

Konstruktion, Berechnung und experimentelle Belastungsmessung des Antriebsstranges von „Editha“

Christian Daniel¹⁾, Steffen Nitzschke²⁾, Elmar Woschke³⁾, Jens Strackeljan⁴⁾

¹⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, christian.daniel@ovgu.de, 03916711329

²⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, steffen.nitzschke@ovgu.de, 03916712679

³⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, elmar.woschke@ovgu.de, 03916711329

⁴⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, jens.strackeljan@ovgu.de, 03916718437

Zusammenfassung

Im Rahmen des Projekts: „Editha“ wurden innerhalb der Entwicklung des Prototyps eines Elektrofahrzeugs an der Fakultät für Maschinenbau verschiedene Antriebskonzepte für die Umrüstung eines SMART der Baureihe 450 untersucht. Maßgeblich für die Entscheidung zum umgesetzten Konzept, welches im Bild 1 dargestellt ist, waren die Abgrenzung von bestehenden Konzepten und die Realisierung eines einfachen und effizienten Antriebsstrangs, welcher mit standardisierten Komponenten aufgebaut werden kann und leicht zu warten ist.

Die Umsetzung eines radnahen Antriebskonzepts erfordert einen signifikanten Eingriff in die vorhandene Konstruktion, wobei mit der Befestigung von Motor und Getriebe an der Achse und der Übertragung des Antriebsmomentes auf die Räder die dominanten Arbeitspunkte determiniert wurden.



Bild 1: Antriebsstrang – radnahe Motoren an DeDion Achse

Die Auslegung der Konstruktion erfolgte mit einem Mehrkörpermodell zur Abschätzung der Kräfte bei definierten Fahrsituationen und einem Finite-Element-Modell der Hinterachse zur Bestimmung der auftretenden Spannungen. Zur Validierung der berechneten Bauteilbelastungen wurden an kritischen Punkten der Hinterachse bei verschiedenen Fahrmanövern Dehnungsmessungen vorgenommen mit dem Ziel der Bestimmung der im Betrieb auftretenden Spannungen.

Der Beitrag zeigt die notwendigen Schritte zur Modellerstellung und die Auslegung der Konstruktion anhand der Simulationsergebnisse. Weiterhin sollen die Konstruktion und ausgewählte Detaillösungen betrachtet und erste Erfahrungen aus der Nutzung des Prototyps dargestellt werden.

Schlüsselwörter: E-Mobilität, MKS, FEM, Antriebsstrang

1. Einleitung

Die Auslegung eines Fahrwerks erfordert detaillierte Kenntnisse der dynamischen Eigenschaften. Ein Eingriff in ein bestehendes Antriebs- und Fahrwerkskonzept verändert die fahrdynamischen Eigenschaften des gesamten Fahrzeugs und die Belastung der Fahrwerkskomponenten. Das Antriebskonzept des Modellfahrzeugs „Editha“ sieht einen radnahen Antrieb vor, welcher fest mit der als DeDion-Starrachse [1] ausgelegten Hinterachskonstruktion verbunden ist. Motor und Getriebe federn mit dem Rad ein, wodurch die ungefederte Masse des Fahrzeugs deutlich erhöht wird. Die konstruktive Umsetzung dieses Antriebskonzepts erfordert die Kenntnis der auftretenden inneren Kräfte, welche die Verbindungskonstruktion belasten. Eine Abschätzung kann mit einem Mehrkörpermodell des Fahrwerks durchgeführt werden, wobei für definierte Lastfälle das Bewegungsverhalten des Fahrwerks und die auftretenden inneren Kräfte berechnet werden können. Ausgehend von den inneren Kräften erfolgte systematisch eine an die Belastungen angepasste Konstruktion der Verbindungselemente.

2. Simulationsmodelle

2.1 Systemgrößen

Für eine Mehrkörpersimulation sind neben den geometrischen auch kinetische Größen der bewegten Teile erforderlich. Die Bestimmung der Drehträgheiten ist bei großen, geometrisch komplexen, Bauteilen aufwendig. Übliche Methoden, wie das Auspendeln, sind bei Kraftfahrzeugen wegen der hohen Masse nicht praktikabel. Für die Bestimmung des, für die durchgeführten Fahrmanöver relevanten, Massenträgheitsmoments um die Nickachse des Fahrzeuges wurde ein schwingungsfähiges System mit einer definierten elastischen Aufhängung realisiert. Der Versuchsaufbau sowie das mechanische Ersatzmodell sind in Bild 2 dargestellt, und zeigen ein konventionelles Fahrzeug der Baureihe 450, welches auf Federelementen mit geringer Dämpfung aufgestellt ist.

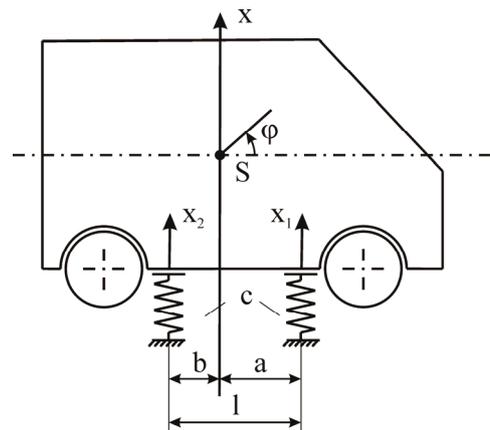


Bild 2: Bestimmung des Massenträgheitsmoments des Gesamtfahrzeuges, links: Versuchsaufbau; rechts: mechanisches Ersatzmodell

Der Aufbau unter Verwendung separater Federelemente war notwendig, da die Dämpfung des Fahrwerks anwendungsbedingt zu groß ist, um aus dem resultierenden Amplitudengang die Resonanzstellen identifizieren zu können.

Die Anregung erfolgte über einen elektrodynamischen Shaker, welcher im Bereich der Stoßstange angebracht und im Frequenzbereich $1 \text{ Hz} \leq f_A \leq 5 \text{ Hz}$ angesteuert wurde. Die Messung der Schwinggeschwindigkeiten wurde unter Verwendung zweier Laser-Vibrometer an parallel zu den Federangriffspunkten definierten Messstellen durchgeführt.

Die Erstellung des Amplitudengangs wurde durch Bestimmung der Maximalamplitude der stationären Schwingung bei definierter Anregungsfrequenz realisiert und ist für den Messpunkt (1) in Bild 3 dargestellt.

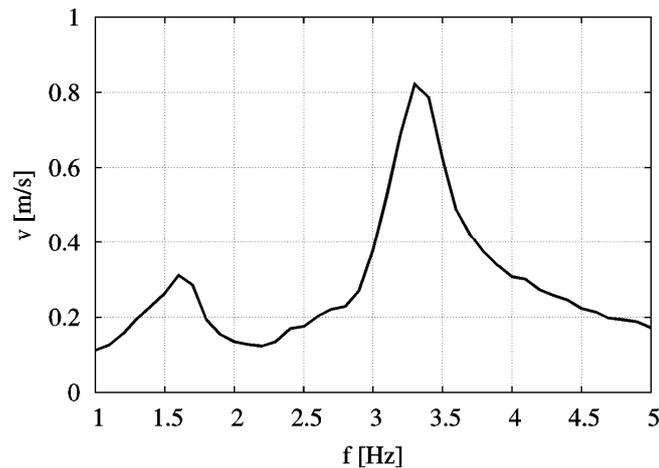


Bild 3: gemessener Amplitudengang

Zur Bestimmung des Massenträgheitsmoments wurde zunächst das gekoppelte Differentialgleichungssystem in den Koordinaten der Federangriffspunkte aufgestellt (siehe Ersatzmodell - Bild 2 rechts).

$$\begin{bmatrix} m \frac{b}{l} & m - m \frac{b}{l} \\ -\frac{J_S}{l^2} & \frac{J_S}{l^2} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} c & c \\ -c \frac{a}{l} & c \frac{b}{l} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \underline{0} \quad \text{Gl. 1}$$

Davon ausgehend kann unter Verwendung des Ansatzes $\underline{x} = \hat{\underline{x}}e^{i\omega t}$ das resultierende Eigenwertproblem abgeleitet werden.

$$\left(-\omega^2 \begin{bmatrix} m \frac{b}{l} & m - m \frac{b}{l} \\ -\frac{J_S}{l^2} & \frac{J_S}{l^2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c & c \\ -c \frac{a}{l} & c \frac{b}{l} \end{bmatrix} \right) \cdot \begin{pmatrix} \hat{x}_1 \\ \hat{x}_2 \end{pmatrix} = \underline{0} \quad \text{Gl. 2}$$

Die Bestimmung des Massenträgheitsmoments erfolgte iterativ durch den Vergleich der Eigenwerte mit den experimentell ermittelten Eigenfrequenzen $f_1 = 1.6 \text{ Hz}$ und $f_2 = 3.3 \text{ Hz}$. Dabei wurde ein Newton-Algorithmus verwendet, der zum Massenträgheitsmoment von $J_S = 188 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ konvergierte.

2.2 Mehrkörpermodell

Das Mehrkörpermodell beinhaltet alle beweglichen Fahrwerkskomponenten, die zur Abbildung des dynamischen Fahrverhaltens notwendig sind.

Die Querlenker und die Hinterachse sind als starre Körper idealisiert, lediglich die Gummi-Metall-Lager sind elastisch modelliert. Detaillierte Ausführungen über die theoretischen Grundlagen können [2] entnommen werden.

Die Bestimmung der Massen und Massenträgheitsmomente erfolgte in Abhängigkeit der Komplexität der Geometrie entweder experimentell oder unter Verwendung angepasster 3D-CAD-Modelle.

Während die elastischen Eigenschaften der Gummilager, bedingt durch den konstruktiven Aufwand und die geringen Einflüsse auf das Gesamtverhalten des System, formal abgeschätzt wurden, erfolgte die Bestimmung der Nachgiebigkeit der Reifen für statische Belastungen experimentell.

Für hochdynamische Fahrmanöver sind zur korrekten Berücksichtigung des Einflusses der Reifen auf das Fahrverhalten erweiterte, physikalisch motivierte, Modellierungen der Rückstellkräfte notwendig. Die Bestimmung der Modellparameter gestaltet sich allerdings sehr aufwendig und kostenintensiv. Darüber hinaus sind die Kosten für entsprechende Softwarelizenzen in kommerziellen Mehrkörperprogrammen wie SIMPACK für universitäre Anwendungen nicht akzeptabel. Daher wurden im vorliegenden MKS-Modell des Prototyps „Editha“ konstante Steifigkeiten an den Radaufstandspunkten verwendet, wodurch ein konservatives Modell zur Abschätzung der Belastungen abgeleitet wurde.

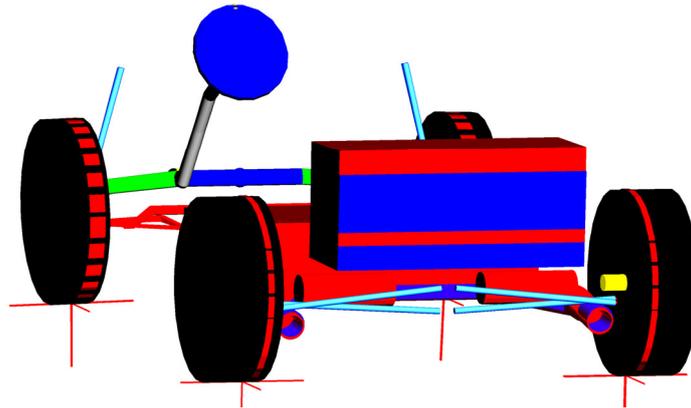


Bild 4: Mehrkörpermodell des Fahrwerks vom MC01

Die Durchführung der entsprechenden Simulationen erfolgte aus den spezifizierten Randbedingungen resultierend unter Verwendung eines virtuellen Stempelprüfstands. Damit sind relevante Fahrmanöver wie Bordsteinüberfahren sowie Missbrauchs-Untersuchungen durch Vorgabe einer frei definierbaren zeitabhängigen Weganregung durchführbar. Als Resultat konnten innerhalb des Auslegungsprozesses relevante Beschleunigungen für kritische Komponenten, wie die Verbindungsstruktur zwischen Fahrwerk und Antrieb, berechnet und als Grundlage für weiterführende Analysen benutzt werden.

2.3 Spannungsberechnung

Nach Durchführung der Mehrkörpersimulation und Bestimmung der bei definierten Fahrmanövern auftretenden Kräfte wurde zur Abschätzung der resultierenden Spannungen ein FE-Modell der Verbindungsstruktur erstellt. Ein detaillierter Überblick über die Elementeigenschaften sowie die formale Umsetzung des FE-Algorithmus ist in [3] zu finden.

Für die Erstellung eines Lastkollektivs wurden die Lagerkräfte aus der Simulation einer welligen Straße (große Amplitude der Weganregung) mit mittlerer Fahrgeschwindigkeit entnommen und auf einen repräsentativen maximalen Lastfall reduziert. Die Kräfte und Momente, die zur Lagerung der Motor-Getriebeeinheit aufgebracht werden müssen, wirken direkt auf den zur Achskonstruktion hinzugefügten Flansch.

Tabelle 1: Lastkollektiv für Verbindungsstruktur

Art der Belastung	Ursache	Richtung	Wert
Querkraft	Beschleunigung des Schwerpunkts Motor-Getriebe-Einheit	vertikal	2000 <i>N</i>
Biegemoment	Beschleunigung des Schwerpunkts Motor-Getriebe-Einheit	Biegeachse längs der Fahrrichtung	400 <i>Nm</i>
Torsionsmoment	Antriebsmoment	um die Radachse	300 <i>Nm</i>

Um den Aufbau des FE-Systems nicht durch zusätzliche, als starr angenommene Körper sowie weiterführende Kontaktelemente zu verkomplizieren, wurden die Lasten als Resultat der Massenbeschleunigung der Motor-Getriebeeinheit sowie das maximale Anfahrtsmoment unter Verwendung idealisierter starrer Verbindungselement (RBE3) direkt auf alle Knoten der Flansch-Innenfläche verteilt.

Die Generierung des FE-Modells wurde in zwei unterschiedlichen Komplexitätsgraden und Vorgehensweisen durchgeführt. Dabei wurden zunächst die maximalen Spannungen in der Verbindungsstruktur als relevantes Kriterium definiert, um ein direktes Materialversagen auszuschließen. Zusätzlich dazu sind die wirkenden Spannungen in den Schweißnähten, welche per se durch die resultierenden Singularitäten in FE-Modellen nur schwer abbildbar sind, entscheidend für den Auslegungsprozess. Die Untersuchungen der Schweißnähte wurde durch eine FKM-Analyse realisiert, welche zu den in Bild 5-7 abgebildeten Spannungsverteilungen des Gesamtmodells analoge Aussagen lieferte.

Die entsprechenden Abbildungen dokumentieren den konstruktiven Entwicklungsprozess von einer deutlich unterdimensionierten Variante 1 (Bild 5), welche vor allem in den tragenden Bauteilen Spannungsspitzen aufweist, die zu plastischen Deformationen führen würden, über eine ausgewogene Variante 2 (Bild 6), welche die Spitzenspannungen deutlich verringert bis hin zu einer optimierten Variante 3 (Bild 7), bei der zusätzliche Aspekte der Fertigung und Montierbarkeit Berücksichtigung fanden.

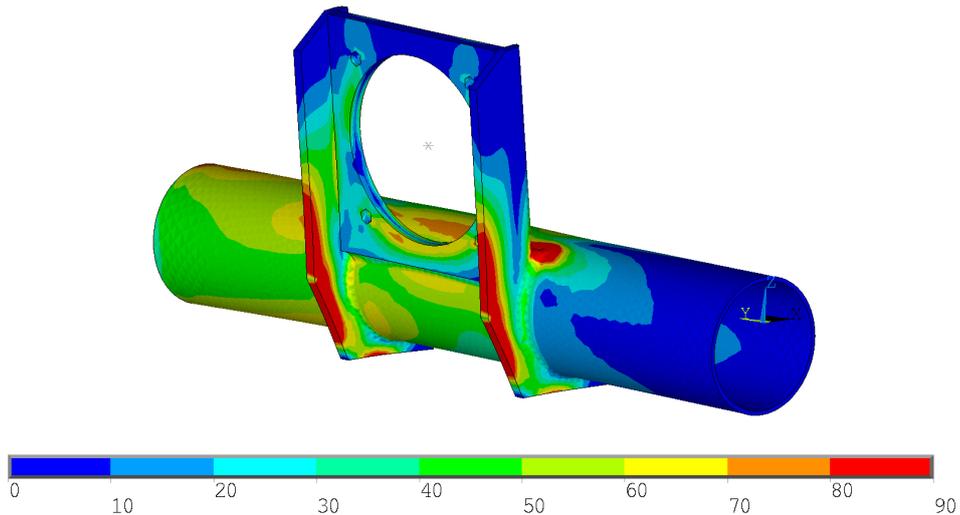


Bild 5: Vergleichsspannung σ_{V4} [N/mm²] Variante 1

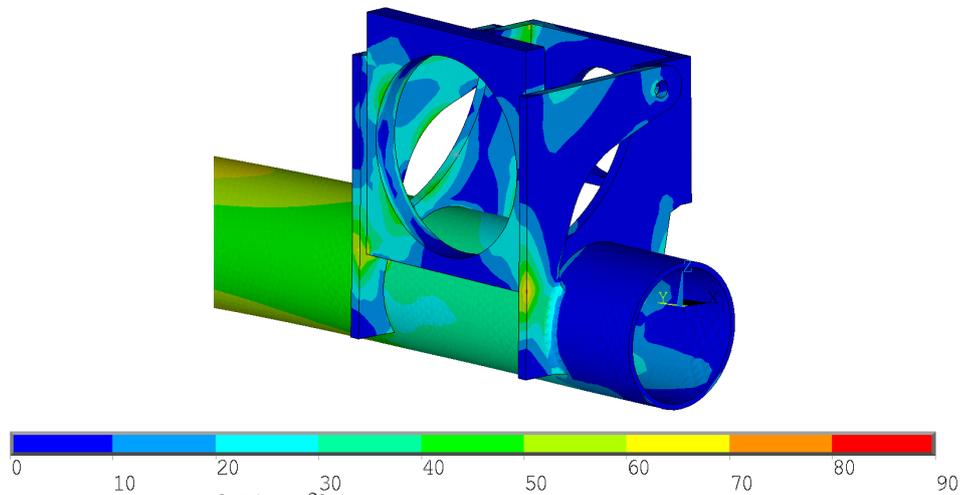


Bild 6: Vergleichsspannung σ_{V4} [N/mm²] Variante 2

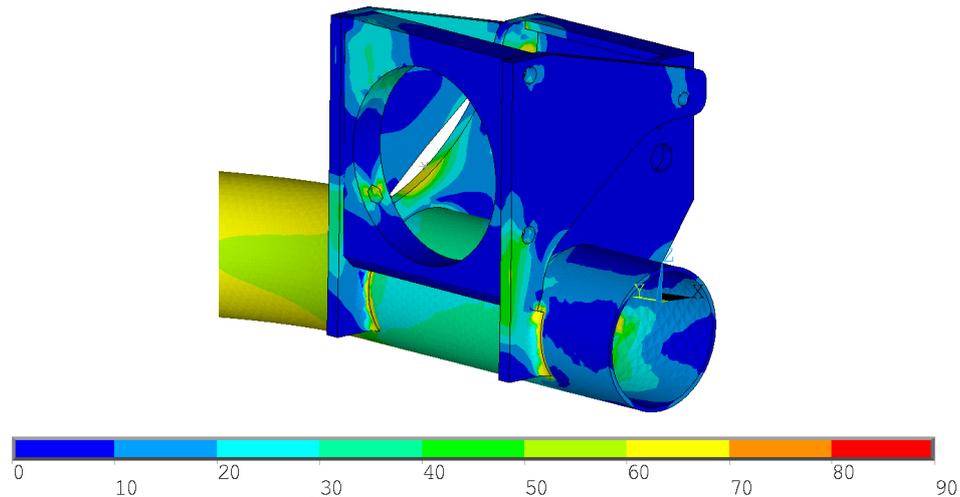


Bild 7: Vergleichsspannung σ_{V4} [N/mm²] Variante 3

Aufgrund der auftretenden Biegewechselbeanspruchung liegt die zulässige Grenzspannung für das verwendete Material S355 bei 320N/mm^2 [4]. Zusammen mit einem definierten Sicherheitsfaktor von 4 für sicherheitsrelevante Bauteile ergeben sich maximale zulässige Spannungen kleiner 90N/mm^2 .

3 Dehnungsmessung im Betrieb

Im Anschluss an die Simulation und zur Bestätigung der Auslegung nach potentiellen maximalen Belastungen wurde die Verbindungskonstruktion mit zwei DMS-Rosetten zur Messung der Dehnungen ausgestattet (siehe Bild 8 bzw. schematisch Bild 9).

Jede Rosette enthält drei Dehnungsmessstreifen (a, b, c) die in einem 45° Winkel zueinander ausgerichtet sind, wodurch der Dehnungszustand an der Oberfläche eindeutig bestimmbar wird. Unter Verwendung von Gl. 3 erfolgt anschließend eine Transformation der einzelnen Dehnungskomponenten in die korrespondierenden Hauptdehnungen.

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_c}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{2} \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_c - \varepsilon_b)^2} \quad \text{Gl. 3}$$

Ein Vergleich mit den Simulationsergebnissen bedingt eine Berechnung der resultierenden Hauptspannungskomponenten, welche mit Gl. 4 bestimmt werden können.

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{2} \left(\frac{\varepsilon_a + \varepsilon_c}{1 - \nu} \pm \frac{\sqrt{2}}{1 + \nu} \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_c - \varepsilon_b)^2} \right) \quad \text{Gl. 4}$$

Anschließend können diese in geeigneter Form (z.B. unter Verwendung der Gestaltänderungshypothese für den ebenen Spannungszustand Gl. 5) zur Beurteilung der Materialbeanspruchung herangezogen werden.

$$\sigma_{V4} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_1^2 + \sigma_2^2]} \quad \text{Gl. 5}$$

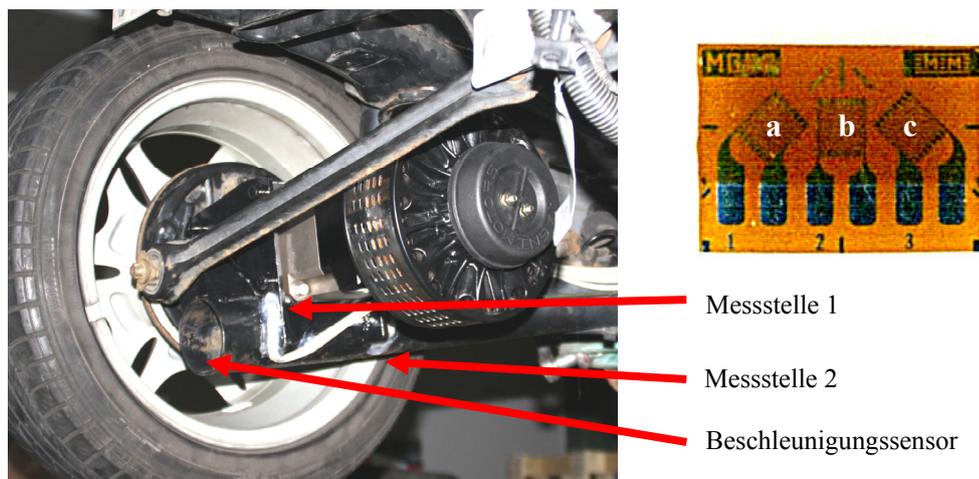


Bild 8: Dehnungsmessung an der Schweißkonstruktion

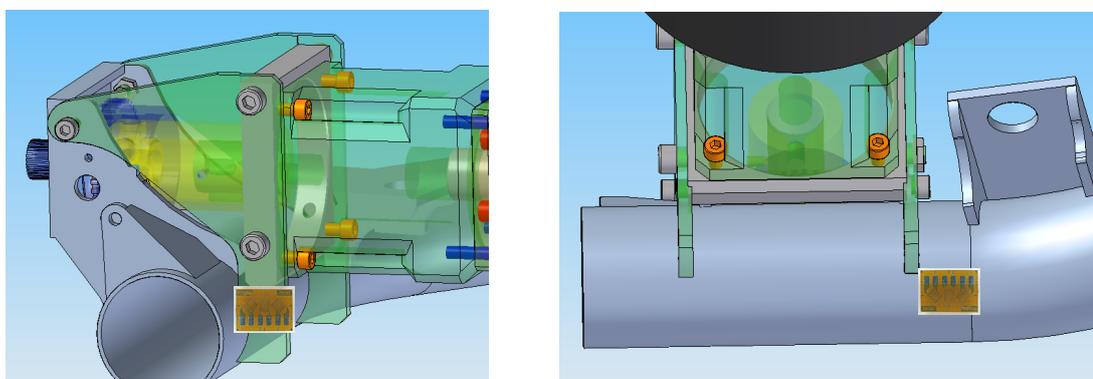


Bild 9: Positionierung der Messstellen an der Verbindungskonstruktion

3.1 Belastungsfall Asphaltstraße

Als erster konkreter Belastungsfall wurde eine Asphaltstraße gewählt, auf der das Prototyp-Fahrzeug „Editha“ mit einer Geschwindigkeit von 40 km/h gehalten wurde. Dies sollte den Referenzwert der während der normalen Nutzung vorliegenden Belastung charakterisieren.

In Bild 10 sind die gemessenen Beschleunigungsverläufe und die daraus resultierenden Vergleichsspannungen an den Messstellen abgebildet. Es ist gut zu erkennen, dass die vertikale Beschleunigung mit einer Amplitude von maximal 20 m/s^2 weitestgehend statistisch verteilt um die Nulllage auftritt.

Daraus resultierend ergibt sich ein Verlauf der Vergleichsspannungen, welcher im Maximum Werte bis 20 N/mm^2 aufweist.

Dies zeigt die im realen Betrieb durchschnittlich zu erwartenden Belastungen und resultierenden Spannungen, welche deutlich unterhalb aller abgeschätzten Lasten und Konstruktionsgrundlagen liegt.

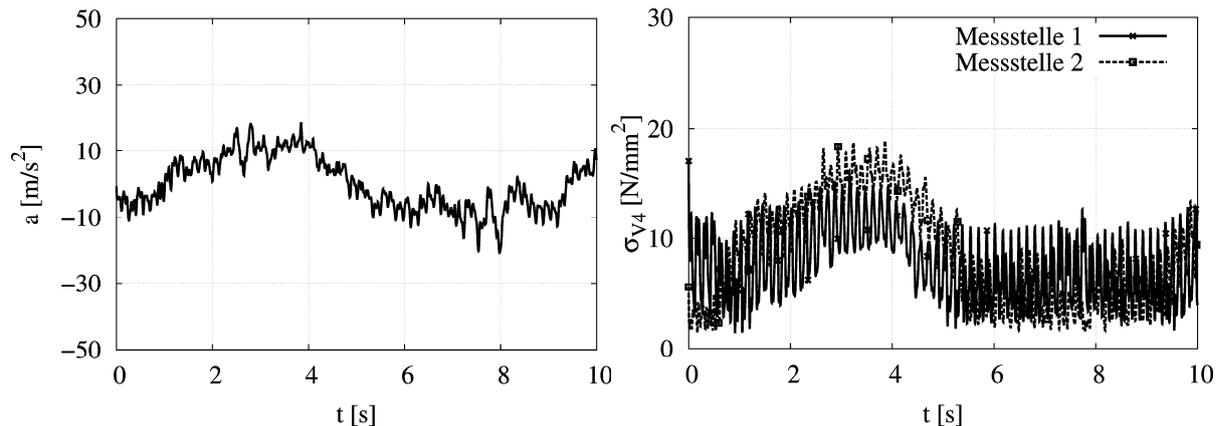


Bild 10: Messung : Fahrt auf Asphaltstraße,
links: vertikale Beschleunigung am Tragrohr, rechts: Vergleichsspannung an den Messstellen

3.2 Belastungsfall Bordstein

Eine weitere durchgeführte Lastfallvariante ist eine Bordstein-Überfahrt mit 3 km/h . Auch an dieser Stelle dürfen keine signifikanten Spannungswerte festgestellt werden.

Die gemessenen Verläufe sind in Bild 11 dargestellt. Das Ereignis der Bordstein-Überfahrt ist deutlich durch die erhöhte Beschleunigung auf über 30 m/s^2 zu erkennen, welche sich in einer Erhöhung der maximalen Vergleichsspannung auf 25 N/mm^2 widerspiegelt. Auch dieser Lastfall führt zu keiner kritischen Belastung. Die Spannungen liegen in der erwarteten Größenordnung, welche durch die numerischen Simulationen einer Missbrauch-Situation maximal abgeschätzt wurden (siehe umgesetzt Variante Bild 7).

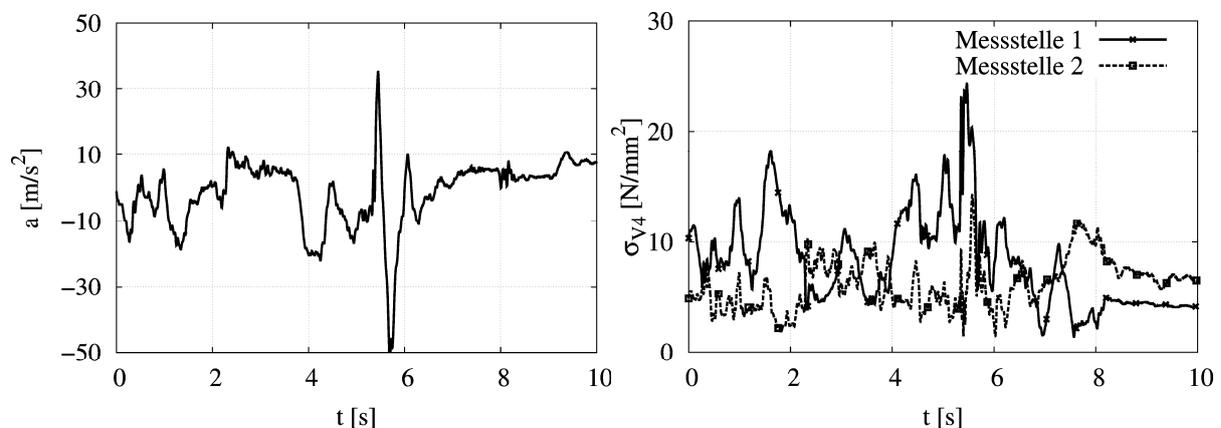


Bild 11: Messung: Fahrt über einen Bordstein,
links: vertikale Beschleunigung am Tragrohr, rechts: Vergleichsspannung an den Messstellen

4. Konstruktive Umsetzung

4.1 Befestigung der Getriebe

Die Verbindung zwischen Getriebe und Tragrohr der Hinterachse erfolgt über zwei Haltebleche die im unteren Bereich an das Tragrohr geschweißt und oben an den Träger des Radlagers geschraubt sind. Die Schraubverbindung ist notwendig, da der Träger des Radlagers ein Umformteil aus dünnem Stahlblech ist. Eine Schweißverbindung in diesem Bereich wird als nicht vorteilhaft angesehen. Der Flansch für das Getriebe wird zwischen diesen Halteblechen verschraubt.

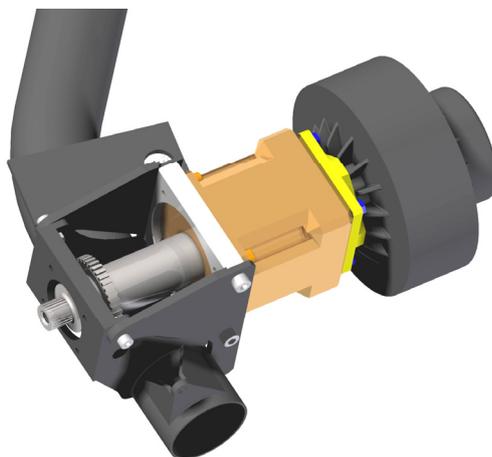


Bild 12: Befestigung von Motor und Getriebe an des Hinterachse

Mit der Verschraubung des Getriebes am Flansch lässt sich die wesentliche Antriebseinheit durch Lösen von vier Schrauben demontieren, um Wartungsarbeiten am Radantrieb oder Motor effizient durchführen zu können.

4.2 Übertragung des Drehmomentes

Neben der Befestigung der Getriebe ist die Verbindung der Getriebeausgangswellen mit den Radnaben umzusetzen. Üblicherweise erfolgt die Übertragung des Drehmoments vom Differential zum Radantrieb durch Antriebswellen, die zwei Gleichlaufgelenke enthalten. Diese sind nicht mehr erforderlich, da das Getriebe fest mit dem Radträger verbunden ist. Auf das Differential kann, bedingt durch den separaten Antrieb jedes Rads durch einen Elektromotor, verzichtet werden.

Die Übertragung des Drehmomentes zwischen Antriebswelle und Radantrieb erfolgt über eine Profilverzahnung, welche auf den Zapfen des Gleichlaufgelenks durch Wälzstoßen aufgebracht ist. Eine äquivalente Verzahnung auf einem separaten Zapfen lässt sich nicht mit rechteckigem Aufwand herstellen, da die Profilverzahnung der Antriebswellen am SMART nicht genormt ist. Die Anfertigung einer passenden Außenverzahnung ist daher ökonomisch nicht tragbar, weshalb der originale Zapfen des Gleichlaufgelenks verwendet und mit einer passenden Welle durch Reibschweißen verbunden wird. Ein weiterer Vorteil ist die universelle Anwendbarkeit dieses Vorgehens für weitere potentielle Antriebskonzepte.



**Bild 13: Achsantrieb,
links: Wulstbildung nach dem Reibschweißen, rechts: fertige Welle mit ABS-Ring**

Die Zwischenschritte der Fertigung der neuen Antriebswelle sind in Bild 13 dargestellt. Eine Hohlwelle mit Passfedernut wird mittels Reibschweißen an den Zapfen des Gleichlaufgelenks geschweißt. Nach dem Abdrehen der Außenfläche ist die Fugestelle nicht mehr sichtbar.

5. Schlussfolgerungen

Bei der Entwicklung des Antriebsstrangs für „Editha“ sind verschiedene Berechnungsmodelle zum Einsatz gekommen. Damit konnten wichtige Entwicklungsvarianten und deren Materialbelastungen vor der Fertigung des Antriebsstrangs abgewogen werden. Die finale Variante der Verbindungskonstruktion ist am Prototypfahrzeug „Editha“ umgesetzt wurden und durch die DEKRA per Einzelabnahme für den Betrieb im Straßenverkehr zugelassen.

Dehnungsmessungen bei mehreren Fahrmanövern wurden durchgeführt und lieferten den Nachweis, dass die auftretenden Spannungen weit unter den maximal zulässigen Spannungen liegen. Dies und mehrere tausend Straßenkilometer mit „Editha“ zeigen die Funktionstüchtigkeit der Verbindungskonstruktion.

Die Übertragung der Drehmomente erfolgt mit einer eigens erstellten Antriebswelle, welche die Abtriebswelle des Getriebes mit dem Radantrieb verbindet. Probleme ergaben sich lediglich bei der Passfederverbindung zwischen Getriebe und Antriebswelle. Kleine Desachsierungen der Wellen bewirkten Zwänge die in der Passfeder zu einer Relativbewegung bei Rotation führten. An dieser Stelle war es erforderlich auf einen Teil des Gleichlaufgelenkes zurückzugreifen, so dass die Passfederverbindung entlastet wurde.

6. Ausblick

Für die Weiterentwicklung von „Editha“ sollen neben anderen Antriebsmotoren auch die Antriebswellen modifiziert werden. Die Passfederverbindung auf der Abtriebsseite des Getriebes hat sich als unvorteilhaft herausgestellt, weshalb weitere Modifikationen folgen werden.

Ferner sollten starre Antriebswellen-Konzepte vermieden werden, um kleine Längen- und Winkelausgleiche zu ermöglichen. Zudem ist ein geringes Verdrehspiel der Antriebswellen anzustreben, um bei Belastungswechseln (Start-Stopp-Manövern) keine Stöße in den Antriebsstrang einzuprägen

Literaturverzeichnis

- [1] Matschinsky, W.: Radführungen für Straßenfahrzeuge, Springer, 2007
- [2] Pfeiffer, F.: Einführung in die Dynamik, Teubner, 1992
- [3] Bathe, K.-J.: Finite Element Procedures in Engineering analysis, Prentice Hall, 1990
- [4] Fischer, U.: Tabellenbuch Metall, Berlin, Europa-Lehrmittel, 1999