

Der Einsatz der Finite-Elemente-Methode bei der Entwicklung von Kardangelenken

Dr.-Ing. Rainer Hünefeld
Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen
Institut für Bergwerks- und Hüttenmaschinenkunde

Noch vor gut 20 Jahren hatte die Finite-Elemente-Methode (FEM) vornehmlich im wissenschaftlichen Bereich ihre Bedeutung bzw. war ihre praktische Nutzung großen, finanzkräftigen Unternehmen aus der Luft- und Raumfahrt- oder der Automobilindustrie vorbehalten, die sich die notwendige Rechnerleistung in Form von kostspieligen Hochleistungsrechnern leisten konnten. Mit der Entwicklung immer leistungsfähigerer kostengünstiger Computer, einher gehend mit der zunehmenden Verbreitung von CAD-Programmen, hat die FE-Methode innerhalb der letzten 2 Jahrzehnte in immer mehr Konstruktionsbüros ihren Einzug gehalten. Mittlerweile bietet nahezu jedes renommierte 3D-CAD-Programm eine Schnittstelle zu FE-Analyseprogrammen oder verfügt sogar über ein integriertes FE-Modul. Damit ist es auch dem Anwender, der nicht ausgesprochener FE-Spezialist ist, möglich, entsprechende Analysen durchzuführen.

Im weiteren möchte ich einige Erfahrungen aus ca. 15 Jahren Umgang mit der FE-Methode am Beispiel der Entwicklung von Kardangelenken wiedergeben. Bevor ich jedoch auf den Einsatz der FE-Analyse zu sprechen komme, möchte ich Ihnen zunächst einen Einblick in das Einsatzgebiet derjenigen Gelenkwellen geben, mit denen ich in den letzten Jahren vornehmlich zu tun hatte.

Bild 1 zeigt ein typisches Beispiel, eine Walzstraße bestehend aus mehreren Walzgerüsten. In Bild 2 ist die für ein Gerüst die Antriebskonfiguration mit den Gelenkwellen schematisch dargestellt. In diesem Umfeld kommen Wellen zum Einsatz mit einem Durchmesser von bis zu 1150 mm bei zu übertragenden Drehmomenten von ca. 5000 kNm.

Kardangelenke bzw. Kreuzgelenkwellen, in der Antriebstechnik schon lange eine etablierte Komponente, haben in den letzten Jahren auch in industriellen Antrieben großer Leistung zunehmend an Bedeutung gewonnen. Sie bieten als winkelbewegliches und mit Längenausgleich zusätzlich axial verschiebbares

Übertragungsglied in einer großen Zahl von Anwendungsfällen eine Reihe von Vorteilen. So bieten die heute üblichen Ausführungen mit wälzgelagerten Zapfenkreuzen die einzige Möglichkeit, bei größeren Beugewinkeln Drehmomente zwischen räumlich versetzten Wellensträngen zu übertragen. Weitere Vorteile wie geringer Wartungsbedarf, hohe Lebensdauer etc. haben dazu geführt, daß das Kardangelenke in den letzten Jahren Einsatzbereiche in der industriellen Antriebstechnik erschlossen hat, die ihm zuvor, meist wegen nicht ausreichender Drehmomentkapazität, nicht zugänglich waren.

Ein Beispiel hierfür zeigt Bild 3, den Seiltrommelantrieb einer Fördermaschine eines südafrikanischen Goldbergwerks. Die hier zum Einsatz kommenden Kardangelenke haben einen Durchmesser von 1300mm bei einem Gewicht von ca. 30 t. Sie dienen der spielfreien Verbindung zweier abgewinkelter Seiltrommeln, von denen Förderseile bis zu einer Schachttiefe von 3000m ablaufen. Die Antriebsleistung beträgt $2 \times 4500\text{kW}$ bei 52 min^{-1} . Die Auslegung der Gelenke wurde mit Hilfe von FE-Analysen durchgeführt. Als kritischer Lastfall war die rechnerische Bruchkraft der Förderseile anzusehen, die einem Drehmoment von 11160 kNm entspricht. Bei dieser Belastung durfte keine bleibende Verformung eines Gelenkbauteils auftreten.

Bild 4 möge verdeutlichen, daß wir uns an unserem Institut nicht nur mit Schwergelenkwellen auseinandersetzen. Zwar ist dieses Beispiel auch nicht aus der Automobiltechnik, aber immerhin aus dem Fahrzeugbau. Zu sehen ist ein Exemplar des französischen Hochgeschwindigkeitszugs TGV. Hier waren Antriebswellen mit Längenausgleich, die sich in den Drehgestellen befinden, unter ganz bestimmten Aspekten zu untersuchen. In Bild 5 ist die Konfiguration schematisch dargestellt.

Generell bleibt zunächst festzuhalten, daß der zunehmende Einsatz von Kardangelenken insbesondere im Schwermaschinenbau mit einer deutlichen Steigerung der statischen und dynamischen Drehmomentkapazitäten einher geht. Dies wurde ermöglicht durch konstruktive Verbesserungen, Gestaltungsoptimierung und Oberflächenverfestigung hoch beanspruchter Bereiche. Wie FE-Analysen diese Entwicklung in den letzten Jahren begleitet haben, möchte ich im weiteren anhand einiger Beispiele darlegen.

Hält man sich den konstruktiven Aufbau einer Gelenkwelle noch einmal vor Augen (Bild 6), so sind als wesentlichen Bestandteile das Zapfenkreuz und die Gabel zu nennen. Diese Komponenten waren in den vergangenen Jahren für uns immer wieder Gegenstand von FE-Untersuchungen. Natürlich bestand schon immer der Wunsch, ein Kardangelenk als Ganzes, also ein Gesamt-FE-Modell von Zapfenkreuz und Gabel inklusive Lager, analysieren zu können. Dem waren aber in der ersten Hälfte der 80ziger Jahre, als wir mit derartigen Untersuchungen begannen, Grenzen seitens der damals verfügbaren Rechnerkapazität gesetzt. So mußten wir uns zunächst auf die Betrachtung einzelner Komponenten, vielfach unter Vornahme von Vereinfachungen oder Bildung von Ersatzmodellen beschränken.

Als Beispiel hierfür möge die Untersuchung eines Zapfenkreuzes dienen, für das verschiedene FE-Modelle erzeugt wurden. Ergänzend wurden mittels eines Prüfstandes Messungen an einem entsprechenden Zapfenkreuz durchgeführt, um die Berechnungsergebnisse zu qualifizieren. Bild 7 zeigt das mit DMS beklebte Zapfenkreuz. Die folgenden Bilder 8 und 9 zeigen ein 3D-Volumenmodell und ein 2D-(Ersatz-)Modell des Zapfenkreuzes mit den Lastannahmen und Randbedingungen. Da es sich um ein symmetrisches Bauteil mit symmetrischer Belastung handelt, genügt es, nur eine Hälfte des Zapfenkreuzes zu modellieren. Das 2D-Modell ist natürlich wesentlich einfacher zu generieren, da man im Prinzip zunächst nur den Schnitt des Bauteils abbildet. Die räumliche Ausdehnung (für die Berechnung) wird definiert, in dem jedem 2D-Element eine Dicke oder Tiefe t zugeordnet wird. Dadurch entstehen Quader bzw. Hexaeder, die natürlich eine starke Vereinfachung der eigentlichen Geometrie darstellen. Damit dieses Ersatzmodell in etwa dem 3D-Volumenmodell entspricht, werden die Werte für t so gewählt, daß die rechteckigen Querschnitte der Quader das gleiche Widerstandsmoment besitzen, wie die äquivalente Teilstruktur des Bauteils. In Bild 9 ist die Ermittlung der Tiefe t am Beispiel des zylindrischen Zapfens erläutert. Abgesehen von der weniger zeitaufwendigen Modellierung hat ein derartiges Ersatzmodell den Vorteil eines wesentlich geringeren Rechenaufwands. Während das 3D-Modell aus ca. 600 Elementen besteht, liegt die Anzahl beim 2D-Modell bei 136.

Angesichts der in der 1. Hälfte der 80ziger Jahre zur Verfügung stehenden Rechnerleistung waren der Größe von FE-Modellen und dem damit verbundenen Rechenaufwand Grenzen gesetzt. Diese FE-Analyse wurde auf einem Rechner vom Typ VAX 11/750 der Fa. Digital Equipment (DEC) durchgeführt. Dieser war ausgestattet mit 8MB Hauptspeicher und einer Festplattenkapazität von 456MB. Seine Abmessungen entsprachen in etwa denen zweier großer Kühlschränke und er mußte in einem separaten, klimatisierten Raum aufgestellt werden. Von dort gingen Datenleitungen zu speziellen Grafikterminals. Die Anschaffungskosten beliefen sich seinerzeit auf ca. 250.000 DM für den Rechner und 50.000 DM pro Grafikterminal. Die Bilder 10 und 11 vermitteln einen Eindruck über die seinerzeit eingesetzten Geräte. Zur Berechnung wurde das englische FE-Analyse-Programm PAFEC zusammen mit dem dazugehörigen Pre- und Postprozessorprogramm PIGS (PAFEC Interactive Graphic Suite) eingesetzt.

Unter Preprozessor ist ein Programm zu verstehen, daß dem Benutzer Unterstützung bei der interaktiven FE-Modellgenerierung bietet. War es zu Beginn der Anwendung von FE-Analysen notwendig, jedes einzelne Element einer Struktur durch Eingabe der Knotenkoordinaten und der Elementtopologie Zeile für Zeile in einer Datei zu definieren, boten derartige Programme zu dieser Zeit, wenn auch im beschränkten Umfang, konstruktive Hilfen an, um ein FE-Modell grafisch interaktiv am Bildschirm zu erstellen. Mittels eines Preprozessors läßt sich somit eine Eingabedatei für das eigentliche FE-Berechnungsprogramm erzeugen. Das FE-Programm wiederum liefert eine Ausgabedatei mit den Berechnungsergebnissen. Zur grafischen Darstellung der Ergebnisse beispielsweise in Form von Verformungen oder Spannungsverteilungen im untersuchten Bauteil dienen sogenannte Postprozessoren.

Die Bilder 12 bis 14 zeigen diesbezügliche Beispiele. Zunächst eine Darstellung des verformten Zapfenkreuzes sowie Spannungsverteilungen im 2D- und 3D-Modell des Zapfenkreuzes. Ein Vergleich der Spannungen in beiden Modellen zeigt, daß die Höhe der auftretenden Spannungen nahezu gleich ist, die Spannungsverteilung jedoch unterschiedlich. Während im 2D-Modell die Spannungshöchstwerte im Übergang vom zylindrischen zum konischen Zapfen auftreten, ist dies beim 3D-Modell im Übergang vom Zapfen zum Grundkörper der Fall. Dieses entsprach auch den realen Gegebenheiten, wie durch die Messung gezeigt wurde. Der Unterschied

zwischen mittels 3D-Modell berechneter und gemessener Spannungen betrug maximal 6% (2D-Modell: 29%) und speziell im hochbeanspruchten Bereich des Kerbgrundes lediglich 0,5%. Das ist eine sehr gute Übereinstimmung, wenn man bedenkt, daß es sich bei der FE-Methode um eine Näherungsmethode handelt und Fehlertoleranzen von 10-20% durchaus einkalkuliert werden müssen. Dieser Vergleich zeigte, daß ein 2D-Modell zur Untersuchung einer derartigen Geometrie nicht geeignet ist. Eine Erkenntnis, die grundlegend für alle darauffolgenden FE-Analysen von Zapfenkreuzen war.

Der geometrisch komplexerer Teil eines Kardangelenkes ist die Gabel. Ein FE-Modell einer halben Gabel aus dieser Zeit zeigt Bild 15. Die Generierung eines derartigen Modells hat zu der Zeit bis zu 6 Wochen beansprucht. Wie auch beim Zapfenkreuz wurde symmetrische Belastung vorausgesetzt, um die Untersuchung auf eine Gabelhälfte beschränken zu können. Analog zur sinusförmige Kraftverteilung auf dem Zapfen des Zapfenkreuzes, wird, je nach Drehrichtung, auf der linken oder rechten Hälfte der Gabelbohrung eine entsprechende Verteilung angenommen. Diese idealisierte Form der Krafteinleitung führt allerdings in unmittelbarer Nähe der Krafteinleitung zu Verformungen und Spannungen, die nicht den realen Gegebenheiten entsprechen, da die stützende Wirkung von Wälzlager und Zapfen vernachlässigt wird. Auf der anderen Seite gab es aufgrund der beschränkten Berechnungsmöglichkeiten kaum Alternativen und man mußte derzeit diese Einschränkungen in Kauf nehmen. In diesem Fall war jedoch in erster Linie die Spannungsverteilung im unteren Teil der Gabel von Interesse, da dort Schäden aufgetreten waren. Bild 16 zeigt eine entsprechende Spannungsverteilung.

Die rasante Entwicklung im Hard- und Softwarebereich, immer leistungsfähigere Rechner und Programme zu immer niedrigeren Preisen, führte in den folgenden Jahren dazu, daß die FE-Modelle zunehmend komplexer wurden und interessierende Aspekte wesentlich detaillierter modelliert und analysiert werden konnten. Dies wirkte sich auch positiv auf den Entwicklungsfortschritt der Gelenkwelle aus. Aber betrachten wir zunächst die wachsenden Möglichkeiten im FE-Bereich.

Bild 17 zeigt das FE-Modell einer Gabel mit idealisiertem Zapfen. Dies war der nächste Schritt in Hinblick auf eine genauere Modellierung der realen Gegebenheiten. Die Erweiterung des Modells bestand nicht nur darin, die Elemente des Zapfens, über den nun ein Drehmoment in die Gabel geleitet wurde, hinzuzufügen, sondern zwischen Gabel und Zapfen Kontaktflächen zu definieren. Damit wurde die Analyse von einer statisch linearen zu einer statisch geometrisch nichtlinearen. Eine derartige Berechnung erfordert einen wesentliche höheren Rechenaufwand, da damit ein iterativer Rechenprozess angestoßen wird, indem schrittweise die Kraft bzw. das Drehmoment aufgebracht wird und bei jedem Schritt überprüft wird, welche Bereiche der Teilstrukturen in Kontakt treten oder bleiben, solange bis keine Änderungen mehr eintreten.

Die Detaillierung der FE-Modelle setzte sich weiter fort, wie Bild 18 zu entnehmen ist. Zwar handelte es sich noch immer um Halbmodelle, nun aber wurden das Lager und ein Zapfen des Zapfenkreuzes unter Einbeziehung der Kontaktflächen zwischen den einzelnen Komponenten explizit berücksichtigt.

Der Rechner, der Ende der 80ziger Jahre von uns eingesetzt wurde, zählte zur Kategorie der Workstation, also ein Gerät, bei dem ein leistungsfähiger Rechner und ein hochauflösender Grafikbildschirm quasi eine Einheit bilden, die nicht mehr in einem separaten Raum, sondern direkt am Arbeitsplatz installiert war. Es handelte sich um eine VAXStation 3520 mit Doppelprozessor, 24 MB Hauptspeicher und einer Festplattenkapazität von 2 x 332 MB. Die Anschaffungskosten beliefen sich damals auf ca. 125.000 DM, wobei allein 16 MB Hauptspeicher mit ca. 30.000 DM zu Buche schlugen.

Auch im Softwarebereich wurden neue Produkte eingesetzt. Für das Preprocessing wurde nun das Programm PATRAN benutzt, das mittlerweile von der McNeal-Schwendler Corporation (MSC), dem Vertreiber des renommierten FE-Analyseprogramms NASTRAN, aufgekauft wurde. PATRAN bot nicht nur die Möglichkeit, mittels umfangreicher Funktionen 3D-CAD-Modelle grafisch interaktiv am Bildschirm zu konstruieren und teilautomatisiert zu vernetzen, sondern diese auch fotorealistisch darzustellen. Bild 19 zeigt ein mit PATRAN erstelltes 3D-CAD-Modell in schattierter Darstellung mit Lichtquelleneffekten.

Für die Berechnung und das Postprocessing wurde ab dann das Programm ABAQUS eingesetzt, das sich insbesondere im Bereich der nichtlinearen Analysen einen guten Namen gemacht hatte. Ein Beispiel für die Ergebnisdarstellung mit ABAQUS gibt Bild 20 wieder. Hier sind für ein Halbmodell die Verformungen und Spannungen gemeinsam dargestellt.

Mit Einführung der RISC-Rechner (RISC = Restricted Instruction Set Computer) in der ersten Hälfte der 90ziger Jahre stand eine neue Leistungsklasse von Workstation zur Verfügung. Wir griffen seinerzeit u.a. auf eine RS/6000 Modell 580 der Firma IBM zurück. Dieser Rechner verfügte über 64 MB Hauptspeicher, eine Festplattenkapazität von 2 GB und konnte bequem unter einem Schreibtisch untergebracht werden, wie Bild 21 verdeutlicht. Der Anschaffungspreis lag in der Größenordnung von 114.000 DM. Kein so großer Preisunterschied zur zuvor eingesetzten VAXStation, allerdings ein bemerkenswerter Unterschied in der Leistungsfähigkeit. Als Beispiel hierfür möge das Bild 22 dienen, das verdeutlicht, daß es nunmehr für uns möglich war, ein vollständiges Kardangelenk zu berechnen.

Mit der steigenden Komplexität der FE-Modelle nahm natürlich der Arbeits- und Zeitaufwand für die Vernetzung stetig zu. Dem entgegen zu wirken, kamen derzeit Programme auf den Markt, die eine vollkommen automatische Vernetzung eines gesamten Modells ermöglichten. Zu diesen Programmen zählt auch das 3D-CAD- und Preprozessor-Programm IDEAS der amerikanischen Firma SDRC, das wir seit Mitte der 90ziger Jahre einsetzen. Die vollautomatische Vernetzung von 3D-Volumenmodellen beschränkte sich zunächst auf die ausschließliche Verwendung von Tetraedern. Dieser Elementtyp ist bei FE-Spezialisten umstritten, da er i.a. im Vergleich zu einem Modell aus Hexaedern zu einem (bis zu 30%) steiferen Strukturverhalten führt. Er hat allerdings durchaus seine Einsatzberechtigung, geht es beispielsweise darum, schnell die qualitative Spannungsverteilung in einem Bauteil zu ermitteln. Bild 23 zeigt ein Beispiel eines Tetraedernetzes.

Einen Fortschritt auf dem Sektor der vollautomatischen Vernetzung mit Hexaedern brachte das Programmsystem ALGOR der gleichnamigen amerikanischen Firma. Mit Hilfe von ALGOR lassen sich zunächst die Oberflächen von 3D-CAD-Modelle mit Vierecken vernetzen oder bereits bestehende Oberflächennetze in Form von Vierecksnetzen optimieren. In einem nächsten Schritt wird dann von der Oberfläche ausgehend das Volumen sozusagen mit Hexaedern aufgefüllt. In wie weit das vollständig gelingt, hängt von der Komplexität der Geometrie ab. Nicht immer entstehen reine Hexaedernetze, sondern es treten auch eine gewisse Anzahl von „Übergangselementen“ in Form von Pyramiden und Tetraedern auf. Im allgemeinen ist deren Volumenanteil aber relativ gering. Bild 24 zeigt ein Beispiel für ein mit ALGOR erzeugtes Volumennetz.

Die automatische Vernetzung von Modellen führt i.a. im Vergleich zur manuellen Vernetzung zu einer wesentlich höheren Anzahl an Elementen. Dies wird jedoch gerne in Kauf genommen, verlagert sich doch der Aufwand vom Menschen zum Rechner. FE-Modelle mit 100.000 Elementen und mehr sind für uns heutzutage keine Seltenheit mehr. Diese Größenordnungen lassen sich mittlerweile mit einem PC bewältigen. Im Zuge der Einführung von WindowsNT stehen die meisten leistungsfähigen Pre- und Postprozessor und FE-Analyseprogramme auch für den PC zur Verfügung. Seit ca. 2 Jahren führen wir unsere FE-Analysen ausschließlich auf Personalcomputern durch. Die Programme wie IDEAS, ALGOR oder ABAQUS sind auf mehreren Rechnern verfügbar. Zur eigentlichen Berechnung wird z. Zt. ein Rechner auf Basis eines Intel PIII 700 MHz mit 512 MB Hauptspeicher und einer Festplatte von 20 GB eingesetzt, Anschaffungspreis inkl. Bildschirm ca. 3.500 DM. Wie Bild 25 verdeutlichen soll, sind selbst Laptops mittlerweile so leistungsfähig, daß damit auch größere FE-Modelle berechnet werden können. Auch die Softwarepreise sind denen der Hardware gefolgt und befinden sich auf ähnlichem Niveau.

Bild 26 vermittelt einen Eindruck mit welcher Detailgenauigkeit heutzutage Gesamtmodell von Kardangelenken erstellt werden. Hierbei handelt es sich um die Ausschnittvergrößerung der Koppelpverzahnung eines geteilten Gelenks, wie im Foto dargestellt. Dies ist gleichzeitig ein Beispiel für eine Konstruktionsvariante eines Kardangelenks, auf die ich später noch einmal eingehe.

Welche konstruktiven und gestalterische Maßnahmen, die durch den Einsatz der FE-Analyse überprüft wurden, die Gelenkwelle in neue Leistungsklassen geführt hat, möchte ich im folgenden anhand einiger Beispiele aufführen. Die folgenden Bilder 27 und 28 eines geschädigten Kardangelenks machen deutlich, wo in erster Linie die Schwachstellen beim Zapfenkreuz und bei der Gabel liegen. An den hier zu erkennenden Bruchstellen traten auch bei den bisher gezeigten Beispielberechnungen die höchsten Spannungskonzentrationen auf.

Wenden wir uns aber zunächst dem Zapfenkreuz zu. Bei diesem Bauteil liegt das Hauptaugenmerk bei einer möglichst kerbarmen Gestaltung des Übergangs zwischen Zapfen und Kreuzgrundkörper, da sich dieser Bereich bei schwingender Beanspruchung der Gelenke als anfällig für Ermüdungsrisse gezeigt hat. Die Bilder 29 bis 31 zeigen einige Varianten mit den dazugehörigen Berechnungsergebnissen in Gestalt von Spannungsverteilungen. Neben der Ausdehnung der Maximalspannungen auf der Oberfläche ist auch deren Tiefenwirkung von Interesse. Wie eine Schnittvergrößerung in Bild 32 zeigt, nimmt die Spannungshöhe unterhalb der Oberfläche rasch ab. Es bot sich daher an, neben den gestalterischen Maßnahmen die Standfestigkeit durch eine Oberflächenbehandlung zu erhöhen. Ein geeignetes Verfahren stellt das bei Schiffskurbelwellen bewährte Schlagverfestigen dar, bei dem durch Einbringen von Druckspannungen den Zugspannungsspitzen in der Oberfläche entgegen gewirkt wird.

Für bestimmte Walzwerksanwendungen mit besonders hohen Drehmomenten war die konventionelle Form des Zapfenkreuzes nicht mehr ausreichend. Es wurden daher Varianten konzipiert, bei dem die vier Zapfen nicht mehr in einer Ebene liegen, sondern paarweise versetzt angeordnet sind. Zwei Beispiele hierfür zeigen die Bilder 33 und 34. Der Achsversatz der Zapfenpaare hatte allerdings Auswirkungen auf die Gelenkkinematik, was Einsatzbeschränkungen bezüglich Drehzahl und Beugewinkel mit sich brachte. Untersuchungen an einem Prototyp mit einem Gelenkdurchmesser von 585 mm und einem Achsversatz der Zapfenpaare von 144 mm ergaben, dass Gelenkwellen dieser Größenordnung bei Beugewinkeln von 3° bzw. 2° bis zu Drehzahlen von 70 bzw. 110 min^{-1} verwendet werden können. Ein derartige Gelenkwelle befindet sich seit längerer Zeit ohne Beanstandung in einer österreichischen Walzstraße im Einsatz.

Im gleichen Maße wie das Zapfenkreuz wurde natürlich auch die andere Hauptkomponente des Kardangelenks, die Gabel, weiterentwickelt. Führt man sich noch einmal das Schadensbild der Gabel vor Augen, ist verständlich, daß man sich u.a. der Gestaltung der „Gabelhäse“ also dem flanschnahen Bereich der Gabel widmete. Das Bild 35 zeigt FE-Modelle von Gabeln gleichen Typs mit unterschiedlicher Ausführung des Halses. Bild 36 gibt die dazugehörigen Spannungsverteilungen wieder. Wie zu erwarten, ist das Spannungsniveau im Modell mit dem kompakteren Hals niedriger.

Ein weiteres Kriterium ist die Stabilität der Lagerumgebung. Generell ist festzuhalten, das die Erhöhung der Drehmomentkapazität von Kardangelenken bei vorgegebenen Rotationsdurchmesser an konstruktive Grenzen stößt, da stets ein Kompromiß zwischen Zapfen- und Lagerdurchmesser sowie der Wandstärke des Lagerauges in der Gabel gefunden werden muß, um den Anforderungen an Schwingfestigkeit, Streckgrenzdrehmoment bei quasistatischer Belastung und Lagerlebensdauer gerecht zu werden.

Bei der Gestaltung der Lagerumgebung der Gabeln gibt es prinzipiell zwei Konstruktionsvarianten, das ungeteilte Lagerauge und das geteilte, bei dem der obere Teil der Gabel praktisch als abnehmbarer Bügel, der mit dem Unterteil verschraubt wird, ausgeführt ist. Die Bilder 37 und 38 zeigen entsprechende Beispiele in Form von FE-Halbmodellen. Gleiche Baugröße und Drehmomentbelastung vorausgesetzt, scheint ein Nachteil der ungeteilten Version zu sein, daß der Querschnitt der Lagerumgebung schwächer ist. Der schlankere Querschnitt ist notwendig, um das „Einfädeln“ des Zapfenkreuzes überhaupt zu ermöglichen. Bild 39 möge verdeutlichen, daß dies ein nicht ganz einfacher Vorgang ist. Es handelt sich hier im übrigen um ein Kardangelenk des zu Beginn erwähnten Seiltrommelantriebs. Die Montage des Zapfenkreuzes bei der Gabel mit geteiltem Lagerauge ist erheblich einfacher, das Kreuz wird eingelegt und der Bügel verschraubt. Dadurch ist es auch möglich, die Lagerumgebung mit größerem Querschnitt auszuführen. Nachteil bei dieser Ausführung könnte jedoch die Schraubenverbindung sein. Da es sich hierbei nicht mehr um ein massives Teil handelt, besteht die Gefahr, daß es bei hohen Drehmomentbelastungen zur Spaltbildung zwischen Ober- und Unterteil der Gabel kommt.

Um dem auf den Grund zu gehen, wurde eine FE-Analyse durchgeführt. Diese hatte zum Ergebnis, daß bei einem Drehmoment von 2000 kNm, für die die Gelenke dauerhaft bei Wechselbeanspruchung ausgelegt waren, die ungeteilte Ausführung formstabiler ist und spannungsmäßig geringer beansprucht wird. Dies ist u.a. darauf zurückzuführen, daß beim geteilten Gelenk bei dieser Belastung ein Spalt auftrat, wie Bild 40 wiedergibt.

Um dennoch die Vorteile größerer Querschnitte der Lagerumgebung und einfachere Montage zu haben, wurden Alternativen konzipiert, die eine Teilung der Gabel in zwei Hälften vorsieht, die miteinander verzahnt und über Schrauben im Flansch verbunden werden. Ein Beispiel ist in Bild 41, ein entsprechendes FE-Modell in Bild 42 zu sehen.

Durch verschiedene konstruktive und gestalterische Maßnahmen, abgesichert durch FE-Analysen, konnte die Drehmomentkapazität von Kardangelenken schrittweise gesteigert werden. Bild 43 veranschaulicht die Zunahme der durch das Dauerverdrehwechsellmoment M_{DW} gekennzeichneten Schwingfestigkeit schwerer Kardangelenke seit dem Jahr 1975. Punkt 1 im Diagramm steht für die zu diesem Zeitpunkt realisierbare Drehmomentkapazität, die den Bezugswert M_{DW0} für alle weiteren Punkte bildet. Punkt 2 repräsentiert die Einführung der kombinierten Axial-Radiallagereinheit mit kerbarmen Zapfenkreuz, Punkt 3 die Auswirkung der Schlagverdichtung in Kerbgrund des Zapfenkreuzes. Punkt 4 steht für Kardangelenke mit in zwei Hälften geteilter Gabel und schlagverfestigtem Kreuz und Punkt 5 für Gelenke mit einem Kreuz, dessen Zapfenebenen versetzt sind. Sie weisen die doppelte Drehmomentkapazität im Vergleich zu Punkt 1 auf.

Zusammenfassung

Ich hoffe, ich konnte Ihnen einen Eindruck vermitteln, wie mit zunehmender Leistungsfähigkeit von Hard- und Software die zu bearbeitenden Aufgaben immer anspruchsvoller und damit die FE-Modelle immer komplexer wurden. Waren z.B. der Behandlung von Kontakt-Problemen zu Anfang Grenzen gesetzt, ist die Berücksichtigung von Kontakt zwischen einzelnen Bauteilen mittlerweile Standard. So läßt sich anhand einer Historie von FE-Modellen von Kardangelenken aufzeigen, wie der Einsatz der FE-Methode die konstruktive Gestaltung und Auslegung unterstützt und beeinflußt hat. Zwar stammen die Beispiele vornehmlich aus dem Schwermaschinenbau, da aber Kardangelenke vielseitig eingesetzt werden, lassen sich die Erfahrungen auch auf andere Bereiche wie den Fahrzeugbau übertragen.