

Einsatz von Simulationsverfahren für die Konstruktion und Zulassung von Oberbaumaschinen

Dipl.-Ing. Markus Friedrich, Plasser & Theurer,
Forschungs- & Versuchsabteilung, Linz

1 Allgemeines

Simulation leitet sich aus dem Lateinischen ab. Stowasser liefert zu „simulatio, onis f“ die Übersetzung: Verstellung, Heuchelei bzw. Schein, Vorwand. Eng verwandt ist auch das lateinische Wort simulo: ähnlich machen, nachbilden, abbilden.

In der Technik versteht man unter Simulation die Abbildung des realen Verhaltens eines Produkts durch mathematische Modelle, die meist aufgrund ihres Datenumfanges numerisch durch Computer gelöst werden. Die Abbildungen können die unterschiedlichsten Ingenieurdisziplinen umfassen, z. B. Wärmeleitung, Strömungen, Elektromagnetismus, Akustik, Mechanik (Festigkeit, Starrkörpersimulationen, Crashverhalten). Diese Ingenieurdisziplinen werden auch in Kombination angewendet, wofür der Begriff Multiphysics verwendet wird.

Mit Simulationen können auch Leistungen vor ihrer Entstehung virtuell untersucht werden. Als Beispiel für Leistungen seien Computersimulationen von Hebevorgängen bei Schwimmkränen erwähnt. Das hat den Vorteil, dass in den Simulationen gezielt Störungen im normalen Betriebsablauf angenommen werden können, die

gelöst werden müssen. Im Vergleich zur Wirklichkeit steht man bei der Simulation nicht unter dem gleichen Zeitdruck, sodass eine optimale Lösung gefunden werden kann. Auf diese Weise kann man einen Satz alternativer Hebevorgänge berechnen, die je nach Bedarf in der Wirklichkeit angewendet werden.

Plasser & Theurer ist Hersteller von Oberbaumaschinen, die in Einzelfertigung bzw. in Kleinserien gebaut werden. Es werden ca. 150 Fahrzeuge pro Jahr gebaut.

Häufig sind Neuentwicklungen von Einzelkomponenten bzw. Adaptierungen von bestehenden Konstruktionen notwendig, um die Kriterien Vorschriften, Gewicht, räumliche Verhältnisse und Funktion zu erfüllen. Erschwerend kommt hinzu, dass die Zeitvorgaben bis zur Auslieferung oft äußerst knapp bemessen sind. Wenn man von Einzelfertigung spricht, heißt das, dass der Kunde einen Prototyp bekommt, der voll funktionstüchtig sein muss. Einzelfertigung und kurze Lieferzeiten machen eine rechnerische Voraussage der Eigenschaften der Konstruktion unabdingbar. Deshalb wurden bereits in den 1980er Jahren Finite Element (FE)-Berechnungen von neu entwickelten Fahrzeugrahmen und Drehgestellrahmen durchgeführt. Damals waren die FE-Programme noch unhandlich, d. h. man musste Textfiles erstellen, die vom Programm eingelesen wurden. Das Problem wurde berechnet

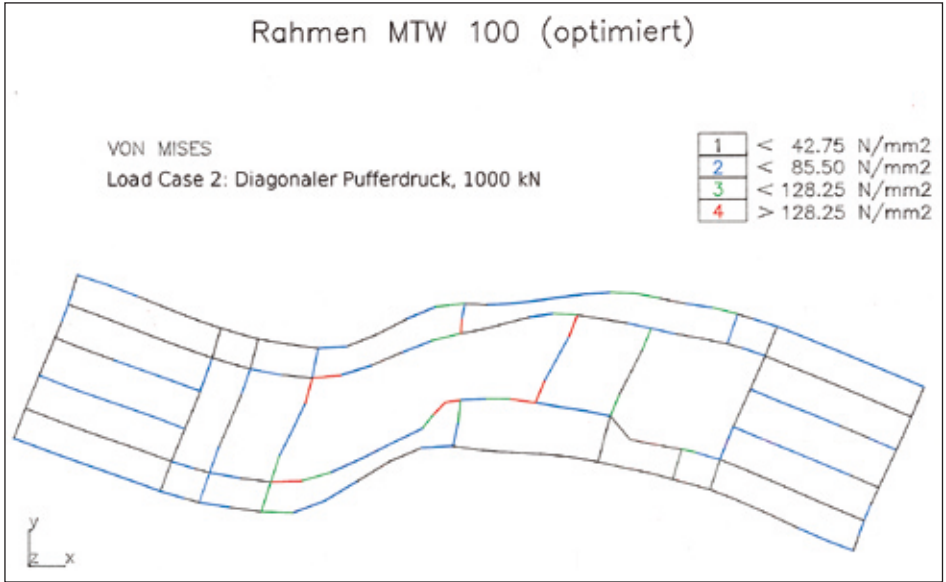


Abb. 1: Spannungen in einem Maschinenrahmen bei diagonalem Pufferdruck, überlagert mit den Deformationen

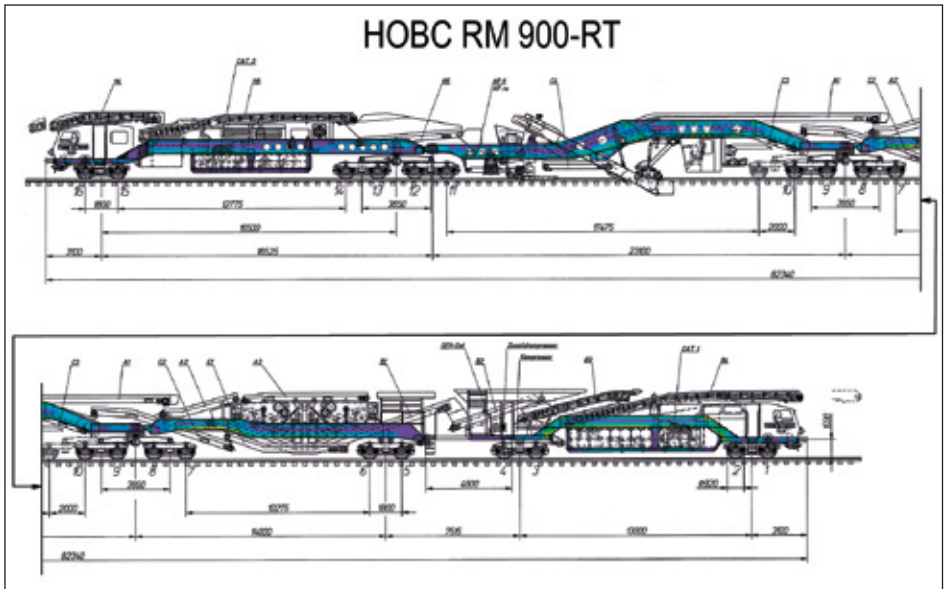


Abb. 2: Von Mises-Spannungen für 1500 kN Zug + 1.5 x Eigengewicht für die RM 900-RT des HOBC-Systems

und die Ergebnisse in Textform ausgeben. Grafische Ausgaben wurden mit Stiftplottern erstellt. Plots des Elementnetzes zur Kontrolle der Geometrie und Plots der Deformationen zur Kontrolle der richtigen Lagerung und Krafteinleitung waren möglich. Spannungsplots von Schalen- bzw. Volumenelementen waren nicht möglich bzw. nur schwer verständlich, da die Ausgabe gefärbter Flächen nicht möglich war. Ein möglicher Ausweg für die Dokumentation war das Fotografieren des Bildschirms, wenn das Programm eine grafisch orientierte Oberfläche besaß. Da Rahmenberechnungen zu diesem Zeitpunkt bei Plasser & Theurer eher selten erforderlich waren, wurden diese außer Haus an ein Statikbüro vergeben. Anfang der 1990er Jahre entschloss man sich, FE-Berechnungen im Haus durchzuführen. Berechnet wurden anfangs Fahrzeugrahmen, Drehgestelle und Einzelteile von Arbeitsaggregaten. Spannend war es, die bereits seit Jahren im Einsatz befindlichen Drehgestelle nachzurechnen. Man konnte auf diese Weise einen Eindruck erhalten, welchen Belastungen das Material tatsächlich standhält bzw. welche Belastungen auf die Strukturen wirken.

Standardmäßig werden als Ergebnis der FE-Berechnung immer Spannungen aus statisch wirkenden Lasten, Beulmoden und Eigenfrequenzen ermittelt.

Da die Fahrzeugrahmen bei Oberbaumaschinen meist aus stabförmigen Bauteilen (= Balken im mechanischen Sinn) bestehen, konnten ohne großen Genauigkeitsverlust Balkenelemente zur Modellierung herangezogen werden. Balkenelemente sind eindimensionale Vereinfachungen der Wirklichkeit. Nur die Länge des realen Trägers wird im Modell korrekt durch die Geometrie abgebildet. Die Eigenschaften seines Querschnitts (Fläche, Trägheitsmomente usw.) werden durch Tabellen beschrieben. Ein Beispiel für die berechnete Spannung zeigt Abb. 1. Man erkennt auf

den Plots auch schwach die Elementeteilung (die Knoten befinden sich im Knickpunkt).

Solange man Standardbelastungen auf die Fahrzeugrahmen berechnete, konnte man auf die Kraftvorgaben aus der Norm (z. B. in [1]) zurückgreifen. Schwieriger war es, passende Belastungen im Arbeitsmodus zu finden. Einerseits mussten die Belastungen groß genug sein, um eine ausreichende Festigkeit der Fahrzeugrahmen zu gewährleisten, andererseits durfte man die Belastungen im Hinblick auf das Fahrzeugrahmengewicht nicht allzu hoch ansetzen. Man benötigte erst die notwendige Erfahrung.

Mit zunehmender Rechenkapazität der Computer, die immer einhergeht mit gesteigerten Anforderungen der Zulassung, wurden die FE-Modelle komplexer. Als erste Stufe der Verbesserung wurden Balken- und Schalenelemente miteinander kombiniert bzw. verfeinerte Submodelle aus Schalenelementen hergestellt. Die Schalenmodelle stellen den Übergang von den eindimensionalen Balkenmodellen in die zweite Dimension dar. Die dritte Dimension (die Blechdicke) wird bei Schalenmodellen noch über Datenblätter eingegeben. Als Beispiel dienen die mit Schalenelementen nachgebildeten Rahmen der RM 900-RT des HOBC-Systems. Abb. 2 zeigt die gesamte Maschine bestehend aus vier Einzelrahmen, wobei die Spannungen für 1500 kN Zug und 1,5-faches Eigengewicht für jedes Einzelfahrzeug hinterlegt sind. Abb. 3 zeigt die maximalen Spannungen nach von Mises in jedem einzelnen Knoten eines Elements für alle betrachteten sieben Arbeitslastfälle und alle acht Proof Load Cases nach GM/RT2100 [2] für den Aushubteil der RM 900-RT des HOBC-Systems. Wie man auf den Plots erkennt, wird die gesamte Geometrie des Rahmens einschließlich der Ausschnitte in Trägern und der Übergangsradien bei Rahmenknoten erfasst. Mit den Schalen-

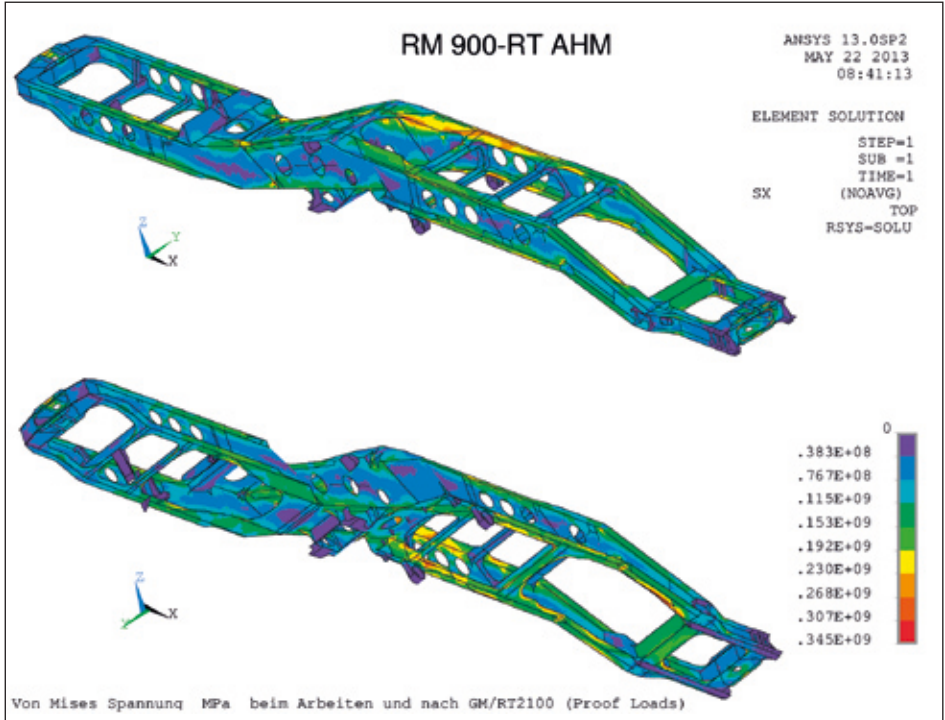


Abb. 3: Maximale von Mises-Spannungen für Arbeitslastfälle und Proof Loads nach GM/RT2100

modellen können geometrische Kerben genau nachgebildet werden. Damit ist es möglich, zum ersten Mal einigermaßen seriöse Aussagen über die Dauerfestigkeit zu machen. Schalenelemente haben auch den Vorteil, dass das Beulen von Teilen eines Trägers (Steg, Gurt) berechenbar ist. Bei den damals zur Verfügung stehenden Balkenelementen wird der Trägerquerschnitt immer als Ganzes gesehen – das Berechnungsergebnis ist ein Eulerknicken, allerdings im Vergleich zur Handrechnung immer mit den korrekten Randbedingungen (die Reichweite reicht von gelenkiger Lagerung bis fest eingespannt).

Die Schweißnahtgeometrie kann mit Schalenmodellen noch nicht erfasst werden. Zur Beurteilung der Dauerfestigkeit werden deshalb Strukturspannungen

herangezogen, deren zulässige Werte in Abhängigkeit von der Schweißnahtform in Regelwerken zu finden sind. Derzeit werden zur Berechnung von Fahrzeug- und Drehgestellrahmen Schalenmodelle verwendet. Balkenelemente finden nun Anwendung als Steifen von Blechkonstruktionen (z.B. Aussteifung von Blechwänden und Dächern bei Kabinen) und zur Fixierung von Hilfsmassen. Falls es die Geometrie erforderlich macht, werden bereits Volumelemente in Kombination mit Schalenelementen verwendet bzw. Detailkonstruktionen mit Volumelementen gerechnet. Abb. 4 zeigt das Halbmodell einer Kupplungsgabel mit Bolzen (die Farben repräsentieren die unterschiedlich verwendeten Materialien). Das Gegenstück, die mittlere Lasche, die den Bolzen

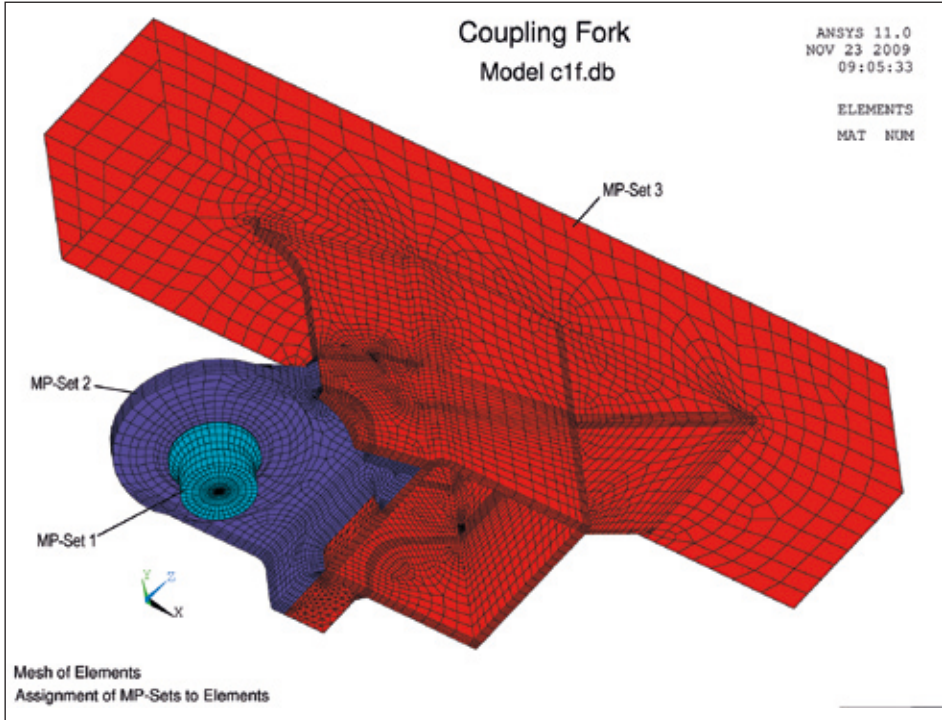


Abb. 4: Halbmodell einer Kupplungsgabel

umfasst, ist nicht im Modell integriert. Sehr viel Modellierungsaufwand bedeutet die Berechnung der Kerbspannungen beim Übergang von Schweißnähten zum Grundmaterial. Da jede scharfe einspringende Kante eine Kerbe darstellt, müssen sämtliche Kanten im Modell ausgerundet werden, um zuverlässige Aussagen über die Spannungshöhe machen zu können. Dazu wird ein Ersatzradius von 1 mm gewählt (siehe dazu auch [3]). Die Elementgröße ist so zu wählen, dass am Viertelkreisbogen 16 Elemente liegen. Das bedeutet, dass die Elementgröße ca. 0,1 mm betragen darf, wenn Elemente mit linearer Ansatzfunktion verwendet werden. Elemente in Zonen geringer Spannungsänderung dürfen wesentlich größer als 0,1 mm sein. Diese Modellierung wurde an einem Drehgestell,

wie in Abb. 5 zu sehen ist, verwendet. Abb. 6 zeigt die zugehörige Spannungsverteilung. Eine gängige durchschnittliche Elementgröße zur Modellierung von Drehgestellstrukturen mit Volumenelementen beträgt ca. $5 \times 5 \times 5 \text{ mm}^3$. Daraus kann man sich die ungefähre Anzahl an Freiheitsgraden ermitteln. Geht man von einer Masse von 1,5 t für einen Drehgestellrahmen aus, entspricht das einem Volumen von ca. $1500 \text{ kg} / (7850 \text{ kg/m}^3) = 0,191 \text{ m}^3$. Das führt zu einer Anzahl von $0,191 \text{ m}^3 / 0,005^3 \text{ m}^3 = 1,52 \text{ Mio.}$ Elementen. Die Anzahl der Knoten ist sicherlich nicht kleiner als die Anzahl der linearen würfelförmigen Elemente. Bei drei Freiheitsgraden je Knoten ergeben sich damit rund 4,5 Mio. Gleichungen. Diese Anzahl von Gleichungen können etwas besser aus-

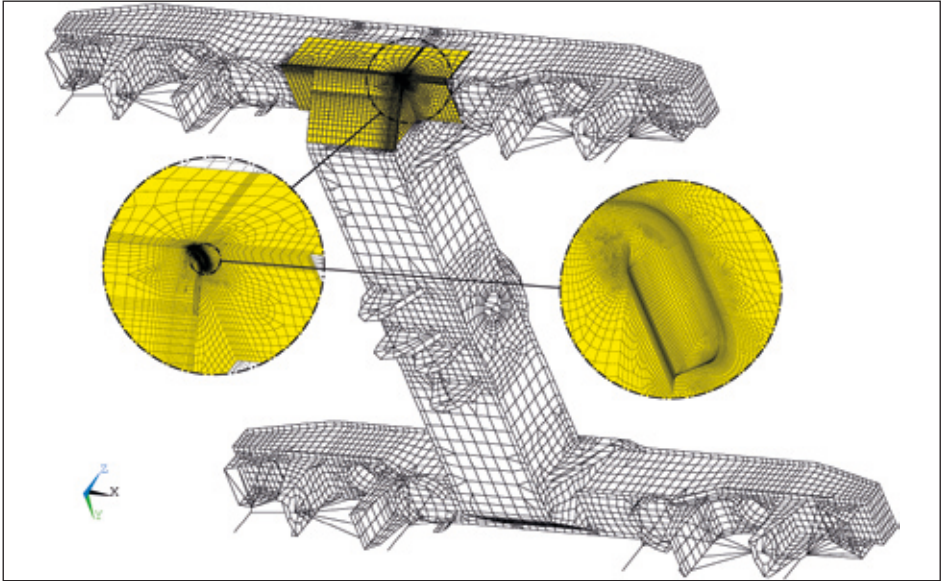


Abb. 5: Modell einer Schweißnaht mit 1 mm Ersatzkerbradius

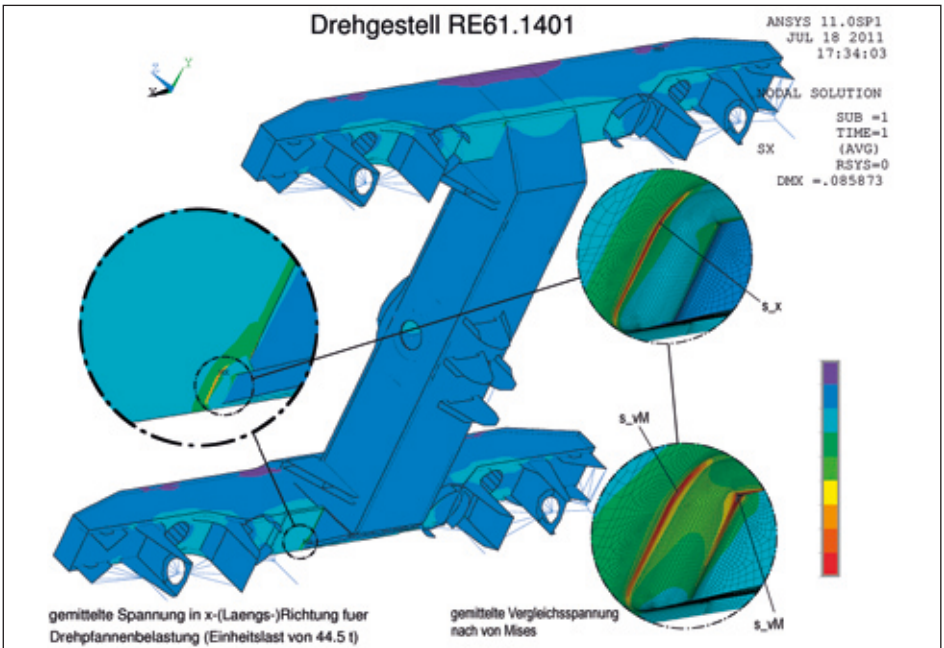


Abb. 6: „Exakte“ Spannungsverteilung in Schweißnaht

gestattete handelsübliche PCs lösen. Möchte man jedoch auch noch die exakten Kerbspannungen in den Schweißnähten ermitteln, verringert sich die durchschnittliche Elementgröße von 5 mm auf ca. 1 mm (abhängig von der Anzahl der Schweißnähte), und die Anzahl der Gleichungen steigt um den Faktor $5^3 = 125$ an. Dieses Gleichungssystem ist derzeit mit einem PC-System mit zeitlich vertretbarem Aufwand nicht mehr lösbar. Fahrzeugrahmen haben ungefähr die zehnfache Masse eines Drehgestells, sodass die Anzahl der Gleichungen um den Faktor 10 und der notwendige Speicherplatz für die Steifigkeitsmatrix um den Faktor 100 verglichen mit einer Drehgestellberechnung ansteigen.

2 Simulationsprogramme

Derzeit werden bei Plasser & Theurer mehrere Simulationssoftwarepakete eingesetzt:

- Für Festigkeitsberechnungen wird das FE-Programm Ansys verwendet.
- Die Dauerfestigkeit wird mit einer firmenintern programmierten Analysesoftware beurteilt.
- Starrkörpersimulationen werden mit dem Rail Dynamic Analyse Programm Vampire durchgeführt.

2.1 Festigkeitsberechnungen

Festigkeitsberechnungen werden im Wesentlichen aus zwei verschiedenen Gründen durchgeführt. Zum einen verlangt die Zulassung Berechnungen nach Norm (für Oberbaumaschinen gelten in Europa außer Großbritannien die Normen EN 14033-1 [4] mit Verweis auf die EN 12663-1 [5] für Fahrzeugrahmen und die EN 13749 [6] für Drehgestellrahmen), zum anderen möchten wir als Hersteller wissen, wie groß die Belastungen beim Arbeiten sind. In ganz wenigen Fällen verlangt der Kunde dezidiert FE-Berechnungen. Im Lauf der Zeit hat sich der Schwerpunkt immer mehr auf die Zulassungsberechnungen verschoben,

d.h. dass der Aufwand für die Zulassung des Fahrzeugs gestiegen ist, während der Aufwand für die firmenintern berechneten Arbeitslasten gleich geblieben ist.

Die Festigkeitsuntersuchungen umfassen statische lineare und nichtlineare (hinsichtlich Geometrie, Material, Kontakt) Berechnungen, Beul- und Modalanalysen. Zum Teil werden auch Festigkeitsanalysen im Zeitbereich durchgeführt, wie zum Beispiel der Abstellvorgang eines Siebes oder Beanspruchungen eines am Radsatzlager befestigten Messrahmens beim Befahren von Störstellen mit hoher Geschwindigkeit. Die Beurteilung der Dauerfestigkeit erfolgt mit firmenintern geschriebenen Programmen.

Stand der Technik für Maschinenrahmen von Oberbaumaschinen sind Schalenmodelle. Diese verlangen einen höheren Modellierungsaufwand als Balkenmodelle. Eine besondere Herausforderung ist die Neudimensionierung des Fahrzeugrahmens sowie der Außenabmessungen der Träger im Laufe des Projekts. Bei Balkenmodellen genügte es zur Änderung der Außenabmessungen, einen Eintrag in den Querschnittsdaten der Elemente zu editieren, bei Schalenmodellen müssen der betroffene Träger und sämtliche daran anschließende Strukturelemente gelöscht und neu modelliert werden.

Auch bei der Auswertung der Spannungen bedürfen Schalenmodelle größerer Aufmerksamkeit. Laut Norm dürfen generell die Spannungen einen Grenzwert nicht überschreiten. Ausnahmen bestehen, wenn die Spannungen nur lokal diesen Grenzwert erreichen bzw. übersteigen. Dann sind zusätzliche nichtlineare Berechnungen notwendig, um die Zulässigkeit der Beanspruchung zu demonstrieren. Diese Berechnungen sind sehr zeitraubend. Bei Untersuchungen an Drehgestellen haben Schalenmodelle gegenüber den Balkenmodellen den Vorteil, dass die Dauerfestigkeit genauer und „automatisiert“ und damit

objektiver beurteilt werden kann. Durch die geringe Laufleistung von Oberbaumaschinen sieht die Norm EN 14033-1 [4] berechtigterweise keine Dauerfestigkeitsanalysen für Fahrzeugrahmen vor.

Als Beispiele für die Festigkeitsberechnung seien hier angeführt:

- die RU 800 S für Maschinenrahmen: Die Berechnung umfasst unter anderem eine statische Festigkeitsanalyse des Rahmens, eine nichtlineare Berechnung (Geometrie, Material, Kontakt) des unteren Gelenks, Beulmodes und eine Eigenfrequenzanalyse.
- Überprüfung der Berechnungen am Beispiel des Messfahrzeugs EM 100 U,
- die Dauerfestigkeitsanalyse eines Drehgestells und
- dynamische Betrachtungen beim Abstellen eines Siebes.

2.1.1 Maschinenrahmen des Fahrzeugs RU 800 S

Die RU 800 S ist eine kombinierte Gleisumbau- und Schotterbettreinigungsmaschine. Folgende Arbeitsschritte werden vom Schwellenaufnehmer und -leger (SWAL)-Teil der RU 800 S erledigt:

- Die alten Schienen werden von den Schwellen gehoben und nach außen gespreizt.

- Die alten Schwellen werden ausgebaut und zum Abtransport mit Portalanlagen am Fahrzeug abgelegt.
- Der Schotter wird mit einer Aushubkette entfernt, auf Hilfsfahrzeugen aufbereitet und wieder, soweit verwendbar, eingebaut und verdichtet.
- Verlegung der Neuschwellen auf dem neuen Schotterbett: Der Transport der Neuschwellen zum SWAL-Teil erfolgt wieder mit Portalanlagen.
- Einspreizen der neuen vorgelagerten Schienen und deren Fixierung auf den Schwellen.

Diese Arbeiten müssen in der Lücke durchgeführt werden, die zwischen den vorderen und hinteren Drehgestellen des SWAL-Teils der RU 800 S vorhanden ist. Um die Lücke möglichst groß zu machen, werden die vierachsigen Drehgestelle im Arbeitsbetrieb gegenüber der Überstellfahrtposition auseinander geschoben (das vordere Drehgestell nach vorne, das hintere Drehgestell nach hinten). Der SWAL-Teil besteht aus zwei Fahrzeugrahmen, dem Stützrahmen und dem Hauptrahmen. Bei Überstellfahrt verhalten sich beide Rahmen wie einzelne Fahrzeuge. Der Stützrahmen (in Arbeitsposition nachlaufend) stützt sich hinten auf einem 4-Achs-Drehgestell und vorne am Hauptrahmen

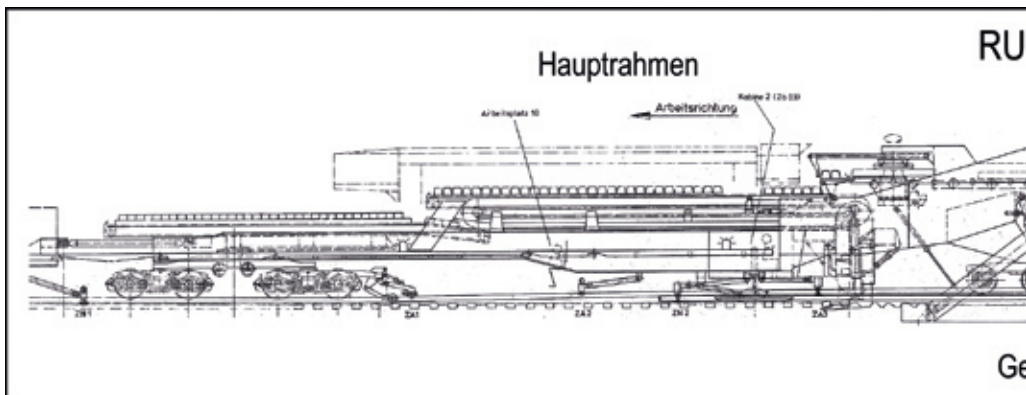
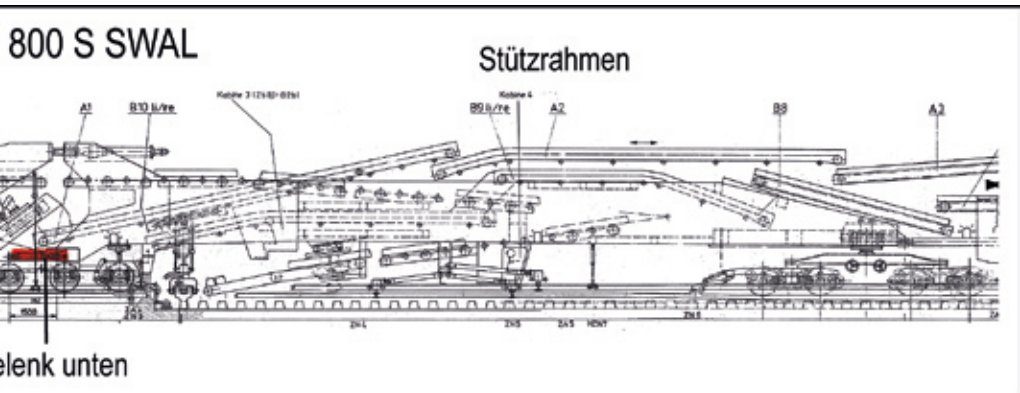


Abb. 7: Typenblatt des SWAL-Teils der RU 800 S bestehend aus Haupt- und Stützrahmen im Arbeitsbetrieb

ab. Der Hauptrahmen stützt sich vorne auf einem 4-Achs-Drehgestell und hinten auf einem 3-Achs-Drehgestell ab. In Arbeitsposition werden die beiden Fahrzeugrahmen über Bolzen, Lenkstangen und Spindeln so miteinander verbunden, dass das 3-Achs-Drehgestell angehoben wird. Es entsteht auf diese Art und Weise ein Fahrzeug das zwischen den Drehpfannen der 4-Achs-Drehgestelle eine Länge von rund 51,5 m aufweist. Der Arbeitsbetrieb erfordert, dass das Legeaggregat für die neuen Schwellen immer genau über dem Gleis positioniert ist. Daher muss das Fahrzeug um die Hochachse an der Verbindungsstelle knicken können, was durch Spindeln kontrolliert wird. Zusätzlich zum Eigengewicht des Fahrzeugs müssen die Belastungen im Arbeitsbetrieb aus der Portalanlage, den Schwellen, den Schienen und dem Schotter auf den Förderbändern vom Fahrzeugrahmen übernommen werden. Um die enormen Belastungen in den Verbindungselementen der beiden Fahrzeugteile zu reduzieren, erzeugt ein Raupenfahrwerk in der Mitte des Hauptrahmens eine definierte Aufstandskraft. Bei diesen Großmaschinen ist eine gewichtsoptimierte Rahmenkonstruktion essentiell, um die Achslasten im zulässigen Bereich zu halten. Kastenförmige Träger,

die um die Arbeitsaggregate geführt werden und das Lichtraumprofil vollständig ausnutzen, haben sich als günstig erwiesen. Die kastenförmigen Träger bestehen je nach Breite aus unterschiedlich dicken Gurtblechen und dünnen Stegblechen. Die dünnen Bleche sind anfällig gegen Beulen, sodass Beulen ein wesentliches Auslegungskriterium darstellen. Besonders kritisch sind bei diesen Fahrzeugrahmen die Kräfteinleitungsstellen im Arbeitsbetrieb zu untersuchen, da hier zum Teil mehrere MegaNewton wirken und diese möglichst rasch in die dünne Schalenstruktur verteilt werden müssen. Bei der Auslegung des Fahrzeugs wird darauf Bedacht genommen, dass sämtliche ungünstige Arbeitszustände in der Berechnung abgedeckt werden. Das schließt auch Fehlbedienung des Fahrzeugs ein. Zum Beispiel werden bei einigen Lastfällen immer gerade so große Verwindungen angebracht, die zu einem Abheben der Räder auf einer Drehgestellseite führen. Entgleisungsvorgänge beim Arbeiten werden auf diese Weise erfasst. Neben extrem engen Gleisbögen, in denen das Fahrzeug wegen des Ausknickens um die Hochachse kippen kann, werden unter anderem auch stoßartige Kräfte in der Räumkette, die beim Anlaufen an ein Hindernis auftreten, berücksichtigt.



Im Prinzip braucht bei diesen Fahrzeugen nur der Arbeitsbetrieb durchgerechnet werden, da die Belastungen im Fahrbetrieb den Rahmen nur zu ca. 20 bis 25 % auslasten. Aufgrund der großen Querschnittsabmessungen der Längsträger sind diese Fahrzeuge in Überstellfahrtstellung sehr steif. Die Rahmen weisen immer wesentlich höhere Biegeeigenfrequenzen auf als die Primärfederung der Drehgestelle. Ein Typenblatt des SWAL-Teils der RU 800 S zeigt Abb. 7.

Die festigkeitsmäßige Untersuchung des Fahrzeugs erfolgt so, dass beide Teile für sich berechnet werden. Die Kräfte an der Schnittstelle werden einzig und allein aus der Gewichtsverteilung und den geometrischen Abmessungen der Einzelfahrzeuge bestimmt. Sie werden mit Hilfe des Mathematica Softwarepakets für jeden einzelnen

Lastfall ermittelt. Das hat auch den Vorteil, dass gleichzeitig eine gewisse Kontrolle der eingegebenen Kräfte vorhanden ist. Einerseits werden die Gleichgewichtsbedingungen mit Hilfe von Mathematica ermittelt, andererseits erhält man Reaktionskräfte in den Auflagern von Seiten des FE-Programms. Beide müssen bis auf numerische Ungenauigkeiten übereinstimmen.

Die schalenartigen Strukturen der Fahrzeugrahmen verlangen eine Modellierung mit Schalenelementen. Schottbleche, die als Beulsteifen in die kastenförmigen Längsträger geschweißt werden, werden auch durch Schalenelemente modelliert. Wegen der Beulgefahr der Bleche muss die Elemententeilung immer so klein sein, dass die Beulfaktoren von fest eingespannten Rechteckplatten (= ausgesteifte Blechplatten der Rahmenstruktur) ausreichend

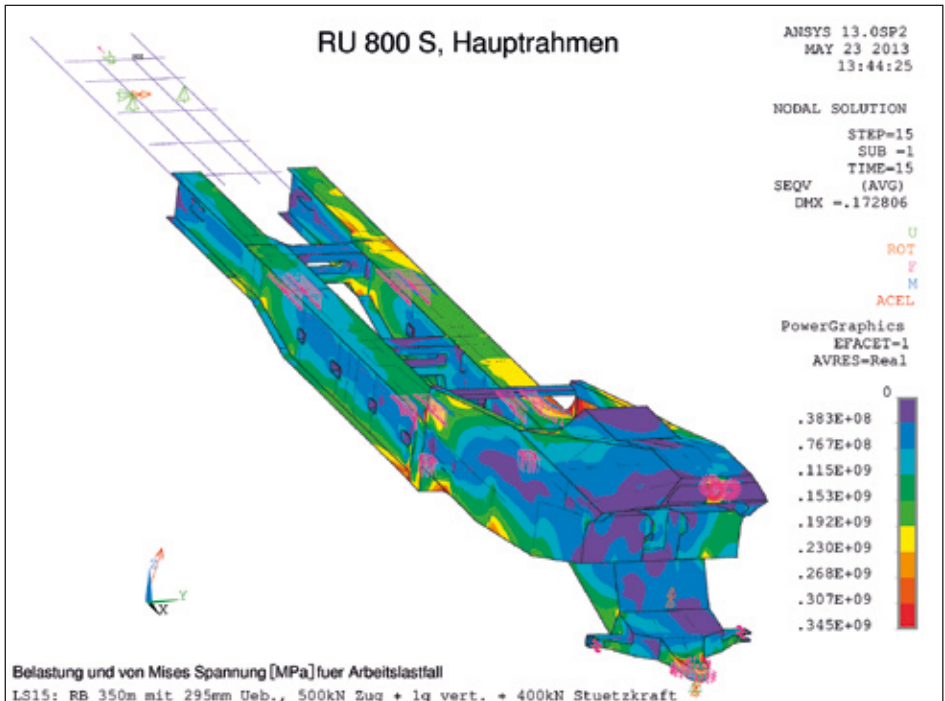


Abb. 8: Von Mises-Spannungen mit Lasteinleitung in einem Arbeitslastfall für den Hauptrahmen

genau, d.h. auf der sicheren Seite liegend, erfasst werden. Kleinere Träger werden zu nächst mit Balkenelementen geformt. Da im Zuge der Berechnung immer Optimierungen und Verbesserungen durchgeführt werden, verfeinert sich das Elementnetz automatisch immer mehr und die Berechnungen werden von Schritt zu Schritt genauer. Das hat auch den Vorteil, dass hoch beanspruchte Rahmenstrukturen auf diese Weise automatisch eine feinere Elemententeilung erhalten. Abb. 8 zeigt die Belastung und die von Mises-Spannungen in einem Arbeitslastfall für den Hauptrahmen. In Abb. 9 ist der kleinste Beulmode des Stützrahmens für einen Arbeitslastfall dargestellt. Man erkennt, dass der Obergurt und der unmittelbar darunter anschließende Teil des Stegs am frühesten zum Beulen neigen.

Abb. 10 zeigt die Schwingungsform für den kleinsten Eigenwert des Stützrahmens, eine Torsionsschwingung.

Als besonders hoch beansprucht erweist sich immer die Schnittstelle zwischen den einzelnen Fahrzeugen, da diese in der Mitte zwischen den Stützstellen liegt, und damit stark auf Biegung beansprucht wird. Insbesondere die Gelenkverbindung unten muss extreme Zugkräfte übernehmen. Im gegenständlichen Fall sind dies knapp unter 5000 kN. Das FE-Modell des Gelenks unten mit den benachbarten Teilen des Haupt- und Stützrahmens besteht aus Volumenelementen. Der Kontakt zwischen Bolzen, Gelenklager und umgebenden Teilen ist modelliert. Die Berechnung erfolgt mit nichtlinearem Material, um die Grenzen der Belastbarkeit auszuloten, d.h., bei welchem Laststeigerungsfaktor es zu

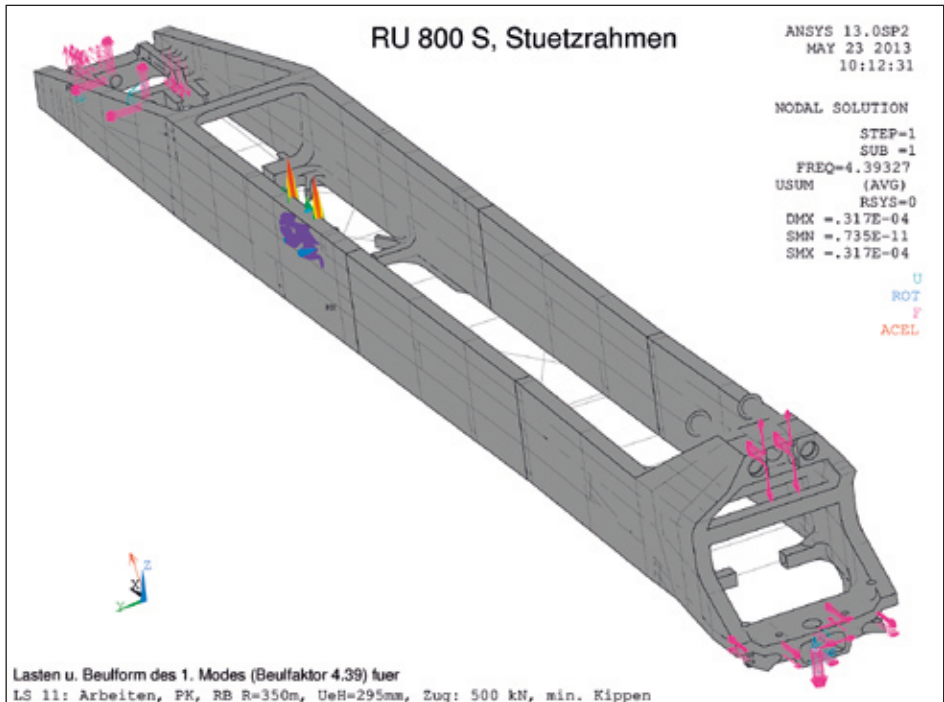


Abb. 9: Kleinster Beulfaktor in einem Arbeitslastfall für den Stützrahmen

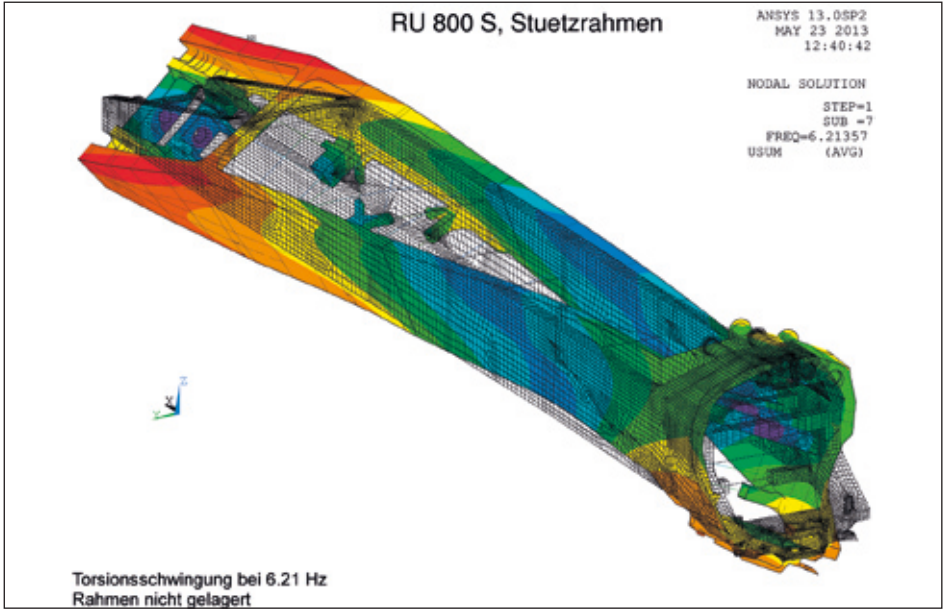


Abb. 10: Niedrigster Nicht-Starrkörpermode des Stützrahmens

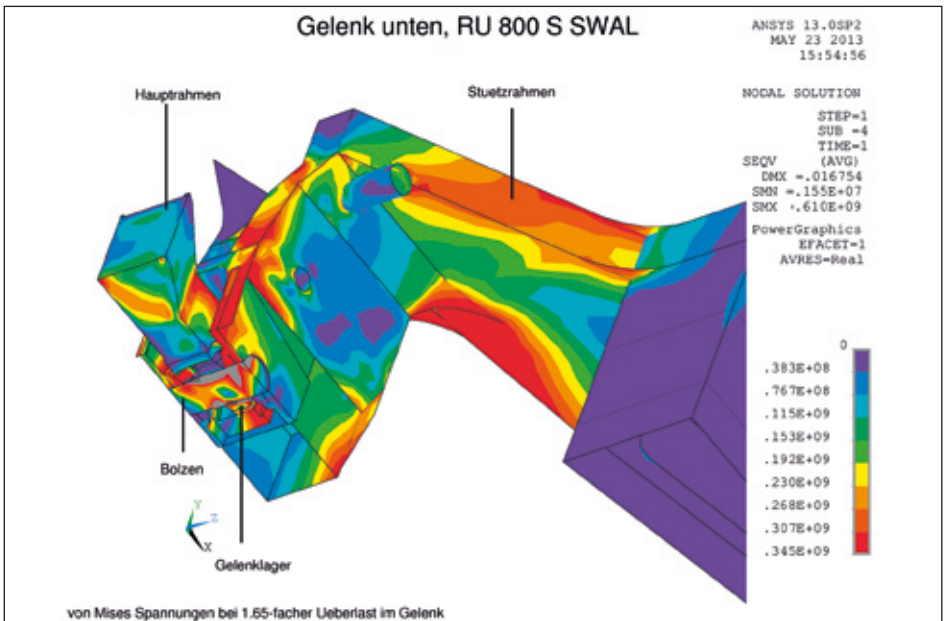


Abb. 11: Spannungen im Gelenk unten bei 1,65-facher Überlast

einem vollständigen Durchplastifizieren und damit zu einem unkontrollierten Anwachsen der plastischen Deformationen kommt. Abb. 11 zeigt die Spannungsverteilung im Gelenk mit Bolzen beim Arbeiten und 1,65-facher Überlast. Zur Kontrolle werden auch immer die Spannungen im Bolzen manuell nachgerechnet.

Das Berechnen von Detailmodellen mag etwas aufwendiger sein als das Erstellen eines Gesamtmodells, ist aber wesentlich flexibler. Außerdem gewinnt man ein gewisses Vertrauen in die Richtigkeit der Berechnung, da das Detailmodell trotz Verwendung anderer Elementtypen ähnliche Spannungen liefern muss.

2.1.2 Überprüfung der Berechnungen am Beispiel des Messfahrzeugs EM100U

Fast alle von Plasser & Theurer hergestellten Fahrzeuge sind Prototypen, die auf Kundenverhältnisse abgestimmt sind (Spurweite, Lichtraum, Achslasten, Sicherheitsanforderungen, Antriebskomponenten...). FE-Berechnungen erlauben es, die Spannungen in einer Struktur genau vorauszusagen, allerdings nur unter der Voraussetzung, dass das FE-Modell korrekt erstellt wurde und die Belastungen und Randbedingungen richtig aufgebracht werden. Als Überprüfung der Richtigkeit der Berechnung

- bieten sich Kontrollmessungen am tatsächlichen Fahrzeug an (Nachteil: aufwendig und für Prototypen zu spät),
- kann eine zweite unabhängige FE-Berechnung mit einem anderen Programm durchgeführt werden (Nachteil: sehr kostenintensiv),
- werden stichprobenartig manuelle Berechnungen durchgeführt und die Ergebnisse mit den Spannungen aus der FE-Berechnung verglichen (Nachteil: nicht so genau, aber effizient).

Bei vielen Bahnbaumaschinen mit ihren überwiegend stabförmigen Strukturteilen findet sich immer ein – nicht durch Kerb-

wirkung beeinflusster – Querschnitt ungefähr in der Mitte zwischen den Drehgestellen (am höchsten beansprucht), der einer manuellen Berechnung zugänglich ist. Bei manchen Fahrzeugen findet man aber keinen geeigneten Querschnitt, so z.B. beim EM100U. Der EM100U ist ein Messfahrzeug mit einem ebenen Rahmen aus Hohlprofilen und einer mit dem Rahmen verschweißten Kabine. Normalerweise ist bei röhrenförmigen Strukturen das Beulen der Blechfelder der Seitenwand bzw. des Daches kritischer als die Festigkeit. Im vorliegenden Fall hat die Kabine jedoch seitlich große Öffnungen, um den Dieselmotor und den Generator montieren und warten zu können. Diese Öffnungen erstrecken sich über die gesamte Seitenwandhöhe. Die Hebestellen des Fahrzeugs befinden sich knapp innerhalb der Drehgestelle. Eine Forderung des Kunden bestand darin, das vollbeladene Fahrzeug im Wesentlichen an zwei gegenüberliegenden Punkten zu heben. Die beiden anderen Anhebepunkte dienen nur zur Verhinderung des Kippens des Fahrzeugs. Wird das Fahrzeug auf diese Weise angehoben, dürfte die Streckgrenze des Materials nicht erreicht werden. Überprüft wurde das durch Messung mit Dehnmessstreifen (DMS) im sogenannten Diagonal Jacking Test (DJT).

Das FE-Modell der Fahrzeugstruktur wurde aus Schalenelementen aufgebaut (Rahmen und Außenhaut der Seiten- und Stirnwände, Dach). Die Steifen in der Kabine und die Zwischenwände wurden vorwiegend mit Balkenelementen modelliert. Nur um die kritischen Öffnungen in der Seitenwand wurden auch die Steifen mit Schalenelementen nachgebildet. Üblicherweise werden die Anschläge für Türdichtungen mit dünnwandigen Hohlprofilen ausgeführt. In diesem Fall wurden in den Ecken massive Brennteile aus Stahl eingesetzt, die im Modell mit Volumenelementen nachgebildet wurden. Abb. 12 zeigt das FE-Modell des gesamten Fahrzeugs.

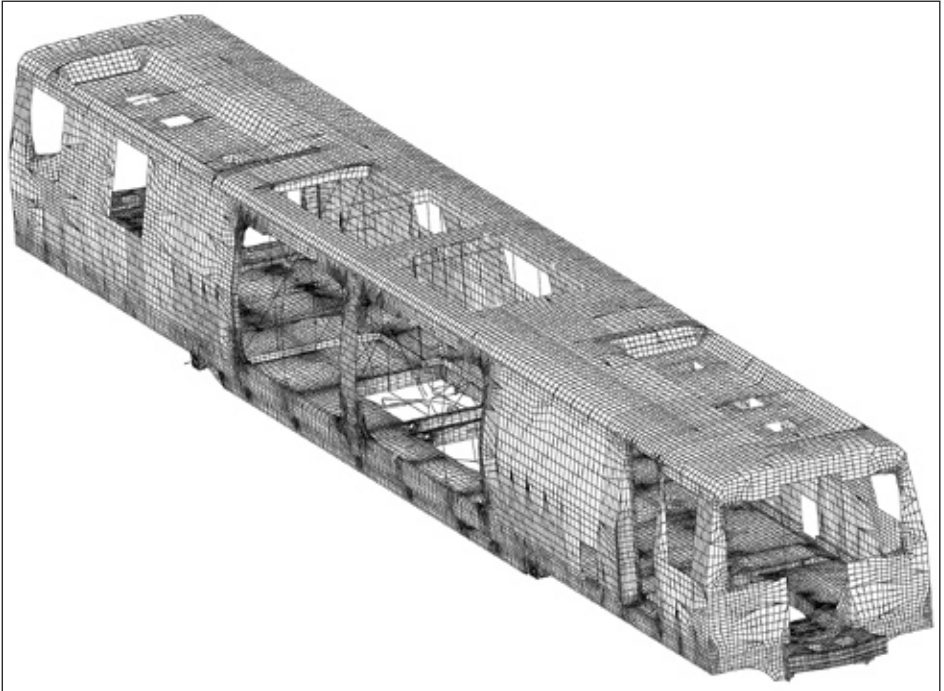


Abb. 12: FE-Netz des Messwagens EM100U

Der DJT lief folgendermaßen ab: Ungefähr 15 DMS wurden an kritischen Punkten des Fahrzeugrahmens geklebt. Die hoch belasteten Stellen wurden aus der Spannungsverteilung nach einer FE-Berechnung erhalten. Das Fahrzeug wurde voll beladen (Tanks gefüllt, Ersatzgewicht für nicht auf der Maschine befindliche Ausrüstung und Mannschaft geladen). Das Fahrzeug wurde an den vier Hebepunkten gelagert und seine Masse und die Lage des Schwerpunkts bestimmt. Die Hebepunkte wurden in ihrer Höhe so verschoben, dass der Rahmen möglichst nicht verwunden ist. Jetzt konnte der DJT starten. Ein Hebepunkt wurde so weit abgesenkt, dass nur mehr 10 % seiner ursprünglichen Aufstandskraft vorhanden waren. Der Hebepunkt wurde in die ursprüngliche Position zurückgehoben. Dieser Vorgang wurde dreimal wie-

derholt um Eigenspannungen abzubauen. Die Dehnung jedes DMS wurde festgehalten und die eigentliche Messung mit dem Absenken des Hebepunktes konnte stattfinden. Während des Absenkens des Hebepunktes wurden laufend die Dehnungen gemessen. Anschließend wurde mit einem Hebepunkt der anderen Diagonale genauso verfahren.

Die Masse und die Schwerpunktslage im FE-Modell wurden exakt an den Zustand beim DJT angepasst. Anstelle von vier Auflagern an den Hebepunkten wurden drei Auflager und eine Aufstandskraft definiert, um den möglichst verwindungsarmen Zustand vor dem DJT abzubilden. Die Spannungen für diesen Zustand wurden berechnet. In zwei weiteren Lastfällen wurde das Absenken des Hebepunktes nachgebildet, indem die Aufstandskraft

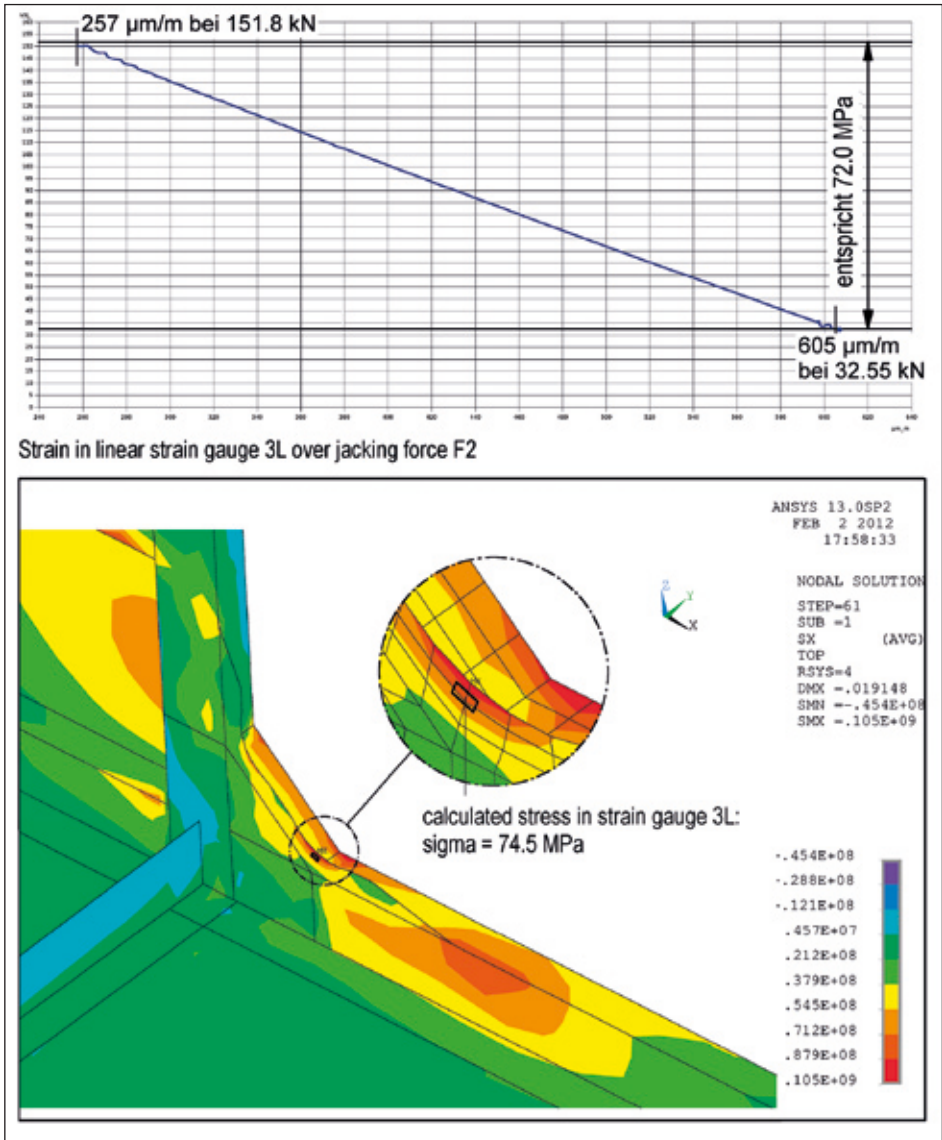


Abb. 13: Vergleich der gemessenen Dehnung = Spannung mit berechneter Spannung in einer Kerbstelle Firma PJM, Graz; Plasser & Theurer, Linz

um 90 % reduziert wurde. Auch für diese beiden Lastfälle wurden die Spannungen ermittelt. Die Differenz der Spannungen gebildet aus dem Lastfall mit abgesenkter

Hebestelle und möglichst verwindungsarmer Lagerung ergab genau den Zustand beim DJT. Die Spannungen und die Stützensenkung können miteinander vergli-

chen werden. Abb. 13 zeigt einen Vergleich der gemessenen Dehnungen (Spannungen) mit den berechneten Spannungen. Die rechnerisch ermittelten Spannungen lagen für jede DMS-Position immer über den gemessenen Werten. Eine eindeutige Korrelation zwischen der Genauigkeit der Modellierung und der Spannungsvorhersage war insofern gegeben, dass jene Stellen, die mit Volumenelementen nachgebildet wurden, die besten Ergebnisse lieferten (ca. 2% – 5% Abweichung zu gemessenen Werten), während die mit Balkenelementen nachgebildeten Stellen eine Abweichung von bis ca. 20% zeigten.

Aus früher durchgeführten Messungen konnte die Erfahrung gewonnen werden, dass die Ergebnisse der statischen FE-Berechnungen sehr genau bei den gemessenen Werten liegen. Das gilt eigentlich immer für die Stellen, an denen keine Kerbwirkungen auftreten (manchmal

wurde nur ca. 1% Abweichung zwischen gemessenen und berechneten Werten festgestellt). An Stellen mit Kerbwirkung muss man die exakte Position der DMS kennen, um die Spannungen vergleichen zu können. Der Spannungsgradient an Kerbstellen ist zum Teil so groß, dass bereits wenige Millimeter Abweichung den Vergleich unmöglich machen.

2.1.3 Dauerfestigkeitsanalyse eines Drehgestells

Da kein am Markt erhältliches FE-Programm verwendbare Funktionen integriert hat, um die Dauerfestigkeit bzw. Lebensdauer einer Konstruktion effizient zu bestimmen, sind die Anwender gezwungen, Postprocessing-Softwares zu schreiben. Manche Anwender bieten diese Software auch am Markt zum Kauf an. Bei Plasser & Theurer wurde ein Postprocessing-Programm geschrieben, das auf die Belange der Dauerfestigkeitsbeurteilung im

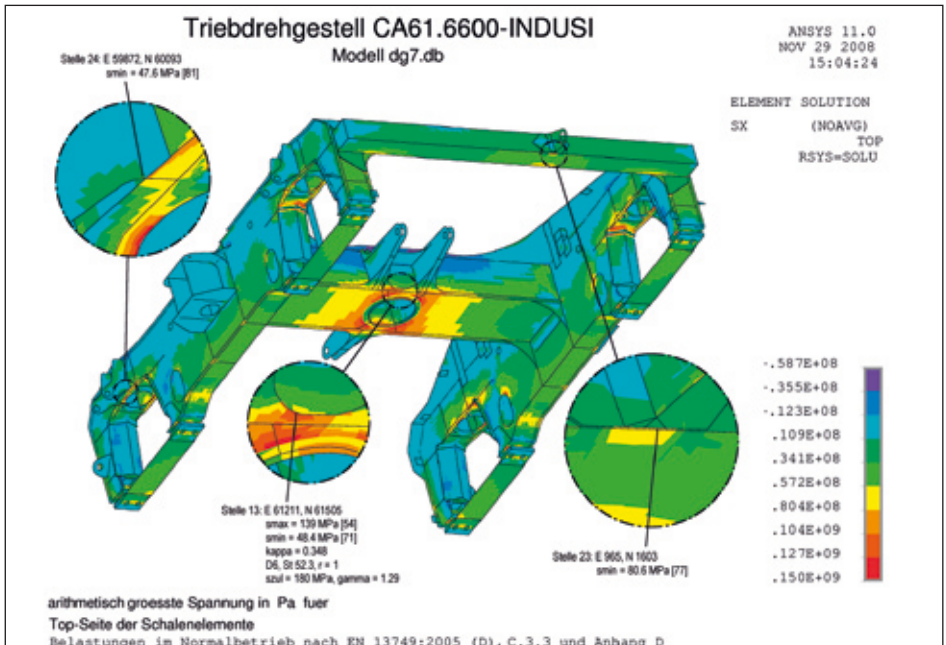


Abb. 14: Arithmetisch größte Hauptnormalspannung auf Schalenelementoberseite in einem Drehgestell

Schienenfahrzeugbau eingeht. Dazu fing die Programmentwicklung in den frühen 1990er Jahren an. Die Vorbedingung war, dass das FE-Programm die Ergebnisse der Postprocessing-Software wieder in die Datenbasis einlesen konnte, um sie farblich über das FE-Schalenelementnetz gelegt darzustellen. Nur so kann schnell beurteilt werden, welche Stellen gefährlich sind. Der Algorithmus für das Postprocessing-Programm fußt auf der Vorgehensweise in ORE B12/RP17 [7]. Die Auswertung der Ergebnisse erfolgt nach der DS 952 01 [8]. In den letzten zwanzig Jahren haben sich die Anforderungen hinsichtlich der Auswertung und Beurteilung von Spannungen geändert, sodass das Programm auf die neue Richtlinie DVS 1612 [9] umgestellt wurde. An weiteren Verbesserungen, wie

etwa der Zuteilung der Kerbfallklasse zu einzelnen Schweißnähten vor der Auswertung, wird laufend gearbeitet. Im Moment erfolgt die Zuweisung der Kerbfallklasse noch als letzter Schritt in der Postprocessing-Kette manuell über ein Makro. Der Vorteil: Flexibilität; der Nachteil: schlechtere Dokumentationsmöglichkeit. Abb. 14 zeigt die arithmetisch größte Hauptnormalspannung in jedem Elementknoten auf der Schalenseite eines Drehgestellrahmens. Abb. 15 veranschaulicht die Auslastung, wenn die Spannungen gemäß Kerbfallklasse F1 der DVS 1612 ausgewertet werden. Auslastungen über 1 bedeuten, dass eine bessere Kerbfallklasse als F1 an diesen Stellen notwendig ist. Das Postprocessing-Programm kann auch dazu verwendet werden, die größten von

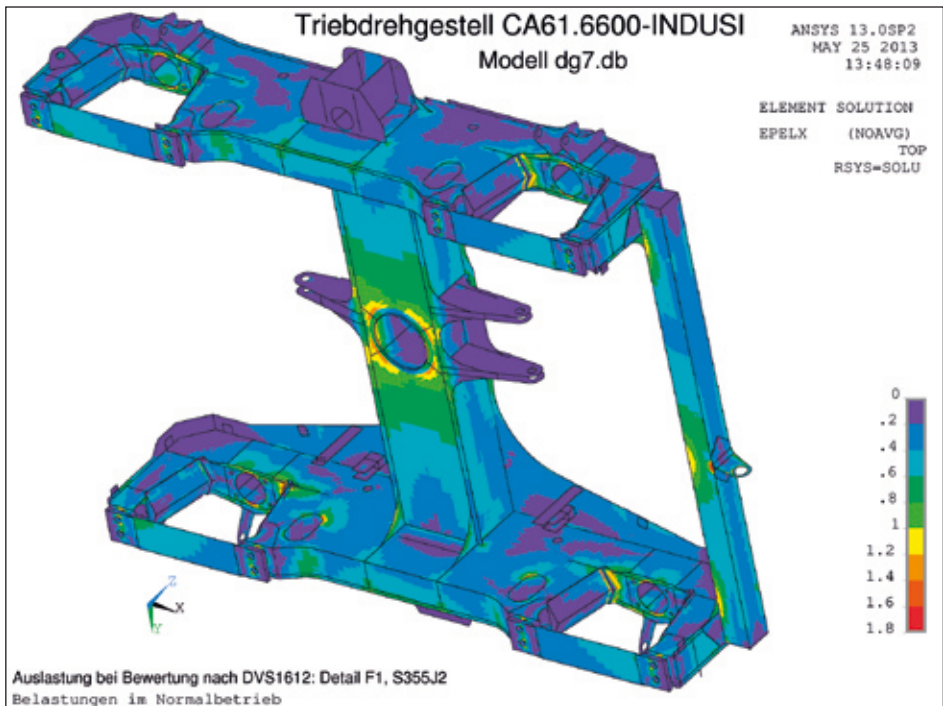


Abb. 15: Auslastung eines Drehgestellrahmens für Kerbfallklasse F1 nach DVS 1612 auf Schalenelementoberseite

Mises-Spannungen aus einer Anzahl von Lastfällen zu suchen und abzuspeichern. Das hat den Vorteil, dass man sich die Spannungen nicht aller Lastfälle ansehen muss. Ein Beispiel dafür zeigt Abb. 3.

2.1.4 Dynamische Betrachtungen beim Abstellen eines Siebes

Viele Arbeitsaggregate erzeugen durch ihre schwingenden Bewegungen dynamisch wirkende Kräfte, wie zum Beispiel: Stopfaggregate, Dynamischer Gleisstabilisator, Siebe usw. Im Verhältnis zur Gesamtmasse des Fahrzeugs schwingen kleine Massen mit sehr hohen Frequenzen bei Stopfaggregaten. Rahmenschwingungen werden bei diesen Frequenzen kaum mehr erregt. Die dynamischen Gleisstabilisatoren sind

sehr weich am Rahmen aufgehängt, die Aufhängung funktioniert als Isolator. Im Gegensatz dazu stehen die Siebwagen. Siebe schwingen erheblich schneller als die Grundeigenfrequenz des Rahmens beträgt. Das heißt, die Siebe durchfahren beim Anfahren und Abstellen die Resonanzfrequenzen des Rahmens. Das Anfahren der Siebe geschieht im Allgemeinen recht schnell, sodass keine Rahmenschwingungen erzeugt werden. Da die Siebe über keine Bremsen verfügen, schwingen die Siebe beim Abstellen langsam aus. Dabei fahren sie durch die Resonanzfrequenz des Rahmens, was zu recht hohen dynamischen Belastungen führt. Im Normalfall dürfen die Siebe nur abgestellt werden, wenn sie leer sind. Es kann aber vorkommen, dass

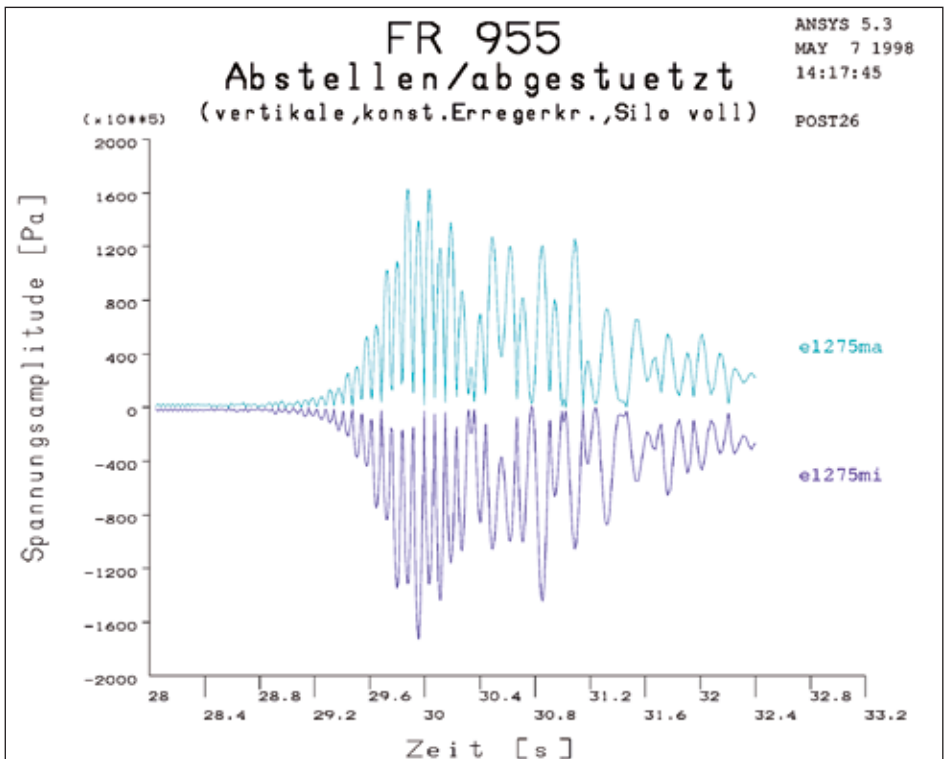


Abb. 16: Zeitlicher Verlauf der Spannungen im Rahmenlängsträger beim Abstellen eines Siebes

Siebe überfüllt werden. Ein Weiterarbeiten der Siebe ist nicht möglich und sie müssen abgestellt werden. Die größere Masse verlangsamt den Ausschwingvorgang. Das Abstellen voller Siebe vergrößert die dynamischen Belastungen am Rahmen.

Grundsätzliche Untersuchungen in dieser Richtung wurden bei uns bereits in den 1990er Jahren durchgeführt. Erwähnt werden beispielhaft transiente Berechnungen beim Abstellen des Siebes für eine Flankenreinigungsmaschine. Es wurden mehrere Zustände untersucht:

- Silo voll/leer,
- Rahmen stützt sich über die Kette am Untergrund ab/ stützt sich nicht ab,
- Erregerkraft mit konstanter Amplitude/ quadratisch abnehmender Amplitude,
- Richtung der Erregerkraft vertikal/ rotierend.

Da bei transienten Berechnungen sehr viele Berechnungsergebnisse anfallen (jeder Zeitschritt wird abgespeichert) müssen die Modelle so einfach wie möglich gestaltet werden. Wir gehen so vor, dass die transienten Berechnungen mit Balkenmodellen erfolgen. Die Kerbfaktoren werden mit Hilfe eines Schalenmodells durch Vergleich mit den Spannungen im Balkenmodell ermittelt. Abb. 16 zeigt beispielhaft die mit dem Kerbfaktor vergrößerten Spannungen im Rahmenlängsträger beim Schottersilo. Man erkennt sehr deutlich den Spannungsanstieg ab Sekunde 29 bei gleichzeitiger Abnahme der Siebfrequenz.

2.2 Starrkörpersimulation

Bei der Starrkörpersimulation wird das gesamte Fahrzeug durch Massen repräsentiert (z.B. Masse für den Maschinenrahmen, Masse der Drehgestelle, Masse der Radsätze usw.), die durch Feder-, Dämpfer-, Kontakt-, Reib- und Stabelemente miteinander verbunden werden. Das eingesetzte Programm ist speziell auf Schienenfahrzeuge ausgerichtet und es können

nur diese damit gerechnet werden. Es wird der Rad/Schiene-Kontakt nichtlinear berücksichtigt. Sämtliche Routinen sind so optimiert, dass die Bewegungen des Fahrzeugs ohne Genauigkeitsverluste möglichst linearisiert sind. Rollbewegungen sind z. B. relativ groß gegenüber Nickbewegungen.

Ziel ist die korrekte Wiedergabe des dynamischen Verhaltens des Fahrzeugs beim Lauf im Gleis. Die Eingabe erfolgt mit Hilfe von Parameterdefinitionen. Durch eine Änderung der Parameter kann eine Vielzahl von möglichen Konstruktionen durchgespielt werden.

Das Ergebnis der Berechnung sind Kräfte und Verschiebungen in den Verbindungselementen und im Kontaktpunkt Rad-Schiene und Verschiebungen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der Massen.

Starrkörpersimulationen werden durchgeführt,

- um optimale Auslegungsparameter für Fahrwerke zu ermitteln (Stabilität des Wagenlaufs, Verschleiß der Räder);
- zum Überprüfen, ob Normen (z. B. EN 14363 [10] für Europa ohne Großbritannien) erfüllt werden. Dabei geht es vor allem um die zulässige Längsdruckkraft, die Entgleisungssicherheit und die zulässigen Beschleunigungen am Wagenkasten und Drehgestell;
- für die Überprüfung der Kippsicherheit (z. B. nach GM/RT2141 [11]);
- zur Ermittlung von Verschiebungen von Massenelementen zwecks Einhaltung des Lichtraumprofils während der Fahrt (z. B. in Großbritannien) und
- zur Ermittlung von Kräften für interne Auslegungen mit einem FE-Programm (Klassenbildung der Kräfte für Dauerfestigkeitsauslegung bzw. Kraftverläufe über der Zeit zwecks dynamischer Analyse im FE-Programm).

Die Erfahrung hat gezeigt, dass Starrkörpersimulationen möglichst zeitig im Entwicklungsprozess eines Fahrzeugs einge-

setzt werden müssen, um effizient zu sein und im Nachhinein keine „bösen“ Überraschungen zu erleben. Genauso wichtig ist es, bei der Auslegung alle Randbedingungen, d.h. alle zu erfüllenden Normen zu kennen. Für erste Berechnungen reicht die Kenntnis des Drehgestells (Achsführung, Feder-Dämpfer, Wagenkasten-Drehgestellverbindung), die Achslastverteilung im Fahrzeug und ein Typenblatt, das eine Übersicht über die Abmessungen des Fahrzeugs liefert. Mit Hilfe weiterer Erfahrungswerte (Reibung an diversen Kontaktstellen, z.B. an den seitlichen Wagenkastenabstützungen) kann das Modell erstellt werden. Werden sämtliche Kriterien erfüllt, kann die Konstruktion des Fahrzeugs begonnen werden.

Bis auf den Schiebersversuch werden die Fahrzeuge immer soweit als möglich als Einzelfahrzeuge betrachtet. Nur beim Schiebersversuch wird ein ganzer Fahrzeugverband untersucht. In diesem Fall müssen auch die Kupplungen und Puffer modelliert werden. Die Modellierung des Fahrzeugs für den Schiebersversuch ist eine besondere Herausforderung, da die Anzahl der verfügbaren Elemente beschränkt ist. Für den Schiebersversuch muss das Modell unter Umständen gegenüber dem Modell für die anderen Untersuchungen vereinfacht werden. Nach der Fertigstellung des Fahrzeugs ist es unerlässlich Prüfstandsversuche durch-

zuführen und das Simulationsmodell abzugleichen. Die oben angeführten Berechnungen werden anschließend noch einmal durchgeführt und die Einhaltung der Normen kontrolliert.

Das Starrkörpermodell einer Stopfmaschine zeigt Abb. 17.

2.2.1 Abgleich des Starrkörpermodells mit der Wirklichkeit

Damit die dynamische Analyse verlässliche Ergebnisse liefert, muss das Modell mit der Wirklichkeit abgeglichen werden. Es werden die Radsatzlasten und die Reibungskoeffizienten in der Achsführung und zwischen Drehgestell und Wagenkasten (in Drehpfanne und bei seitlicher Wagenkastenabstützung) an die Messergebnisse angepasst. Der Abgleich mit den Reibelementen der Achsführung wird über einen Verwinderversuch durchgeführt, der Abgleich für die Reibelemente zwischen Wagenkasten und Drehgestell erfolgt mit dem X-Faktor-Test. Abb. 18 zeigt die aus der Simulation erhaltenen bereits abgeglichenen X-Faktoren grafisch. Die nebenstehende Tabelle in Abb. 18 stellt die gemessenen Werte den Werten aus der Simulation gegenüber.

2.2.2 Schiebersversuch

Um in den Zugsverband eingereiht zu werden, dürfen die Fahrzeuge bei Längsdruckkräften nicht entgleisen und keine

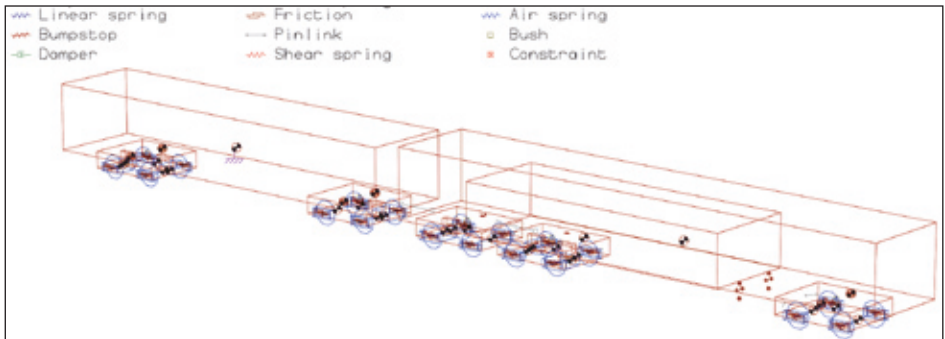


Abb. 17: Modell einer Stopfmaschine für die Starrkörpersimulation

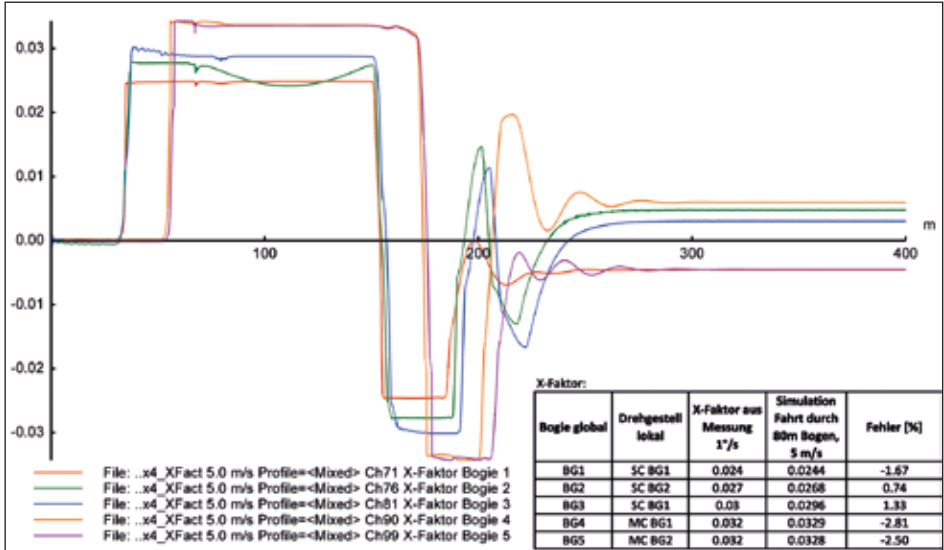


Abb. 18: Vergleich der gemessenen X-Faktoren mit den angepassten X-Faktoren eines Simulationsmodells

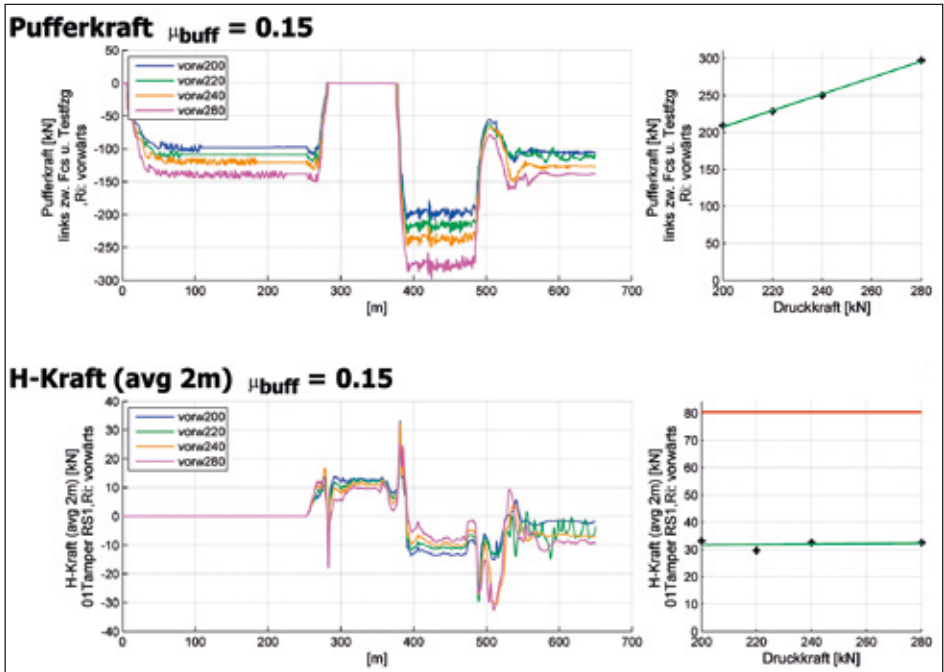


Abb. 19: Pufferkräfte und H-Kraftverlauf im S-Bogen beim Schieberversuch

unzulässig hohen Kräfte auf das Gleis ausüben. Der Nachweis der ertragbaren Längsdruckkräfte erfolgt in sogenannten Schiebeversuchen. Das Procedere der Schiebeversuche ist in den Normen UIC 530-2 [12] und EN 15839 [13] beschrieben. Die Versuche sind in der Praxis recht aufwendig und langwierig. Es dürfen daher die Versuche durch Simulationen ersetzt werden. In Abb. 19 kann man zum Beispiel den Verlauf der Pufferkräfte zwischen dem 2-achsigen Rahmenwagen und der Stopfmaschine sehen, wenn das Fahrzeug durch den S-Bogen geschoben wird. Es zeigt auch den über 2 m gemittelten H-Kraft Verlauf des ersten Radsatzes.

Die Simulation der Schiebeversuche hat ca. in den letzten drei Jahren dramatisch zugenommen. Sie ist mit Abstand die am häufigsten verwendete Anwendung für die Starrkörpersimulation.

2.2.3 Entgleisungssicherheit

Die Entgleisungssicherheitsberechnungen wurden über Jahre hinweg nach ORE B55 Rep. 8 [14] gemacht. Es sind analytische Berechnungen. Dieser Vorgang war ohne Simulationsprogramm möglich. Die neueren Vorschriften ([10] bzw. [11]) sehen umfangreiche numerische Berechnungen vor. Das Fahrzeug wird darin über ein Testgleis geschickt, das aus einer Einlaufgeraden, einem Übergangsbogen, einem Vollbogen, einem Übergangsbogen und einer Auslaufgeraden besteht. Die Verwindung im Übergangsbogen beträgt nominell 1/300. Der Bereich des Vollbogens besteht aus verschiedenen Kombina-

tionen aus Bogenradien, Überhöhungen und Spurerweiterungen. Am Übergangsbogen nach dem Vollbogen werden gezielt auf der Außenschiene Gleislagefehler angebracht, die eine gesamte Länge von 12 m bei einem Höhenfehler von 20 mm aufweisen. Die Verwindung im Übergangsbogen steigt im Bereich der Fehler damit auf 1/150. Gleichzeitig wird ein dem X-Faktor entsprechendes Moment um die vertikale Achse auf die Drehgestelle aufgebracht, das versucht, den führenden Radsatz aus dem Bogen zu drücken. Dieses Moment soll einen horizontalen Knick im Gleis simulieren, der bei gelasteten Schienen auftreten kann. Das Ergebnis der Entgleisungssicherheitsberechnung sind die über einen gleitenden Mittelwert von 2 m gefilterten Y/Q-Werte. Sie dürfen den von Nadal vorgegeben Grenzwert nicht überschreiten. Die Entgleisungssicherheitsberechnungen sind sehr umfangreich, da eine Vielzahl von Kombinationen aus Bogenradien, Position der Gleislagefehler und Fahrtrichtung zu berücksichtigen sind. Mehrere hundert Durchläufe sind notwendig, um alle Varianten durchzuspielen. Abb. 20 zeigt den Verlauf der gefilterten Y/Q-Werte.

2.2.4 Fahrversuche

In einigen Ländern ist es aufwendig ein neues Fahrzeug zuzulassen. Insbesondere dürfen keine Zulassungsfahrten ohne vorherige Simulation des Fahrverhaltens erfolgen.

Einige Zulassungsbehörden bestehen nicht auf Zulassungsfahrten auf der eigenen

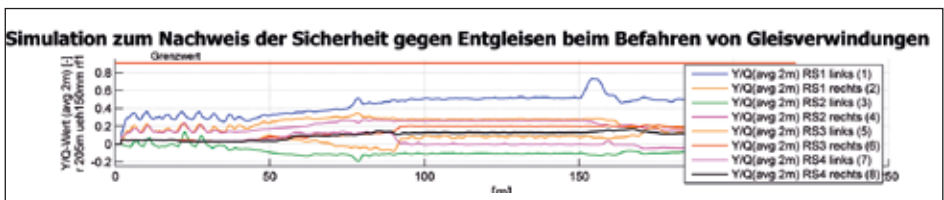


Abb. 20: 2 m gleitend gemittelte Y/Q-Werte für Entgleisungssicherheitsberechnung

IHRE SCHIENENFAHRZEUGE

Für die Gleiserhaltung – Unsere Aufgabe!



Von Entwicklung bis Fahrzeug-Neubau



über Modernisierung
für mehr Sicherheit und Ökologie

Schweres Nebenfahrzeug			
Nr. 97 86 06 529 10 = 2			
Art: Mehrzweck-Gleiskarbfahrzeug WZK			
Fz. STRABAG Roll-Fahrleistungen GmbH, 13053 Berlin			
Eigengewicht: 16,2t		Nettolast: -1	
Bremsen (St./-Stär.):		St./-Geschwindigkeit: -1	
Zahl. Anhängelast: 30t		P: -1	
Zur Mittelteil zugel., Personenzugel. 0 Hg: 807 mm			
6	REV	GBM - 619	22.12.09
nächste REV 21.12.15			
Ausschluss und Abfuhrkosten vermerken Dort nicht in Züge eingesetzt werden! * Bei geschlossenen Anlagen: Fahrzeug auch in Wägen und Kranwagen (Hag 40) zulässig			
Bemerkung: TzV, Geschwindigkeit in km/h bei der Fahrt ab:			
10 km/h	K1	10 km/h	3
25 km/h	K1	25 km/h	1
40 km/h	K1	40 km/h	1
Schweres Mfz Personen- transport			



bis Instandhaltung und Service – Europaweit!



GLEISBAUMECHANIK
Denken in Ihren Visionen

www.gleisbaumechanik.de • info@gleisbaumechanik.de

Bahnstrecke. Sie fordern stattdessen Zulassungsfahrten auf Bahnstrecken, deren Geometrie und Gleislagefehler bekannt sind. Diese Zulassungsfahrten werden mit Hilfe des Simulationsprogramms nachgefahren und mit den Messergebnissen verglichen. Wenn notwendig, wird das Modell noch einmal fein abgestimmt. Stimmen Messergebnis und berechnetes Ergebnis überein, wird das gleiche Modell virtuell über Teststrecken aus dem Zielland geschickt und die Ergebnisse entsprechend den Vorschriften ausgewertet. Halten die Ergebnisse die Vorschriften ein, erhält das Fahrzeug die Zulassung. Diese Vorgehensweise hat für uns als Hersteller den Vorteil, dass vor der „Haustüre“ geprüft werden kann. Falls Probleme auftreten, können schnell und kostengünstig die Fahrwerksparameter modifiziert werden, um die Vorschriften zu erfüllen. In Großbritannien ist eine typische Benchmarkstrecke die Linie Derby-Crewe. Sie bestand zum Teil aus gelaschtem Gleis und hatte sehr große Gleislagefehler. Der schlechte Zustand des Gleises war gewollt, damit man sicher sein

konnte, am schlechtesten Gleis im ganzen Land die Abnahmefahrten durchzuführen. Im Zuge der Sanierung der Streckennetzes wurde auch diese Strecke verbessert, sodass der schlechte Zustand des Gleises nur mehr als Datei auf dem Computer existiert. Diese Datei wird für virtuelle Fahrten auf dem Computer benutzt.

Abb. 21 zeigt die Querbeschleunigungen des Wagenkastens mit und ohne Schlingerdämpfer. Die Querbeschleunigungen wurde nach [11] mit der Peak Count-Analyse ausgewertet.

2.2.5 Umkippen des Fahrzeugs bei Überhöhungsfehlbetrag

Der Railway Group Standard GM/RT2141 verlangt für Oberbaumaschinen, dass bei Überhöhungen von 16,5° das Fahrzeug nicht umkippt. Simuliert wird das Umkippen, indem man mit entsprechend großer Geschwindigkeit in einem 80 m Bogen ohne Gleisüberhöhung fährt. Das Ergebnis der Berechnung sind dQ/Q_0 -Werte, die nicht 1 erreichen dürfen. Das Erfüllen dieser Vorschrift stellt auf Grund der hohen

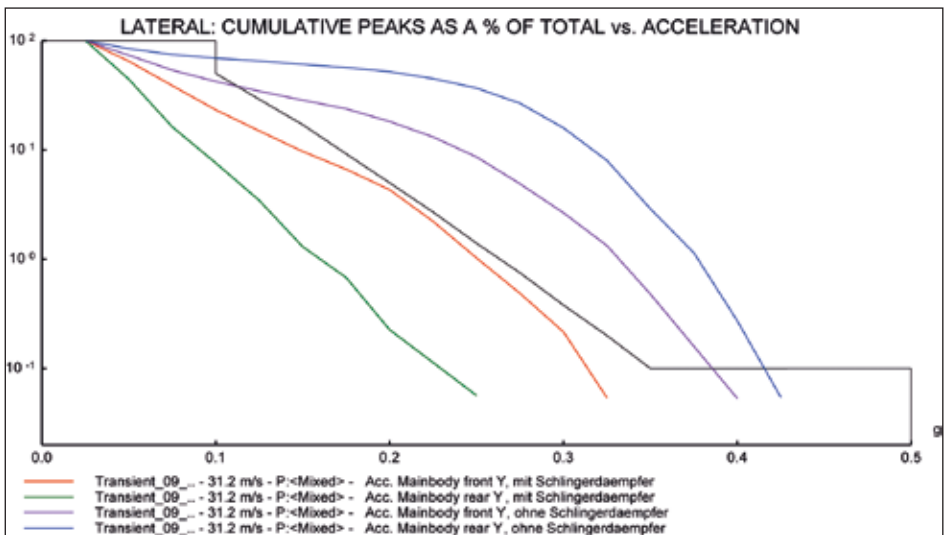


Abb. 21: Peak Count-Analyse der Querbeschleunigungen, mit und ohne Schlingerdämpfer

Schwerpunktslage der Oberbaumaschinen eine Herausforderung dar. Bei den meisten Fahrzeugen von Plasser & Theurer hängen die Arbeitsaggregate unter dem Maschinenrahmen. Der Maschinenrahmen reicht zum Teil bis zum obersten Punkt der Umgrenzungslinie. Die Arbeitsaggregate müssen bei Überstellfahrt angehoben werden, was zusätzlich den Schwerpunkt hebt. Abb. 22 zeigt die Radentlastung (dQ/Q_0) einer Stopfmaschine.

2.2.6 Verschleißberechnung

Bei der Berechnung des Verschleißes des Eisenbahnrades wird in der Simulation so vorgegangen, dass mit dem Modell über bestimmte Streckenabschnitte gefahren wird. Man lässt sich den $\tau\gamma$ -Wert am Radprofil ausgeben, der Aussagen über den qualitativen Verschleiß macht. Die Berechnung erfolgt nun iterativ. Ausgehend vom Neuzustand des Radprofils wird an Stellen höherer $\tau\gamma$ -Werte das Radprofil stärker in Radiusrichtung reduziert als an anderen Stellen. Dann kann ein neuer Berechnungsdurchlauf starten, der Aussagen

über die Stabilität des Gleislaufs und neue $\tau\gamma$ -Werte liefert. Macht man die Berechnung mit verschiedenen Radprofilen, kann man sich für jenes entscheiden, das einen stabilen Gleislauf bei möglichst hoher Kilometerleistung ermöglicht. Abb. 23 zeigt den Verschleiß des Rades bei zunehmender Kilometerleistung für drei verschiedene Profile. Um die Lesbarkeit zu erhöhen, wurden die Profile in der Abbildung vertikal zueinander verschoben. Profil 2 zeigt das beste Verschleißverhalten.

2.2.7 Weitere Anwendungsgebiete für die Starrkörpersimulation

- Bestimmung von Wagenkastenbewegungen und der seitlichen Bewegung des Pantographen bei plötzlich auftretenden Winden (für Großbritannien),
- Prüfung der Freigängigkeit von Drehgestellen bei Fahrt in engen Bögen zur firmeninternen Verwendung,
- Bestimmung der Kräfte in Dämpfern, Federn usw., die für die Festigkeitsberechnung mittels FE-Methode verwendet werden können. Die Kräfte können

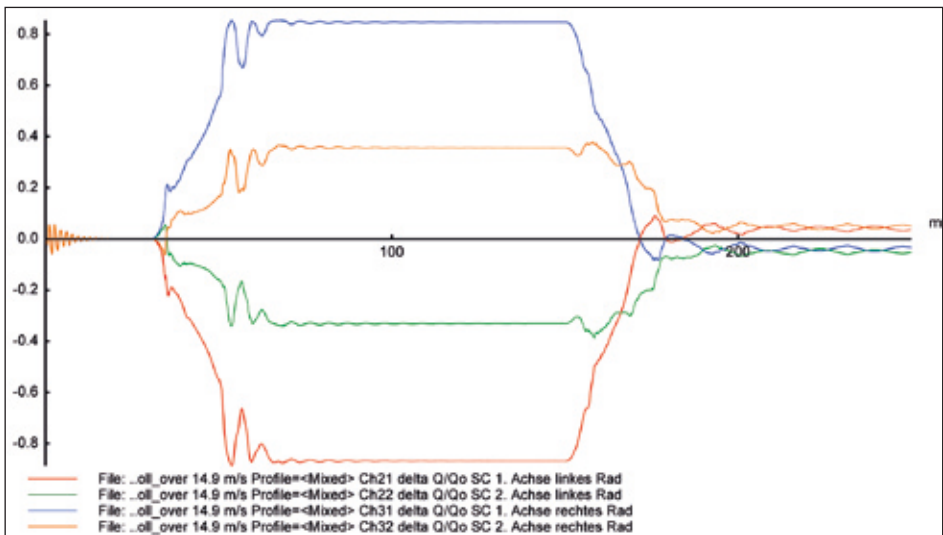


Abb. 22: Radentlastung (dQ/Q_0) bei $16,5^\circ$ Überhöhungsfehlbetrag

für eine Zeitfestigkeitsanalyse in Klassen unterteilt werden. Es kann auch der zeitliche Verlauf der Kräfte als Eingangsgröße für eine dynamische Festigkeitsuntersuchung verwendet werden (bereits für am Achslager montierte Messrahmen verwendet),

- Auf den radsatzlagergebundenen Messrahmen werden Inertialmessgeräte montiert, die die Gleislage erfassen. Werden die aus der FE-Berechnung bekannten modalen Verformungen des Messrahmens in der Starrkörperanalyse berücksichtigt, können die Messgrößen an der Stelle des Inertialmessgeräts mittels Simulation ermittelt werden. Ein Vergleich mit der tatsächlichen Gleislage gibt eine Aussage über die Güte des Messrahmens. Die Struktur des Messrahmens kann optimiert werden.

3 Abschlussbemerkungen

Nach mehr als 20 Jahren Einsatz von FE-Software kann gesagt werden, dass die Qualität und Zuverlässigkeit der Fahrzeugrahmen und anderer berechneter Konstruktionen gestiegen ist. Die analysierten Fahrzeugrahmen wiesen in keinem Fall Schwächen auf. Durch die Berechnung erlangt man einen besseren Einblick in den Kraftverlauf und man gewinnt auch einen guten Überblick über die Tragreserven einer Konstruktion.

Die FE-Software muss unbedingt in der Lage sein, Kontaktberechnungen zu ermöglichen. Es ist von sehr großem Vorteil, wenn das Programm Nichtlinearität hinsichtlich Geometrie und Material behandeln kann. Die Software kostet dann zwar rund doppelt so viel wie für rein statische

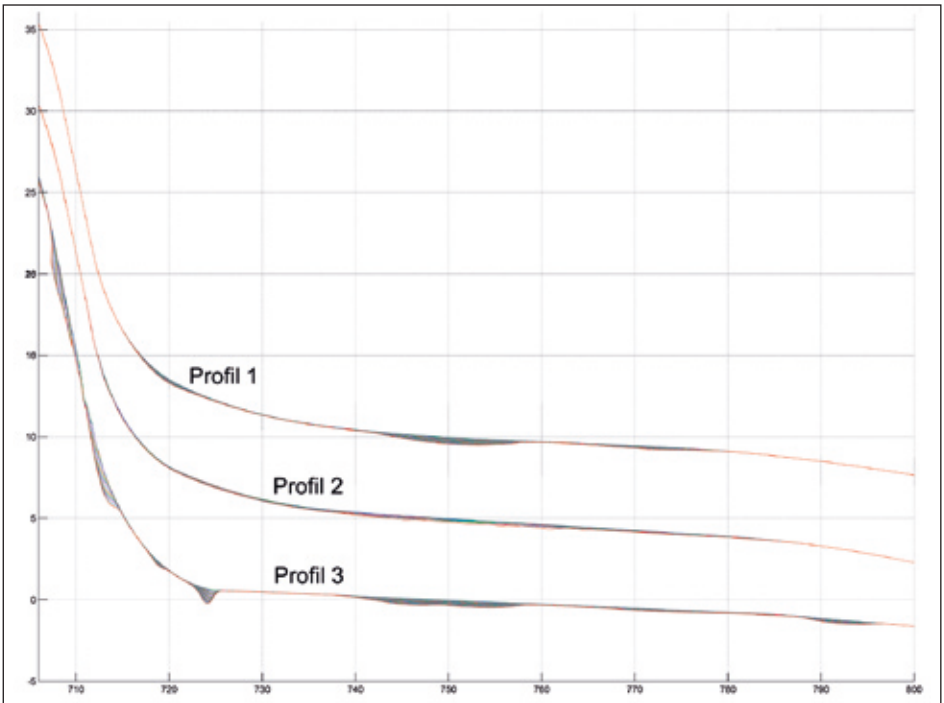


Abb. 23: Verschleißbilder dreier Radprofile bei zunehmender Kilometerleistung alle Bilder: Plasser & Theurer, Linz

lineare Festigkeitsberechnungen, jedoch steigen die Berechnungsmöglichkeiten stark an.

Es soll eine Software verwendet werden, die keine Größenbeschränkungen bei der Modellerstellung kennt. Das behindert Berechnungsingenieure stark. Besonders sind Starrkörpersimulationsprogramme von Größeneinschränkungen hinsichtlich der Anzahl der Elemente bzw. der Rechengeschwindigkeit betroffen. Wenn nur ein Schienenfahrzeug modelliert werden muss, spielen diese Einschränkungen keine besondere Rolle. Wenn man aber Schieberversuche mit den vor- und nachlaufenden Rahmenwagen und unseren Umbauzügen mit ihren vielen Drehgestellen dazwischen rechnet, stößt man an die Grenzen der Modellierbarkeit.

Die Simulationssoftware soll auf möglichst vielen Computerplattformen laufen können; die Datenbanken sollen dabei zuein-

ander binärkompatibel bleiben. 64 Bit und Berechnungen mit doppelter Genauigkeit sind selbstverständlich.

Um effizient arbeiten zu können, wiederkehrende Jobs zu automatisieren und die Funktionalität der Simulationssoftware zu erweitern, muss eine Makroprogrammierungsfähigkeit vorhanden sein. Das Auslesen der Daten aus Datenbanken und das Einlesen von extern aufbereiteten Daten zwecks Visualisierung sind Muss-Bedingungen für die Programme.

Die Anforderungen an Oberbaumaschinen werden in Zukunft steigen. Die zulässigen Achslasten werden sinken (d.h. Rahmengewichte müssen reduziert werden), die Geschwindigkeiten beim Überstellen des Fahrzeugs werden steigen. Energieeffizienz wird mehr in den Blickpunkt rücken. Wir erwarten für die Zukunft höhere Anforderungen an die Simulation hinsichtlich Modellierungsgenauigkeit (Modelle aus



Möglichkeiten.
Flexibilität. Raum.



In unserer Werkstatt für Nahverkehrszüge, Reisezugwagen, Diesellokomotiven, Gleisbaumaschinen, Güterwaggons und Schienenfahrzeuge aller Art bieten wir Ihnen unter anderem:

- Wartung, Instandhaltung, Reparaturen, Fristungen, Zulassungsbegleitung – alle wesentlichen Zertifikate, jetzt auch ECM
- Kleben, Sandstrahl- und Lackierarbeiten
- Fertigung und eigenes Entwicklungsteam

OWS Oberpfälzische Waggon-Service GmbH
Zur Centralwerkstätte 11 | 92637 Weiden
T +49 (0) 961.398943-0 | www.ows-weiden.de

Volumenelementen), tiefergehenden Berechnungen zur Steigerung der Sicherheit (Dauerfestigkeit, Craschanalysen, Bruchmechanische Untersuchungen) und eine vermehrte Integration von Anbauteilen in der Berechnung des Gesamtfahrzeugs. Abhängig von den Anforderungen an die Fahrzeuge (hohe Geschwindigkeiten, kleiner Luftwiderstand, geringe Fahrgeräusche, ...) werden fallweise Berechnungen für Strömungen und Lärmausbreitung notwendig werden. Die steigende Anwendung von Starrkörpersimulationsprogrammen macht auch eine dynamische Festigkeits-

analyse von Fahrzeugstrukturen möglich. Die Zeit zur Erstellung einer Berechnung wird trotz komplexer werdenden Aufgabenstellungen sinken müssen. Eine direkte Vernetzung des 3D-CAD-Modells bringt Zeiteinsparungen, wenn die Aufbereitung der 3D-Daten und die Vernetzungsalgorithmen besser werden.

Berechnungen jeglicher Art sind auch nach jahrelanger Tätigkeit immer noch spannend, weil jedes Produkt andere Anforderungen stellt und immer wieder neue Erkenntnisse und Erfahrungen gewonnen werden.

Quellen

- [1] UIC 577 VE: Güterwagen, Beanspruchung, 01.01.1990
- [2] GM/RT2100, issue 3 (October 2000), Railway Group Standard: Structural Requirements for Railway Vehicles, für Oberbaumaschinen derzeit gültig: GM/RT2400, issue 4 (September 2011): Engineering Design of On-Track Machines
- [3] Radaj, D.: Gestaltung und Berechnung von Schweißkonstruktionen, Ermüdungsfestigkeit, Deutscher Verlag für Schweißtechnik, Fachbuchreihe Schweißtechnik, Düsseldorf, 1985
- [4] EN 14033-1:2011-02: Bahnanwendungen – Oberbau – Schienengebundene Bau- und Instandhaltungsmaschinen – Teil 1: Technische Anforderungen an das Fahren
- [5] EN 12663-1:2010-03: Bahnanwendungen – Festigkeitsanforderungen an Wagenkästen von Schienenfahrzeugen – Teil 1: Lokomotiven und Personenzüge (und alternatives Verfahren für Güterwagen)
- [6] EN 13749:2011-03: Bahnanwendungen – Radsätze und Drehgestelle – Festlegungsverfahren für Festigkeitsanforderungen an Drehgestellrahmen
- [7] ORE B12/RP17, 6. Ausgabe (1987): Standardisierung der Güterwagen, Versuchsprogramm für Güterwagen mit Untergestell und Wagenkasten aus Stahl (die für den Einbau der Automatischen Zug-Druck-Kupplung geeignet sind) und deren Drehgestelle mit stählerne Drehgestellrahmen
- [8] DS 952 01: Druckschrift der Deutschen Bundesbahn „Schweißen metallischer Werkstoffe an Schienenfahrzeugen und maschinentechnischen Anlagen“, zulässige Spannungen in der DV 952 Anlage II enthalten
- [9] DVS 1612, August 2009: Gestaltung und Dauerfestigkeitsbewertung von Schweißverbindungen mit Stählen im Schienenfahrzeugbau, DVS – Deutscher Verband für Schweißen und verwandte Verfahren E.V.
- [10] EN 14363:2005-06: Bahnanwendungen – Fahrtechnische Prüfung für die fahrtechnische Zulassung von Eisenbahnfahrzeugen – Prüfung des Fahrverhaltens und stationäre Versuche
- [11] GM/RT2141, issue 3 (June 2009): Railway Group Standard Resistance of Railway Vehicles to Derailment and Roll-Over
- [12] UIC 530-2: Güterwagen, Laufsicherheit, Juli 1997, Anlage 7.1
- [13] ÖNORM EN 15839:2012-03-01: Bahnanwendungen – Prüfung für die fahrtechnische Zulassung von Eisenbahnfahrzeugen – Güterwagen – Prüfung der Fahrsicherheit unter Längsdruckkräften
- [14] ORE Frage B55, Report 8, April 1983: Entgleisungssicherheit von Güterwagen in Gleisverwindungen