im allgemeinen für den Fall dass der Sitz mit einem 95 % m. Insassen belastet ist. Unter allen Versuchsbedingungen sind die biomechanischen Grenzwerte, gemessen an einem 50 % Hybrid III Dummy, einzuhalten. [Walz95]

6.1 Frontalaufprall

Für den Frontalaufprall wird von einer mittleren Fahrzeugverzögerung von 50 g ausgegangen. Der Sitz nimmt die dabei entstehenden Kräfte auf, ohne zu kollabieren oder sich aus seiner Verankerung zu lösen. Bei der Sitzfläche ist eine Deformation zugelassen, sofern sich daraus keine zusätzliche Verletzungsgefahr (Submarining, Anprall an nicht dafür vorgesehene Teile des Innenraums etc.) ergibt. Die Horizontalverstellung bleibt unter Crashbedingungen blockiert.

6.2 Heckaufprall

Für den Heckaufprall wird von einer mittleren Fahrzeugverzögerung von 30 g ausgegangen. Der Sitz nimmt die dabei entstehenden Kräfte auf, ohne zu kollabieren.

bieren oder sich aus seiner Verankerung zu lösen. Die Lehnstruktur deformiert sich nur minimal. Deformation des Lehnengelenkes ist erlaubt, soweit die Forderungen unter 4.3 eingehalten werden.

A4 LITERATURVERZEICHNIS

[ADAC99]

ADAC Motorwelt Januar 1999, Seite 9, München

[AdHoc94]

International Ad Hoc Group for Neck Protection on Rear-End Impact, Minutes of Meeting, Lyon, Sept. 1994

[Adomeit79]

Adomeit D., „Seat Design – A Significant Factor for Seat Belt Effectiveness“, 23rd Stapp Car Crash Conference, proc p.41-68, San Diego, California, 1979

[Adomeit97]

Adomeit H.-D., Wils O., Heym A., „Adaptive Airbag-Belt-Restraints - An Analysis of Biomechanical Benefits“, SAE International Congress and Exhibition, proc p.85-89, SAE-Paper 970776, Detroit, Michigan, 1997

[AGU95a]

Arbeitsgruppe für Unfallmechanik, „Pflichtenheft für die Entwicklung eines Leichtfahrzeugsitzes“, Version 1.04, Zürich, 1995

[AGU95b]

Arbeitsgruppe für Unfallmechanik, „Pflichtenheft für die Gestaltung des Innenraumes und der Rückhaltesysteme für das Leichtmobil Cratch“, Version 1.01, Verf. Muser M.H., Guenat J.M., Wingeier L., Zürich, 1995

[AGU95c]

Arbeitsgruppe für Unfallmechanik, „Pflichtenheft für ein sicheres Leichtfahrzeug“, Version 7, Verf. Walz F., Zürich, 1995

[AGU97]

Arbeitsgruppe für Unfallmechanik, „Sicherheit von Leichtfahrzeugen“, Bericht zum Forschungsprojekt, Zürich, 1997

[Amstutz93]

Amstutz C., Dippel C., „Entwicklung eines Verbundlenkrades“, Technische Memoranden TM241, Institut für Leichtbau ETH, Zürich, 1992

[ATZ90]

ATZ Automobiltechnische Zeitschrift für Forschung, Entwicklung, Konstruktion, Versuch und Fertigung, November 1990, Seite 637

[Benninghoff94]

Benninghoff A., „Anatomie: Makroskopische Anatomie, Embryologie und Histologie des Menschen, Band 1: Zellen und Gewebelehre, Entwicklungsbiologie, Bewegungsapparat, Herz-Kreislauf-System, Immunsystem, Atem- und Verdauungsapparat“, 15. Aufl., Urban&Schwarzenberg, 1994, München

[Berg98]

Berg F.A., Schmitt B., Epple J., Mattern R., „Dummy-Loadings Caused by an Airbag in Simulated Out-Of-Position Situations“, Proc 1997 IRCOBI Conf., p419-431, Hannover

[Berg99]

Berg F.A., Bürkle H., Fay P.A., Sferco A., "Crash Tests with Old and New Vehicle Models Demonstrate the Development of Passive Safety - Are They in Correlation with the Published National Statistics?", Poster, Proc. 1999 IRCOB Conf., p533-534, Barcelona, Spain

[Blair98]

Blair G.R., So R., Milivojevic A., van Heumen J.D., "Investigating the Polyurethane Foam Contribution-Phase 1", SAE-Paper 980656, SP-1358, p.75-96, Detroit, Michigan, 1998

[Blaisdell93]

Blaisdell D.M., Levitt A.E., Varat M.S. „Automotive Seat Design Concepts for Occupant Protection“, SAE SP-963, p.109-119, Paper 930340, Society of Automotive Engineers, 1993, Warrendale USA

[Bombol84]

Bombol K., "Experimentelle Untersuchung des Kopfaufschlages auf die Windschutzscheibe (am Beispiel des VW-Golf und des Citroen CX)", Technische Memoranden TM155, Institut für Leichtbau ETH, Zürich, 1984

[Borel95]

Borel A., "Modellierung und Optimierung der Deformationseigenschaften eines Leichtfahrzeuges beim Heckaufprall", Semesterarbeit am Institut für Biomedizinische Technik und Medizinische Informatik der Uni und ETH Zürich, 1995

[Boström97]

Boström O., Krafft M., Aldman B., Eichenberger A., Frederiksson R., Håland Y., Lövsund P., Steffan H., Svensson M., Tingvall C., "Prediction of Neck Injuries in Rear Impacts Based on Accident Data and Simulations", Proc. 1997 IRCOB Conf., p251-264, Hannover

[Boström98]

Boström O., Svensson M., Muser M., "NIC Measurement Techniques and Result Interpretation", Working Draft Version 1.04, 23.9.1998, World Wide Web Page: <http://thelma.ethz.ch/~muser/NIC/nic.calc.004.html>

[Braess93]

H.-H. Braess, "Nichts steigt so schnell wie Ansprüche – Gedanken zur weiteren Entwicklung des Personenwagens", ATZ Automobiltechnische Zeitschrift für Forschung, Entwicklung, Konstruktion, Versuch und Fertigung, 95, Jahrgang Nr. 9, Sept.1993

[Burg81]

Burg H., Rau H. "Handbuch der Verkehrsunfallrekonstruktion", Verlag Information Ambs GmbH, 1981

[Burow74]

Burow K., "Zur Verletzungsmechanik der Halswirbelsäule", Dissertation Technische Universität Berlin, Fachbereich Verkehrswesen, 1974

[Cheng79]

Cheng R., Mital N.K., Levine R.S., King A.I., "Biodynamics of the Living Human Spine During -Gx Impact Acceleration", SAE PT-43 p.139-157, Paper 791027, Society of Automotive Engineers, 1993, Warrendale USA

[Clavel93]

Clavel P., Le Berre D., Kaeser R., "Polyurethane Foams for Side Impact Protection of Automobiles", Polyurthanes World Congress, Canada, 1993

[Coben97]

Coben L.E., "The Risk and Benefits of Airbag Systems: Are They needlessly Killing and Injuring Motorists?", SAE International Congress and Exhibition, p.103-110, SAE-Paper 970492, Detroit, Michigan, 1997

[Davidsson98]

Davidsson J, Svensson M.Y., Flogård A., Håland, Y., Jakobsson L., Linder A., Lövsund P., Wiklund, K., "BioRID I - A New Biofidelic Rear Impact Dummy", Proc. 1998 IRCOBI Conf., p377-390, Göteborg, Sweden

[Davidsson99]

Davidsson J, Lövsund P., Ono K., Svensson M.Y., Inami S., "A Comparison between Volunteer, BioRID P3 and Hybrid III Performance in Rear Impacts", Proc. 1999 IRCOBI Conf., p165-178, Barcelona, Spain

[Deutscher93]

Deutscher C., "Bewegungsablauf von Fahrzeuginsassen beim Heckaufprall, Ermittlung von objektiven Messwerten zue Beurteilung von Verletzungsart und Schwere", Dissertation Technische Universität München, Fakultät für Maschinenwesen, 1993

[Deutscher94]

Deutscher C., "Bewegungsablauf von Fahrzeuginsassen beim Heckaufprall", Eurotax (International), Freienbach CH, 1994

[Dippel92]

Dippel C., "Programme für Energieabsorptions- und Kopfaufprallversuche: Datenerfassung und Auswertung", Technische Memoranden TM 239 Institut für Leichtbau ETH, Zürich, 1992

[Dippel93a]

Dippel C., "Crashtauglicher Sitz für Hartschalen-Leichtmobil, Konzeptentwurf", Institut für Leichtbau ETH, Zürich, April 1993

[Dippel93b]

Dippel C., "Energy Absorbing Foam Paddings for Occupant Protection in Low Mass Cars", Poster, Sampe Students Conference, Birmingham UK, 1993

[Dippel95a]

Dippel C., Muser M.H., Walz F., "Sicherheit für Leichtmobile: Der Heckaufprall", Dokumentation zur Forschungs- und Innovationsausstellung Medizin und Technik der ETHZ, 1995 Zürich

[Dippel95b]

Dippel C., "A Safe Seat For Lightweight Vehicles", poster presented at the 1995 IRCOBI conference, Brunnen CH

[Dippel97]

Dippel C., Muser M.H., Walz F., Niederer P., Kaeser R., "Neck Injury Prevention in Rear-Impact Crashes" , Proc 1997 IRCOBI Conf., p239-259, Hannover

[Dvorák85]

Dvorák J, Dvorák V., "Manuelle Medizin: Diagnostik", 2. erweiterte Auflage, Georg Thieme Verlag, Stuttgart, 1985

[Eichenberger99]

Eichenberger A., Körner W., Steffan H., "The Neck Injury Criterion (NIC) in Dummy Tests: A Mathematical Simulation Study", Poster, Proc. 1999 IRCOBI Conf., p535-536, Barcelona, Spain

[Emori90]

Emori R.I., Horiguchi J., "Whiplash in Low Speed Vehicle Collisions", SAE-Paper 900542, SP-1358, p.103-108, Society of Automotive Engineers, 1990, Warrendale USA

[Faerber95]

Faerber E., "Neue Entwicklungen bei der Gesetzgebung zur passiven Sicherheit von Pkw", Kongressbericht 1995 der 28. Jahrestagung der Deutschen Gesellschaft für Verkehrsmedizin e.V, p.118-124, Leipzig

[Farahani97]

Farahani A., Honken, B., Lee H.P. „Effect of Front Seat Stiffness in Federal Dynamic Side Impact“, SAE-Paper 970126, SP-1231 p.71-78, Detroit, Michigan, 1997

[Faruque97]

Faruque O., Liu N., Chou C.C., "Strain Rate Dependent Foam - Constitutive Modeling and Applications", SAE International Congress and Exhibition, proc p.221-229, Detroit, Michigan, 1997

[Fenton98]

Fenton J., "Handbook of Automotive Body Construction and design Analysis", Chapter 8, p333-334 „Tailoring deformation and cabin-shell stiffness“, Professional Engineering Publishing, 1998

[FMVSS 208]

National Highway Traffic Safety Administration, World Wide Web Page, <http://www.nhtsa.dot.gov/cars/testing/procedures/TPLOG.html>, 1999

[Foret-Bruno91]

Foret-Bruno J.Y., Dauvillier F., Tarriere C., "Influence of Seat and Headrest Stiffness on the Risk of Cervical Injuries in Rear Impact, 13th ESV Conference, 1991

[Frei97]

Frei P., Kaeser R., Hafner R., Schmid M., Dragan A., Wingeier L., Muser M.H., Niederer P., Walz F., "Crashworthiness and Compatibility of Low Mass Vehicles in Collisions", Proc. 1997 SAE Congress, Detroit, Michigan USA, p.35-43

[Foust73]

Foust, D.R., Chaffin D.B., Snyder R.G., Baum J.K., „Dynamic Range of Motion and Dynamic Response and Strength of Cervical Muscles“, SAE PT-43, p.73-85, paper 730975, Society of Automotive Engineers, 1993, Warrendale USA

[Gadd71]

Gadd C.W., Culver C.C., Nahum A.M., "A Study of Responses and Tolerances of the Neck", SAE PT-43, p.73-85, paper 710856, Society of Automotive Engineers, 1993, Warrendale USA,

[Geigl94]

Geigl B.C., Steffan H., Leinzinger P., Roll, Mühlbauer M., "The Movement of Head and Cervical Spine During Rear End Impact", Proc. 1994 IRCOBI Conf., Lyon, France

[Geigl95]

Geigl B.C., Steffan H., Dippel C., Muser M.H., Walz F., Svensson M.Y., "Comparison of Head-Neck Kinematics during Rear End Impact between Standard Hybrid III, RID Neck, Volunteers and PMTOs", Proc. 1995 IRCOBI Conf., p.261-270, Brunnen CH

[Gerster96]

Gerster B., "In Zusammenarbeit mit der Ingenieurschule Biel durchgeführte Versuche", Ingenieurschule Biel Abteilung Fahrzeugtechnik, Vauffelin, 1996

[Grifka98]

Grifka J., Hedtmann A., Pape H.G., Witte H., Tyws J., "Diagnostik und Therapie bei Beschleunigungsverletzungen der Halswirbelsäule", Deutsches Ärzteblatt 95, Heft 4, p.152-155, Jan.1998

[Håland97]

Håland Y., Lindh F., Frederiksson R., Svensson M., „The Effect of Car Seats on Neck Injuries in Low Speed Rear Impacts“, ISATA magazine, January 1997, p.14-15

[Hartemann79]

Hartemann F., Foret-Bruno J.Y., Thomas C., Tarrière C., Got A., Patel A., „Influence of Mass Ratio and Structural Compatibility on the Severity of Injuries Sustained by the Near Side Occupants in Car-to-Car Side Collisions“, 23rd Stapp Car Crah Conference, proc p.235-259, San Diego, California, 1979

[Hell98]

Hell W., Langwieder K., Walz F., "Reported Soft Tissue Neck Injuries after Rear-End Car Collisions", IRCOBI Conference, Göteborg, 1998, p.261-274

[Hell99]

Hell W., Langwieder K., Walz F., Muser M., Kramer M., Hartwig E., "Consequences for Seat Design due to Rear End Accident Analysis, Sled Tests and Possible Test Criteria for Reducing Cervical Spine Injuries after Rear-End Collision", Proc. 1999 IRCOBI Conf., p243-259, Sitges, Spain

[Herriots93]

Herriots P., Barret J., "The Design of Vehicle Interior Based on Ergonomic Principles", Report Arbeitsgruppe für Unfallmechanik Zürich, 1993

[Hofinger99]

Hofinger M., Maryhofer E., Geigl B.C., Moser A., Steffan H.; "Reduction of Neck Injuries by Improving the Occupant Interaction with the Seat Back Cushion", Proc. 1999 IRCOBI Conf., p.201-212, Barcelona, Spain

[Horsch79]

Horsch J.D., Schneider D.C., Kroell C.K., „Response of Belt Restrained Subjects in Simulated Lateral Impact“, 23rd Stapp Car Crah Conference, proc p.71-79, San Diego, California, 1979

[Highwaysafety98]

„Whiplash Injuries much less likely to occur in cars with new seat/head restraint combination, advanced crash tests show“, Insurance Institute for Highway Safety, World Wide Web Page: <http://www.hwysafety.org/press/pr120898.htm>, Arlington VA, 8.Dezember 1998

[Jakobsson94]

Jakobsson L., Norin H., Jernström C., Svensson S.-E., Isaksson-Hellman I., Svensson M.Y., „Analysis of the influence of vehicle and occupant parameters on neck injuries in rear-end car collisions using a new mathematical model“, IRCOBI 94, Lyon

[Judic93]

Judic J.-M., Cooper A., Truchot P., van Effenterre P., Duchamps R., „More Objectives Tools for the Integration of Postural Comfort in Automotive Seat Design“, SAE SP-963, p.67-76, paper 939113, Society of Automotive Engineers, 1993, Warrendale USA

[Kaeser92a]

Kaeser R., „Kollisionstaugliche Strukturen für Leicht-Elektromobile“, Solarmobile im Alltag, 6, 35-9, Bern 20.2.1992

[Kaeser92b]

Kaeser R., „Ergebnisse des Leichtmobil-Seitencrashs bei der Bundesanstalt für Strassenwesen in Köln“, II.Leichtmobilsymposium Wildhaus, 19.8.1992

[Kaeser92c]

Kaeser R., „Safety Potential of Urban Electric Vehicles in Collisions“, International Conference The Urban Electric Vehicle, Stockholm, 1992

[Kaeser92d]

Kaeser R., „Design for Crashworthiness of Light Electric Vehicles“, 11th International Electric Vehicle Symposium, Florence IT, 1992

[Kaeser94]

Kaeser R., Lang R., Flüeli A., Dippel C. „Development of a Head Impact Compatible Partition Wall“, Proceedings of the ICAS-Conference in Anaheim, California, pages 2258 - 2264, 1994

[Kaeser95]

Kaeser R., Muser M.H., Spiess O., Frei P., Guenat J.M., Wingeier L., „Passive safety potential of low mass vehicles“, proc 337-357 IRCOBI Conference, Brunnen CH, 1995

[Kalleris95]

Kalleris D., Rizzetti A. Mattern R.: Belastung der Halswirbelsäule bei traumatomechanischen Untersuchungen, Kongressbericht 1995 der 28. Jahrestagung der Deutschen Gesellschaft für Verkehrsmedizin e.V., p.157-162, Leipzig 1995

[vanKampen93]

van Kampen L.T.B., „Availability and (proper) Adjustment of Head Restraints in the Netherlands“, Proc.1993 International IRCOBI Conference on the Biomechanics of Impact, Sept. 93, Eindhoven, p.367-378

[Kelly97]

Kelly D.J., Rucker J.R., „New Polyurethane Polymers for Energy Absorbing Automotive Applications“, SAE International Congress and Exhibition, proc p.85-89, Detroit, Michigan, 1997

[Kramer90]

Kramer F., "Schutzkriterien für den Fahrzeug-Insassen im Falle sagittaler Belastung", Fortschrittsberichte VDI, Reihe 12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik Nr.137, Düsseldorf, 1990

[Kramer98]

Kramer F., "Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen: Grundlagen, Komponenten, Systeme", Vieweg, Braunschweig/Wiesbaden, 1998

[Krämer92]

Krämer K.-L., Stock M., Winter M., "Klinikleitfaden Orthopädie, Untersuchung, Diagnostik, Therapie, Notfall", Jungjohann Stuttgart, 1992

[Kroonenberg97]

van den Kroonenberg, A., Thunnissen J., Wismans J., "A Human Model for Low-Severity Rear-Impacts", Proc 1997 IRCOBI Conf., p117-132, Hannover

[Krueger93]

Krueger H., Guggenbühl U., "Ergonomische Gestaltung des Fahrgastraumes", III.Leichtmobilsymposium Wildhaus, 1993

[Langwieder79]

Langwieder K., Danner M., Schmelzing W., Appel H., Kramer F., Hofmann J., „Comparison of Passenger Injuries in Frontal Car Collisions with Dummy Loadings in Equivalent Simulations“, 23rd Stapp Car Crah Conference, proc p.201-231, San Diego, California, 1979

[Lim95]

Lim G.G., Chou C.C., Patel R.N., Shahab S.A., Patel P.J., "Estimating the Minimum Space to Meet Federal Head Impact requirement", SAE-Paper 950333, SAE International Congress and Exposition, 1995, Detroit, Michigan

[Lorraine97]

Lorraine C., Kowalski Y., Kowalski E.L., Elchison B.K., "Material Comparisons Using Free Motion Head (FMH) Impact and Alternative Test Methods", SAE International Congress and Exposition, SAE-Paper 970165, SP-1226, p.67-72, Detroit, Michigan, 1997

[Lubin93]

Lubin S., Sehmer J., "Are Automobile Head Restraints Used Effectively?", Canadian Family Physician 39, p.1584-1588, July 1993

[Lundell95]

Lundell B., Edvardsson M., Johansson L., Korner J., Pilhall S., "SIPSBAG - The Seat-Mounted Side Impact Airbag System", SAE International Congress and Exposition, SAE-Paper 950878, SP-1077, p.141-150, Detroit, Michigan, 1995

[Maag93]

Maag U., Laberge-Nadeau C., Tao X.-T., "Neck sprains in car crashes: incidence, associations, length of compensation and cost to the insurer", 37th annual proceedings, Association for the Advancement of Automotive Medicine, 1993, San Antonio, Texas

[MADYMO92]

MADYMO User's Manual 2D, Version 5.0, TNO Road-Vehicles Research Institute, 1992, Delft, NL

[Mattern95]

Mattern R., Kallieris D., Grandel J., Schüler F., "Zum Stellenwert von Verletzungskriterien bei der Begutachtung des sogenannten Schleudertraumas der Halswirbelsäule nach 'Bagatellunfällen'", Kongressbericht 1995 der 28. Jahrestagung der Deutschen Gesellschaft für Verkehrsmedizin e.V., p.157-162, Leipzig 1995

[McConnel93]

McConnel E., Howard R.P., Guzman H.M., Bomar J.B., Raddin J.H., Benedict J.V., Smith H.L., Hatsell C.P., "Analysis of Human Test Subject Kinematic Responses to Low Velocity Rear End Impacts", SAE-Paper 930889, p.21-30, Society of Automotive Engineers, 1993, Warrendale USA

[Mercedes98]

Mercedes-Benz S-Klasse, World Wide Web Site, <http://www.mercedes-benz.de>, 1998

[Mertz67]

Mertz H.J., Patrick L.M., "Investigation of the Kinematics and Kinetics of Whiplash", 11th Stapp Car Crash Conference, P20, SAE-Paper 670919, Society of Automotive Engineers, New York, 1967

[Mertz71]

Mertz H.J., Patrick L.M., "Strength and Response of the Human Neck", 15th Stapp Car Crash Conference, P39, SAE-Paper 710855, Society of Automotive Engineers, New York, 1971

[Meyer94]

Meyer S., Hugemann W., Wweber M., „Zur Belastung der Halswirbelsäule durch Auffahrunfälle“, Teil 1 „Bewegungskinematik und verletzungsrelevante Kenngrößen“ und Teil 2 „Vertiefende kollisionsmechanische Betrachtungen“, Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik, Heft 1 94 und Heft 7/8 94, Kippenheim, Deutschland

[Minton97]

Minton R., Murray P., Pitcher M., Galasko CSB., "Causative Factors in Whiplash Injury: Implications for Current Seat and Head Restraint Design", Proc 1997 IRCOBI Conf., p207-222, Hannover

[Mizuno97]

Mizuno K., Umeda T., Yonezawa H., „The Relationship Between Car Size and Occupant Injury in Traffic Accidents in Japan“, SAE-Paper 970123, SP-1231 p.161-163, Detroit, Michigan, 1997

[Mueller98]

Mueller H.E., Linn, B., „Smart Airbag Systems“, SAE-Paper 980558, SP-1321 p.161-163, Detroit, Michigan, 1998

[Muser94]

Muser M.H., Dippel C., Walz F., "Neck Injury Prevention by Automatically Positioned Head Restraint", Proc. 1994 AAAM / IRCOBI Conf. Joint Session, p.145-157, Lyon, France

[Muser96a]

Muser M.H, Frei P. Krabbel G., Walz F., Kaeser R., Niederer P., "Optimierung von Rückhaltesystemen für Leichtfahrzeuge", Haus der Technik, Essen, 1996

[Muser96b]

Muser M.H, Utzinger U., Krabbel G., Frei P., Niederkorn S., Walz F., Niederer P., "Optimised Restraint Systems for Low Mass Vehicles", proc 343-355 40th Stapp Car Crash Conference, Albuquerque NM, 1996

[Muser96c]

Muser M.H, Krabbel G., Prescher V., Dragan A., Walz F., Niederer P., "Advanced Energy Absorbing Components for Improved Effectiveness of Low Mass Vehicle Restraint Systems", Proc 249-265 IRCOBI Conference, Dublin, 1996

[Naef95]

Naef C., "Ergonomische Cockpitgestaltung", Institut für Hygiene und Arbeitsphysiologie, ETH, Zürich, 1995

[Nahum93]

Nahum M., Melvin J., "Accidental Injury, Biomechanics and Prevention", Springer Verlag, New York, 1993

[Niederer92]

Niederer P., "Der Stossgürtel: Ein Sicherheitskonzept für Leichtfahrzeuge", II. Leichtmobilsymposium Wildhaus, 1992

[Niederer93a]

Niederer P., Kaeser R., Walz F., Brunner A. "Compatibility Considerations for Low Mass Rigid Belt Vehicles", proc 434-444 IRCOBI Conference, Delft, 1993

[Niederer93b]

Niederer P., Walz F., Kaeser R., Brunner A., "Occupant Safety of Low-Mass Rigid-Belt Vehicles", Proc. 37th Stapp Car Crash Conf., SAE 933107, p.1-13, San Antonio 1993

[Niederer94]

Niederer P., Muser M.H., Walz F., Kaeser R., Brunner A., "Occupant Safety of Small and Low Mass Vehicles", NESEA Sustainable Transportation, Boston MA, 1994

[Nilson93]

Nilson G., Lövsund P., Thorngren L., Haland Y., Svensson S.-E., "The Potential Injury-Reducing Benefits of a Well Designed Car Seat", International IRCOBI Conference on the Biomechanics of Impacts, proc.421-431, Eindhoven NL, 1993

[Nilson94]

Nilson G., Svensson M.Y., Lövsund P., Haland Y., Wiklund K., "Rear-End Collisions - The Effect of the Seat-Belt and the Crash Pulse on Occupant Motion", XIVth International Conference on Enhanced Safety Vehicles, Paper No. 94-S10-O-07, 1994

[Ono93]

Ono K., Kanno M., "Influences of Physical Parameters on the Risk to Neck Injuries in Low Speed Rear-End Collisions", Proc. 1993 International IRCOBI Conference on the Biomechanics of Impact, p.201-212, Sept 93, Eindhoven NL

[Ono97]

Ono K., Kaneoka K., "Motion Analysis of Human cervical vertebrae During Low Speed Rear Impacts by the Simulated Sled" , Proc 1997 IRCOBI Conf.,p222-237, Hannover

[Ono99]

Ono K., Inami S., Kaneoka K., Gotou T., Kisanuki Y., Shakuma S., Kazuo M., "Relationship between Localized Spine Deformation and Cervical Vertebral Motions for Low Speed Rear Impacts Using Human Volunteers", Proc. 1999 IRCOBI Conf., p149-164, Sitges, Spain

[Parkin93]

Parkin S., Mackay G.M., Cooper A., "How Drivers Sit in Cars", Proc. 37th Ann. Conf. Association for the Advancement of Automotive Medicine, San Antonio, Texas, 1993

[Pedder95]

Pedder J., Dalmotas D., Gibson T., Gilbert D., "The development of a protocol for documenting vehicular sitting posture of car occupants involved in rear-end collisions", proc 22nd Annual International Workshop of Human Subjects for Biomechanical Research, 1994, Fort Lauderdale, Florida

[Pedder95]

Pedder J., Gane J., "Evaluation of Head Restraint Position in Passenger Vehicles in Canada", Proceedings of the Canadian Multidisciplinary Road Safety Conference IX, 1995, Montreal, Quebec

[Penning92]

Penning L., "Acceleration injury of the cervical spine by hypertranslation of the head" European Spine Journal, 1, p.7-19 (1992), Springer-Verlag

[Penning94]

Penning L., "Hypertranslation des Kopfes nach hinten: Teil des Schleuderverletzungsmechanismus der HWS?", Der Orthopäde 1994 23:p.268-274

[Penning95]

Penning L., "Kinematics of cervical spine injury", European Spine Journal 1995 4: p.126-132, Springer-Verlag

[Platzer86]

Platzer W., "Taschenatlas der Anatomie, Band 1: Bewegungsapparat", Thieme, 1986, Stuttgart

[Prasad93]

Prasad P., Mertz H.J., "The Position of the United States Delegation to the ISO Working Group 6 on the Use of HIC in the Automotive Environment Biomechanics of Impact Injuries and Injury Tolerances of the Head-Neck Complex", SAE PT-43 p.373-383, paper 851246, 1993, Warrendale USA

[Robbins97a]

Robbins M.C., "Lack of Relationship Between Vehicle Damage and Occupant Injury", SAE International Congress and Exhibition, p.117-119, SAE-Paper 970494, Detroit, Michigan, 1997

[Robbins97b]

Robbins M.C., "Synergistic Motor Vehicle Safety", SAE International Congress and Exhibition, p.91-95, SAE-Paper 970488, Detroit, Michigan, 1997

[Rothar99]

Rothar H., "PUR - der programmierbare Kunststoff", Technica 20/99, p.32-36, September 1999, Rapperswil CH

[Rothhaupt94]

Rothhaupt, Penning L., Liebig K., "Diagnostik, Analyse und Bewertung von Funktionsstörungen der oberen HWS im Rahmen von Beschleunigungsverletzungen unter Einsatz der Kernspintomographie", Der Orthopäde 1994, 23: p.278-281

[Ropohl]

Ropohl D., "Die rechtsmedizinische Rekonstruktion von Verkehrsunfällen", Deutsche Automobil Treuhand DAT-Schriftenreihe Technik, Markt, Sachverständigenwesen

[Saab98]

„Saab 9-5 aktive Kopfstützen“, World Wide Web Page, http://www.saab.com/germany/index_2.html, 1998

[Saczalski93]

Saczalski K.J., Syson S.R., Hille R.A., Pozzi M.C., „Field Accident Evaluations and Experimental Study of Seat Back Performance Relative to Rear-Impact Occupant Protection“, SAE SP-963, p.151-176, Paper 930346, Society of Automotive Engineers, 1993, Warrendale USA

[Schröder97]

Schröder G., Eidam J., "Typical Injuries caused by Air-Bag in Out-Of-Position Situations, an Experimental Study", Proc 1997 IRCOBI Conf., p409-417, Hannover

[Schuller93]

Schuller E., Eisenmerger W., "Die verletzungsmechanische Begutachtung des HWS-Schleudertraumas", Kongressbericht der 27. Jahrestagung der Deutschen Gesellschaft für Verkehrsmedizin e.V. in Verbindung mit der 33. Fortbildungsveranstaltung der Sektion Verkehrspsychologie des Bundesverbandes Deutscher Psychologen, p.193-196, 1993, Heidelberg

[Seiffert92]

Seiffert U., "Fahrzeugsicherheit Personenwagen", VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1992

[Spiegel99]

„Gelenkiges Gestühl: Mit dem ‚Compact Van‘ Zafira präsentiert Opel einen neuen Fahrzeugtyp. Kaum grösser als ein Golf, bietet er sieben Personen Platz“, Der Spiegel Nr. 13, 29.3.1999, Hamburg

[StatusReport95]

Status Report, Special Issue 16.9.1995, Vol 30 No.8, Insurance Institute for Highway Safety, Arlington VA, USA

[StatusReport97]

Status Report, Special Issue Vol.32 No.4, 12. April 1997, Insurance Institute for Highway Safety, Arlington VA, USA

[StatusReport99]

Status Report, Special Issue, Vol.34 No.5, 22. Mai 1999, Insurance Institute for Highway Safety, Arlington VA, USA

[Svensson94]

Svensson M.Y., Aldman B., Hansson H.A., Lövsund P., Seeman T., Suneson A., Örtengren T., „Nerve Injuries Caused During Experimental Neck Extension-Flexion Trauma“, IRCOBI 94, Lyon, France

[Svensson92]

Svensson M.Y., Lövsund P. "A Dummy for Rear-End Collisions - Development and Validation of a New Dummy Neck", Proc. 1992 IRCOBI Conf., p.299-310, Verona, Italy

[Svensson93a]

Svensson M.Y., Aldman B., Lövsund P., Hansson H., Seeman T., Suneson A., Örttengren T., "Pressure Effects in the Spinal Canal during Whiplash Extension Motion - A Possible Cause of Injury to the Cervical Spinal Ganglia", Proc. 1993 International IRCOBI Conference on the Biomechanics of Impacts, p.189-200, Eindhoven, NL

[Svensson93b]

Svensson M.Y., Lövsund P., Håland Y., Larsson S., "Rear-End Collisions - A Study of the Influence of Backrest Properties on Head-Neck Motion using a New Dummy Head", SAE paper No. 930343, SP-93/963, p129-142, 1993

[Svensson96]

Svensson M.Y., Lövsund P., Håland Y., Larsson S., "The Influence of Seat-Back and Head-Restraint Properties on the Head-Neck Motion during Rear-Impact", AAP Vol.28, No.2, p.221-227, 1996

[Szabo94]

Szabo T.J., Welcher J.B., Anderson R.D., Rice M.M., Ward J.A., Paulo L.R., Carpenter N.J., "Human Occupant Kinematic Response to Low Speed Rear-End Impacts", SAE-Paper 940532, SP-1045, p.23-35, 1994, Detroit, Michigan

[Tarriere91]

Tarriere C., Thomas C., Trosseille X., "Frontal Impact Protection Requires a whole Safety System Integration", 13th Experimental Safety Vehicle Conf., 91-S9-0-13, Paris Nov. 4-7, 1991

[Ties94]

Ties J., Wagner R., "Auswertung von Crashversuchen zwischen Fussgängern und Personewagen", Diplomarbeit Ingenieurschule Biel, Abteilung Fahrzeugtechnik, Vauffelin, 1994

[Ullrich97]

Ullrich J., Emanuel D., Fong W., Nusholtz G., Chaudhry M., Williams S., "Comparison of Energy Management Materials for Head Impact Protection", SAE International Congress and Exposition, SAE-Paper 970159, SP-1226, p.11-33, Detroit, Michigan, 1997

[Viano92]

Viano D.C., "Influence of Seatback Angle on Occupant Dynamics in Simulated Rear-End Impacts", SAE-Paper 922521, p.157-164, Society of Automotive Engineers, 1992, Warrendale USA

[Volvo98]

„Whiplash Protection“, World Wide Web Site, <http://www.car.volvo.se>, 1998

[Walz85]

Walz F., Niederer P., Kaeser R., "Auto-Fussgängerkollision", Report Universität und ETH Zürich, 1985

[Walz93]

Walz F., Kaeser R., Niederer P., "Das Stossgürtelprinzip als Alternative zur Knautschzone", Neue Zürcher Zeitung, Autosalonbeilage, 4.3.1993

[Walz94a]

Walz F., "Biomechanische Aspekte der HWS-Verletzungen", *Der Orthopäde* 1994 23: p.262-267

[Walz94b]

Walz F., Meine J., "Aspects biomécaniques des traumatismes cervicaux", *Zeitschrift für Unfallchirurgie und Versicherungsmedizin*, Band 87, Heft 2, p.71-85, Verlag Hans Huber, Bern, 1994

[Walz95]

Walz F., Muser M.H., "Biomedical Aspects of Cervical Spine Injuries", SAE 950658 in SP-1077, SAE International Congress and Exhibition, Detroit, Michigan, 1995

[Walz96]

Walz F., Niederer P., Kaeser R. Frei P. Muser M., "Entwicklung eines leichten Sicherheits-Sitzes für ein Leichtmobil", Schlussbericht zuhanden des Bundesamtes für Energiewirtschaft und der Energiefachstelle des Kantons Zürich, Zürich 1996

[Walz97]

Walz F., Muser M., Dippel C., Kaeser R., "Sicherheitssitz für Leichtfahrzeuge", VDI-Publikation 97, Innovativer Insassenschutz in Pkw, Okt.1997, Berlin

[Walz98]

Walz F., "Pathomechanik der HWS-Weichteilverletzungen bei PKW-Insassen", Deutsche Gesellschaft für Unfallchirurgie, Jahrestagung, Nov. 1998, Berlin

[Wolff78]

Wolff H.D., "Neurophysiologische Aspekte der Manuellen Medizin (Chirotherapie)", Band 3, Verlag für Medizin Eswald Fischer, Heidelberg, 1978

[Yang97]

Yang K.H., Bergman P.C., Muser M., Niederer P., Walz F., "On the Role of Cervical Facet Joints in Rear End Impact Neck Injury Mechanisms", SAE International Congress and Exhibition, p.127-129, SAE-Paper 970497, Detroit, Michigan, 1997

[Zhou98]

Zhou Q., Thomas M.P., Stibich A.M., "An Analytical Study of System Variables for Meeting FMVSS 201 Head Impact Requirements", American Society of Mechanical Engineers, Proceedings of the 1998 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, p.131-139, Anaheim, California

LEBENS LAUF

Christian Klaus Dippel
geboren am 6.11.1965 in Berlin/D
deutscher Staatsbürger

1972-1976
Grundschule Marbach/D

1976-1981
Gymnasium Marburg/D

1981-1986
Gymnasium Zugerberg, Matura Typus B

1986-1990
Maschinenbaustudium an der ETH Zürich, Vertiefungsrichtungen Fluidodynamik
und Leichtbau

seit 1991
Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Leichtbau und Seilbahntechnik
ETHZ, Bereich Flugzeugstatik und Leichtbau

seit 1994
Doktorand am Institut für Leichtbau und Seilbahntechnik ETHZ