

FE-Berechnungen mit großen Bewegungen: Effiziente Kontaktanalyse mit hoher Genauigkeit

Reinhard Helfrich, INTES GmbH, Breitwiesenstraße 28, 70565 Stuttgart

Michael Klein, INTES GmbH, Breitwiesenstraße 28, 70565 Stuttgart, Klein@intes.de

Bettina Zickler, INTES GmbH, Breitwiesenstraße 28, 70565 Stuttgart

Zusammenfassung

Die Finite-Elemente Methode ist in der Industrie und Wissenschaft seit vielen Jahren etabliert. Basis für die Anwendung bei Maschinenelementen ist die Kontaktanalyse als Teil der nicht-linearen Finite-Elemente Berechnung. Durch die stetige Weiterentwicklung der Kontaktanalyse und der geometrisch nicht-linearen Analyse sind inzwischen auch Berechnungen mit großen Relativbewegungen von Bauteilen möglich. Es werden also Bewegungen ähnlich wie in einem MKS-Programm durchgeführt, wobei alle Bauteile als vollständig flexible Körper modelliert sind. Diese erweiterte Nutzung der Simulation mit Finiten-Elementen in Kombination mit der Kontaktanalyse ist ein hoch effizientes, präzises und universell einsetzbares Werkzeug, mit dem die Produktentwicklungszeit reduziert, Kosten eingespart und das physikalische Verhalten deutlich verbessert werden kann.

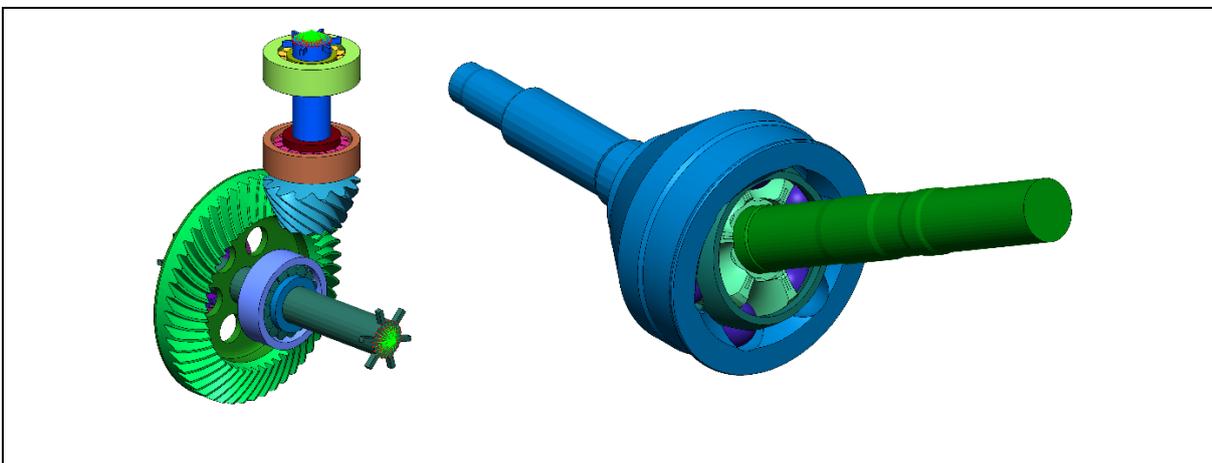


Bild 1: Hinterradantrieb und homokinetisches Gelenk

Die Kombination von großen Bauteilrelativbewegungen mit der Kontaktanalyse ermöglicht die Lösung einer neuen Problemklasse. Große Translationen oder Rotationen werden bei vollständig flexiblen Bauteilen realisiert. Dabei werden Kontaktpartner und Kontakttrichtungen ständig, den Bewegungen und Verformungen folgend, angepasst. Als Ergebnisse stehen neben den Bewegungen die Verformungen und davon abgeleitete Größen, wie Bauteilspannungen, zur Verfügung. Auch sehr präzise und detaillierte Kontaktresultate für jede einzelne Konfiguration der Bauteile können ausgewertet werden. Selbst plastisches Materialverhalten, wie es bei

Überbeanspruchung vorkommt, kann berücksichtigt werden. Durch effiziente Methoden für die Kontaktanalyse müssen bei der Feinheit der Vernetzung keine Kompromisse gemacht werden. Selbst bei feinen Vernetzungen, die eine hohe Genauigkeit versprechen, sind die Rechenzeiten praxisgerecht.

Beispielhaft werden FE-Berechnungen eines Hinterradantriebs mit Kegelrad und Tellerrad samt modellierter Kegelrollenlager gezeigt (siehe Bild 1 links). Das Abrollen der Zahnräder, die Kräfte in den Lagern und dabei entstehende Bauteilspannungen werden detailliert vorgestellt. In einem zweiten Beispiel wird ein homokinetisches Gelenk (CV-Joint, Bild 1 rechts) zunächst ausgelenkt und dann bei angelegtem Drehmoment die vollständige Drehung von 360° simuliert. Für jede Bauteilkonfiguration stehen alle detaillierten FE-Ergebnisse zur Verfügung. Zum Abschluss wird ein Ausblick auf weitere Anwendungsmöglichkeiten der Funktionsanalyse mit flexiblen Bauteilen für Maschinenelemente gegeben.

1 Einleitung

Es besteht kein Zweifel, dass die Kontaktanalyse eine wichtige Grundlage der Berechnung von Bauteilgruppen ist. Allerdings ist der sinnvolle Einsatz in der Praxis nur möglich, wenn zwei Grundvoraussetzungen erfüllt sind:

- Genauigkeit und
- Rechengeschwindigkeit (Effizienz).

Nur basierend auf präzisen und verlässlichen Ergebnissen können gezielt die Bauteileigenschaften bestimmt und Verbesserungen durchgeführt werden. Für die Kontaktanalyse sollte also eine Methode mit höchster Genauigkeit gewählt werden. Dabei sollte eine Implementierung gewählt werden, die möglichst kurze Rechenzeiten erlaubt. Zusätzlich hat die Netzfeinheit direkten Einfluss auf die Genauigkeit der Ergebnisse. Also ist die Kombination aus einem hoch performanten FE-Gesamtsystem mit einer genauen und schnellen Kontaktanalyse notwendig.

Darüber hinaus bestimmt die Rechengeschwindigkeit auch die Anzahl der möglichen Varianten in einer vorgegebenen Zeit. Es besteht also ein direkter Zusammenhang zwischen Rechengeschwindigkeit Genauigkeit und Variantenanzahl.

In den letzten Jahren werden, aufgrund von zahlreichen Weiterentwicklungen in Kombination mit hervorragender Performance, mehr erweiterte FE-Analysen eingesetzt. Mit der Kontaktanalyse als Grundlage werden folgende erweiterte Analysen eingesetzt:

- Kontakt Geometrie Update: die Kontaktpartner ändern sich während der Analyse. Die Änderung der Partnerschaft kann durch Verformungen der Bauteile oder Relativbewegungen, Translationen und Rotationen, entstehen. Typischerweise aus einer Kombination von beiden. ([1], [2], [3] und [4])

- Optimierung: automatische Verbesserung bezüglich eines Optimierungsziels, z.B. Gewicht oder Steifigkeit, durch Veränderung der Form oder anderer Parameter. Nebenbedingungen, die auch Fertigungsrestriktionen sein können werden berücksichtigt. Optimierung mit Kontakt ist möglich, sogar wenn das Kontaktgebiet selbst Teil der Bauteiländerung ist. ([5], [6])
- Sampling: gezielte Parametervariation zum Erkenntnisgewinn über das Bauteilverhalten bei Änderungen in Konstruktion oder während der Applikation. ([7], [8])
- Nachfolgende Analysen basierend auf Kontaktanalyseergebnissen. Z.B. zur Identifikation von Bremsen- oder Kupplungsquietschen. ([9])
- Kombinationen mit nichtlinearem Material, Dichtungselementen Schraubenvorspannung, Presspassungen oder weiteren Nichtlinearitäten. ([10])

Hier stehen die Möglichkeiten, die sich aus der Kombination von Kontakt Geometrie Update mit großen Bewegungen, kurzen Rechenzeiten und hoher Genauigkeit ergeben im Vordergrund. Diese werden anhand von zwei Beispielen ausführlich erklärt und deren Vorteile dargestellt.

Da die Eigenschaften der Kontaktanalyse bezüglich Genauigkeit und Geschwindigkeit entscheidend sind, wird zunächst der Condensed Lagrange Flexibility Löser von PERMAS vorgestellt.

2 Kontakt – Condensed Lagrange Flexibility (CLF) Löser

Kontaktmechanik für die FEM kann auf einfache Weise beschrieben werden. Zwei Bauteile unter äußerer Last können sich kraftfrei durchdringen. Kontaktbedingungen zwischen den zwei Bauteilen verhindern dies. Zusätzlich dürfen nur Druckkräfte und niemals Zugkräfte bei Kontakt übertragen werden. Die Kontaktkräfte (Druck) werden nur bei geschlossenem Spalt ausgeübt. Diese Bedingungen werden als Hertz-Signorini-Moreau Bedingungen bezeichnet und sind in Bild 2 dargestellt.

Die Aufgabe besteht darin die Kontaktkraft R_c zu berechnen. Die äußeren Kräfte definieren dann gemeinsam mit den Kontaktkräften die Last unter denen die korrekten Verformungen zu bestimmen sind.

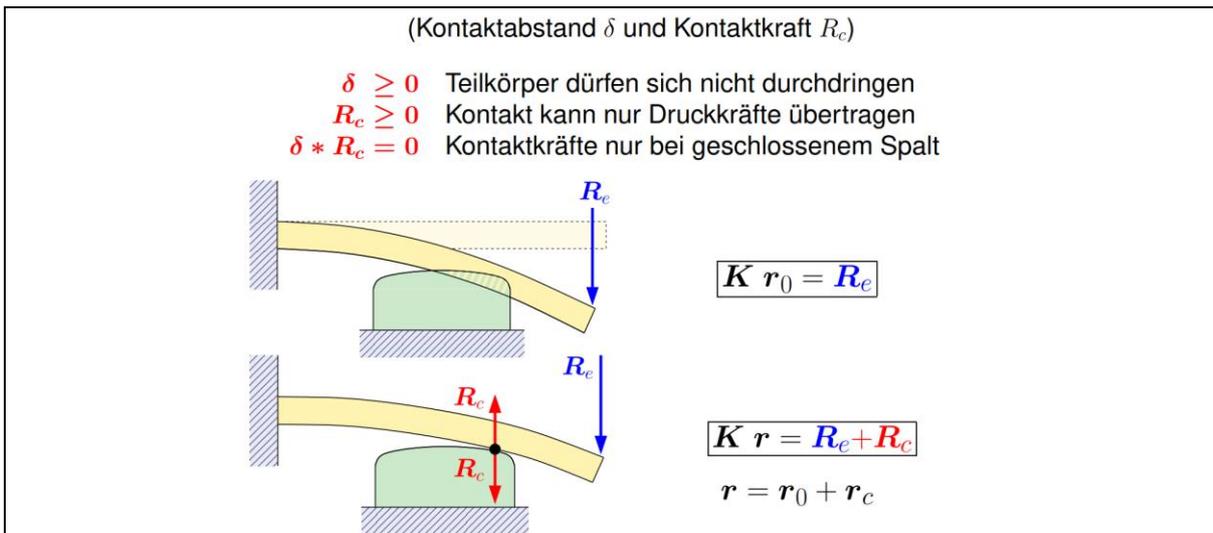


Bild 2: Hertz-Signorini-Moreau Bedingungen

Die Hertz-Signorini-Moreau Bedingungen sind auch für Kontakt mit Reibung gültig. Die Implementierung der Reibung ist in [11] beschrieben.

Direkt von der Kontaktmechanik, wie sie in Bild 2 dargestellt ist, lässt sich die Grundidee für die Lösung ableiten. Wenn die Kräfte (Kontaktkräfte) die Unbekannten sind, während die Verformungen bereits bekannt sind, ist eine Flexibilitätsmethode, auch Kraftgrößenverfahren (KGV) genannt, der richtige Ansatz (siehe Bild 3). Die Flexibilitätsmatrix ist dabei die inverse der Steifigkeitsmatrix.

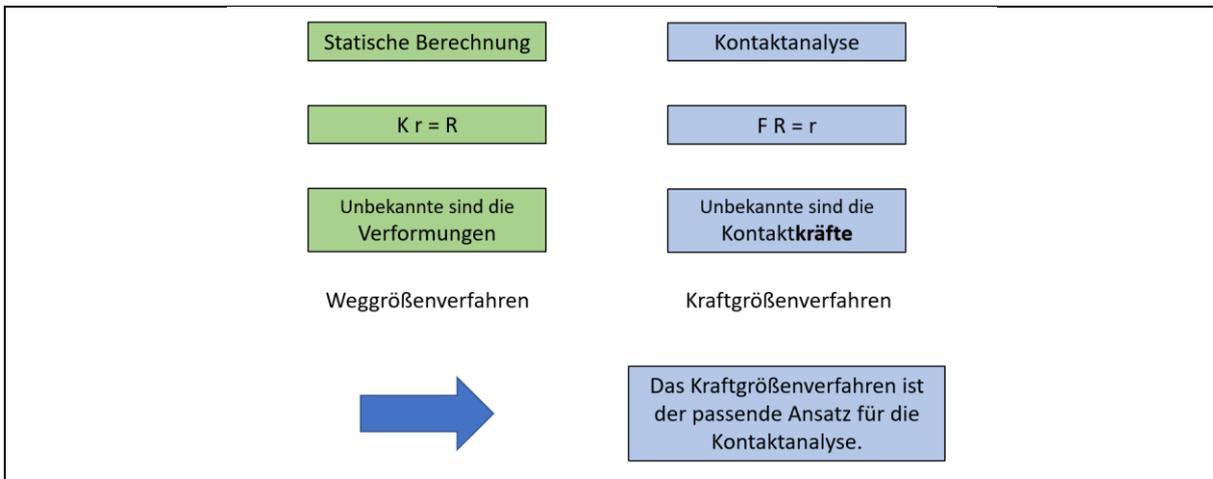


Bild 3: Lösungsmethode Kontaktanalyse

In der Statik sind die Verformungen tatsächlich schon bekannt, für den Kontakt sind dies die Spalte oder Durchdringungen. Basierend auf der Flexibilitätsmatrix sind die Kontaktkräfte einfach zu berechnen, dabei ist der nichtlineare Character des Kontakts bei den Lösungsmethoden zu beachten.

Üblicherweise wird der Kontakt basierend auf der Steifigkeitsmatrix gelöst. Bei dieser Vorgehensweise wird die Matrix um Lagrange-Kontaktbedingungen vergrößert. Im Gegensatz dazu

kann die Flexibilitätsmethode genutzt werden, um die Matrizen auf die Kontaktfreiheitsgrade zu kondensieren (siehe Bild 4). Gleichzeitig wird die wiederholte Assemblierung und Zerlegung der globalen Steifigkeitsmatrix, während der Kontaktiterationen, vermieden.

Wird eine Penalty-Methode für die Lösung basierend auf der Steifigkeitsmatrix genutzt, wird diese zwar nicht vergrößert, aber Steifigkeitswerte werden addiert, um die Hertz-Signorini-Moreau Bedingungen zu erfüllen. Trotzdem muss auch für diese Methode die globale Steifigkeitsmatrix wiederholt berechnet werden.

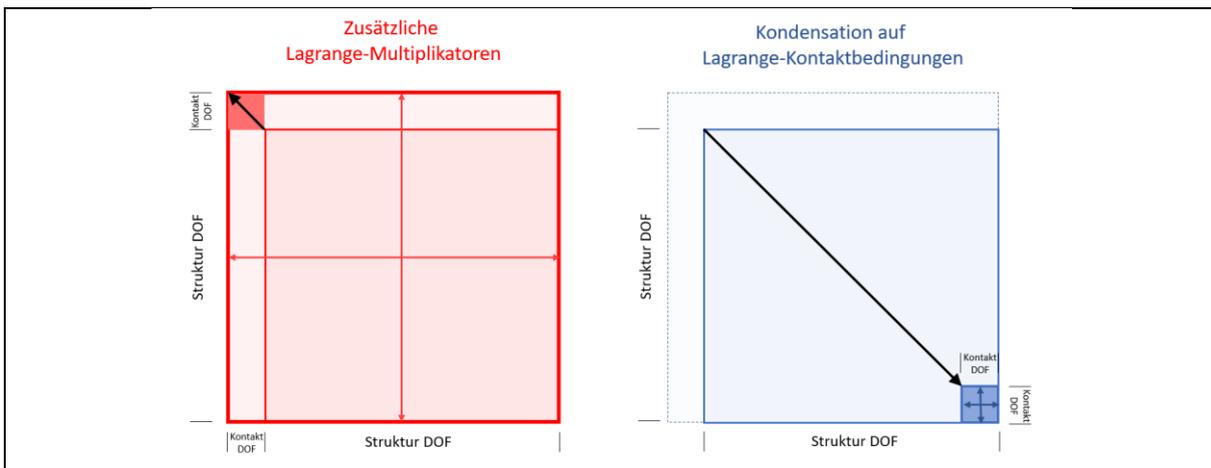


Bild 4: Kondensation der Flexibilitätsmatrix

Die Kombination von Kondensation, Lagrange Kontaktbedingungen und der Flexibilitätsmethode führt zu der „Condensed Lagrange Flexibility“ (CLF) Methode und Löser. Diese Hauptbestandteile repräsentieren eine „neue“ Herangehensweise an die Kontaktanalyse welche höchste Genauigkeit in Kombination mit kurzen Rechenzeiten liefert.

Ein weiterer Baustein ist die Einbettung dieser CLF-Methode in den Gesamtlösungsprozess. Wichtig ist dabei die Unabhängigkeit der CLF-Methode von der globalen Lösungsmethode, wodurch diese sowohl in linear statische Lösungsverfahren, als auch in nichtlinear statische Lösungsverfahren eingebettet werden konnte.

Insbesondere ist die Kombination mit dem linearen statischen Lösungsverfahren hervorzuheben, da so hochgradig nichtlinearer Kontakt in einem linearen Umfeld gelöst wird, ohne dass ein klassisches nichtlineares Lösungsverfahren benötigt wird. Dies hat einen deutlich positiven Einfluss auf die Rechenzeit.

Mit dieser Kombination können sehr effizient alle Nichtlinearitäten gelöst werden, die die Kontaktlösungsmethode inzwischen beherrscht. Dazu gehören neben dem Kontakt das Geometriekontaktpartner Update, Presspassungen, Vorspannung und nichtlineare Dichtungsbe- und entlastung [10]. All diese Nichtlinearitäten sind dadurch gekennzeichnet, dass sie deutlich weniger Freiheitsgrade beanspruchen als die globale Steifigkeit und dadurch die Kondensierung zu hoher Effizienz führt.

In den weiteren Abschnitten werden die enormen Vorzüge dieser Methode an Beispielen gezeigt und erörtert.

3 Genauigkeit

Theoretische Ergebnisse sind die beste Vergleichsgrundlage für die Genauigkeit. Für verschiedene Kontaktpaarungen liegen Lösungen der Hertzsch-Druckung vor. In Bild 5 wird die Genauigkeit des Kontakts zwischen zwei Kugeln mit unterschiedlichem Durchmesser dargestellt. Verglichen werden die theoretischen Ergebnisse mit den FE-Ergebnissen von PERMAS. Die Ergebnisse zeigen eine exzellente Übereinstimmung zwischen Theorie und Simulation.

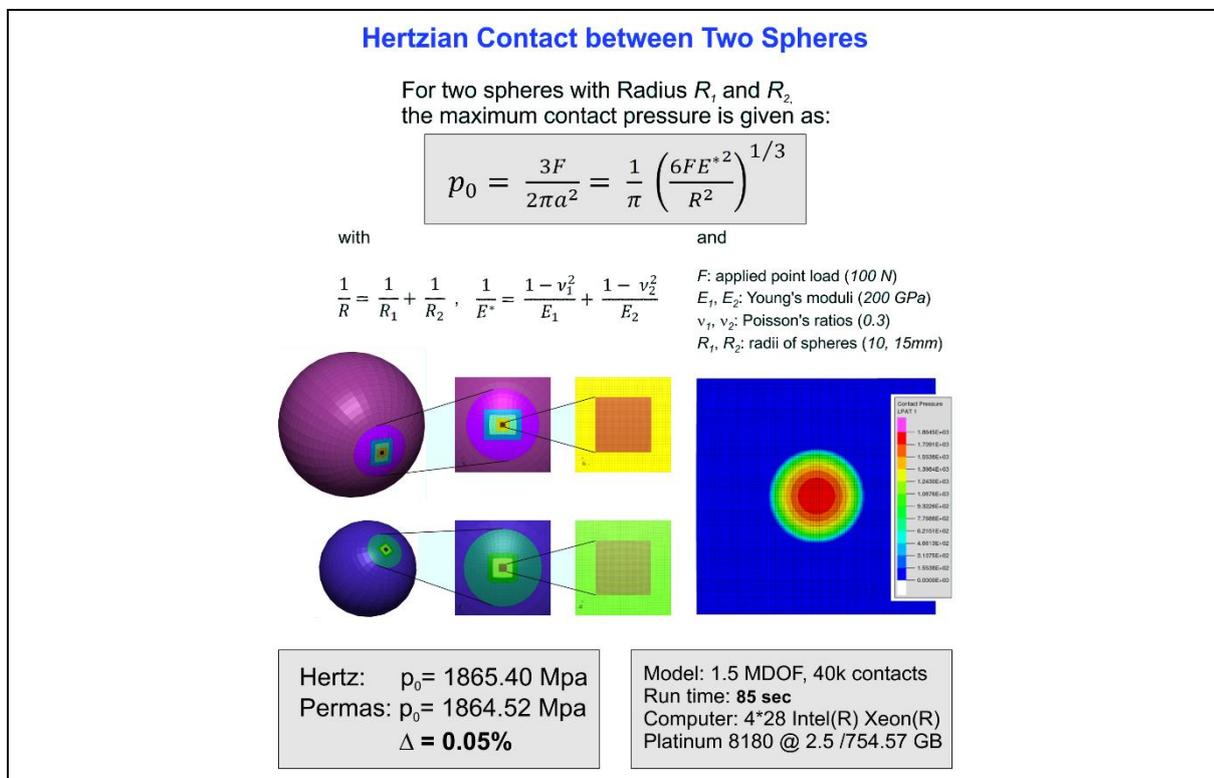


Bild 5: Genauigkeit Hertzscher Kontakt zwischen zwei Kugeln

4 Effizienz und Genauigkeit – Beispiele

Zwei Anwendungsbeispiele verdeutlichen wie die Kombination von hoher Rechengeschwindigkeit und hoher Genauigkeit für FE-Berechnungen mit großen Relativbewegungen zwischen Bauteilen praxisgerecht genutzt werden kann. Dazu wird zunächst die Simulation des Abrollens einer Zahnradverbindung bei einem Hinterradantrieb und dann ein Gleichlaufgelenk mit Detailanalyse der Kontaktsituation in den Kugellaufbahnen dargestellt.

4.1 Zahnradverbindung einer Hinterachse

Das Teilmodell eines Hinterradantriebs besteht aus zwei Zahnradern inklusive Achsen und vier Kegellagern. Die Außenseiten der Lager sind gehalten. Die Drehbewegung wird an beiden Enden der Abtriebsachse vorgegeben, während auf die Antriebsachse ein Drehmoment wirkt. Die Basiskonfiguration und die Modellgröße mit den verwendeten Elementen sind in Bild 6 dargestellt. Kontakte sind zwischen den Zahnradern und in den Kegellagern definiert. Die Belastung beginnt mit der schrittweisen Aufbringung des Drehmoments. Danach wird die Abtriebsachse gedreht.

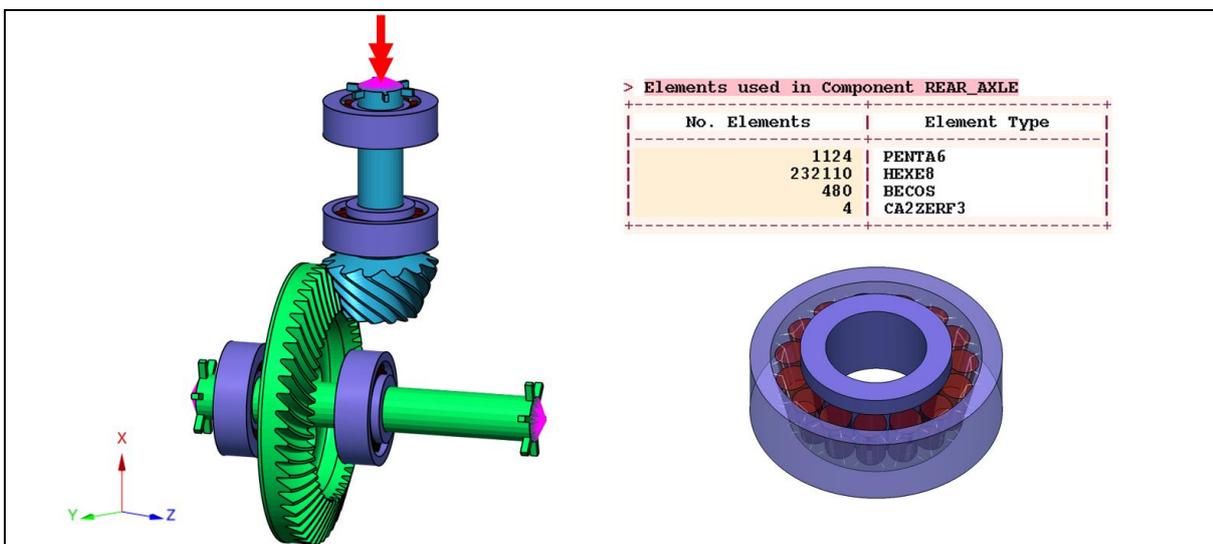


Bild 6: Modell Hinterachse

Die Bauteilspannungen werden beim Aufbringen des Drehmoments und während der Drehung ausgegeben. In Bild 7 sind die Knotenpunktspannungen beispielhaft für eine Konfiguration dargestellt. Es kann gezielt und detailliert jede einzelne Position ausgewertet werden oder anhand von Animationen der Verlauf über die Bewegung analysiert werden.

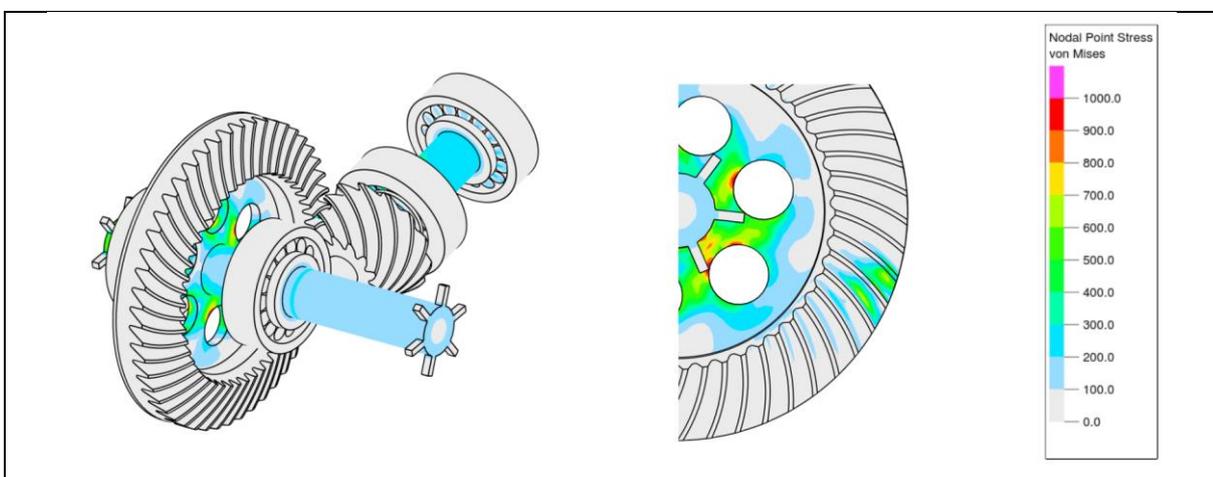


Bild 7: Von Mises Knotenpunktspannungen

Dabei steht lokal der vollständige Spannungstensor zur Verfügung und nicht nur die dargestellte Vergleichsspannung. Das Primärergebnis der Kontaktberechnung, die Kontaktkraft, wird für jeden Knoten der Kontaktdefinitionen ausgegeben. Bild 8 zeigt die Kontaktkräfte an den Knoten für die Kegel und am Tellerrad.

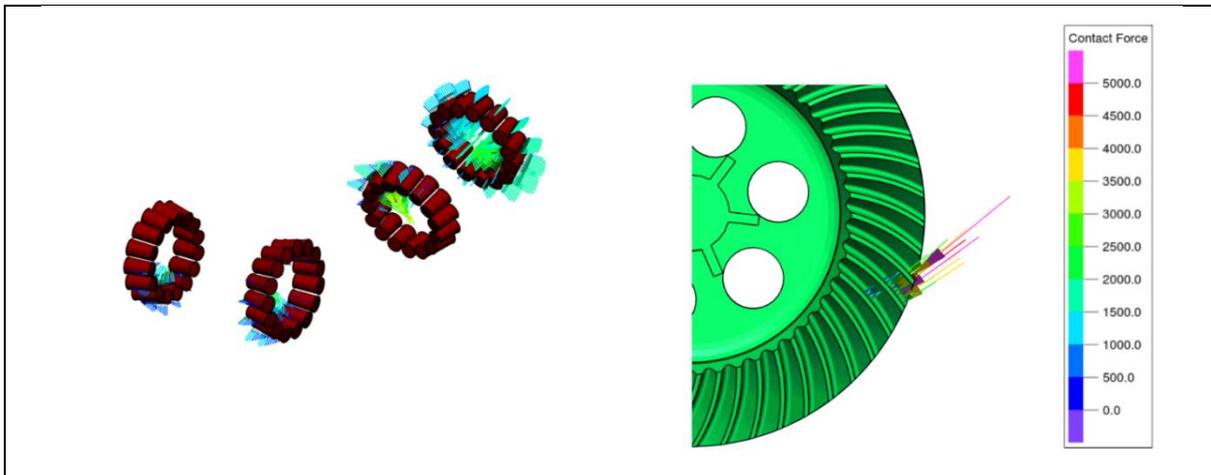


Bild 8: Kontaktkräfte an den Kegeln und dem Planradzähnen

Die Kontaktkräfte können in verschiedenen Detaillierungsgraden ausgewertet werden. Ganz links in Bild 9 sind die Kontaktkräfte je Elementknoten dargestellt. Die Lastverteilung auf den Zahnflanken kann damit entsprechend der Netzfeinheit aufgelöst werden. Der Zahneingriff im Detail und die lokalen Verformungen helfen das Tragverhalten in dieser wichtigen Zone zu verstehen. Durch weitere Netzverfeinerung kann hier die Auflösung noch erhöht werden. Weitere Auswertungen, wie beispielsweise die Kontaktkraftauswertung Center of Pressure (COP, Druckmittelpunkt), stehen zur Verfügung. Der COP stellt die Gesamtkontaktkraft an seinem Wirkpunkt dar. Sinnvoll ist hier die Auswertung je Zahnflanke und für dem Gesamtkontakt zwischen den Zahnrädern, wie in Bild 9 Mitte und rechts dargestellt.

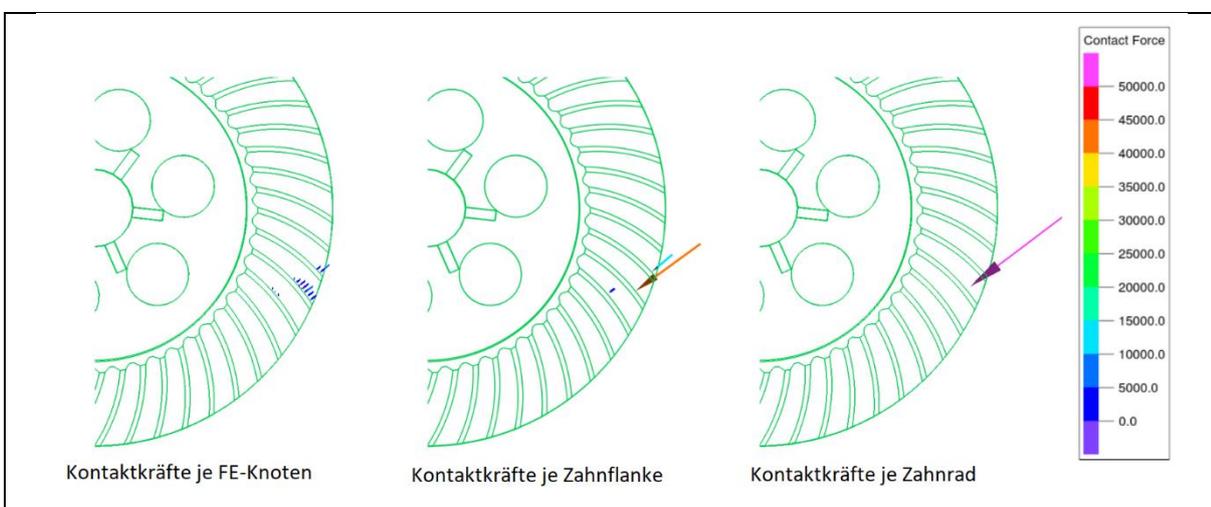


Bild 9: Kontaktkräfte am Planrad

Die Analyse des Bauteils ist also nicht nur für eine Konfiguration möglich, sondern durch die erweiterte Kontaktanalyse für viele Positionen der Bauteile zueinander mit großer Relativbewegung. Die detaillierten Erkenntnisse über den Kraftverlauf, die Verformungen und die Spannungen helfen im Entwicklungsprozess die Bauteile gezielt zu verbessern.

4.2 Gleichlaufgelenk

Eine weitere Klasse der rotierenden Strukturen stellt ein Gleichlaufgelenk dar. Der wesentliche mechanische Unterschied im Vergleich zum vorhergehenden Modell sind hierbei die Kugeln, die frei in ihren Laufbahnen rollen.

Gleichlaufgelenke sind in vier wesentliche Bauteile unterteilt. Antriebswelle, Kugeln, Käfig und Abtriebswelle. Die Kugeln liegen sowohl in den äußeren Laufbahnen der Antriebswelle, als auch in den inneren Laufbahnen eines sogenannten Sterns auf der Abtriebswelle. Bild 10 zeigt in der Mitte die vollständige Baugruppe. Links ist der Antrieb transparent mit Kugeln und rechts der Abtrieb mit Kugeln dargestellt.

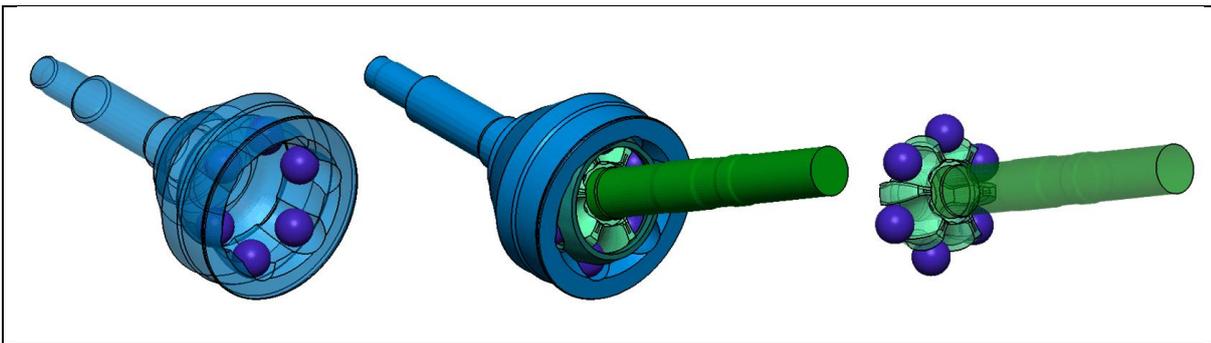


Bild 20: Modell Gleichlaufgelenk

Der Berechnungsablauf startet mit der Ausgangslage, bei der beide Wellen in einer Achse liegen. Lastfrei wird dann die Abtriebswelle in 50 Schritten bis zu dem zu untersuchenden Knickwinkel ausgelenkt. Anschließend wird ein Drehmoment auf den Abtrieb aufgebracht und dann die Antriebsachse in 72 Schritten mit je 5° um 360° gedreht. Bild 11 zeigt diese Berechnungsschritte und gleichzeitig die Vernetzung. Es wurde für die Kontaktflächen bewusst ein feines Netz verwendet, was zu insgesamt 626.890 Knoten mit 1.7 Millionen Freiheitsgrade führt.

Folgende Kontakte sind definiert:

- Antrieb zu Kugeln
- Antrieb zum Käfig
- Kugeln zu Käfig
- Kugeln zu Abtrieb
- Käfig zu Abtrieb

Die Kugeln und der Käfig sind freie Bauteile, nehmen aber durch die Geometrie der Laufbahnen und die Aussparungen am Käfig zu jedem Zeitpunkt eine eindeutige Lage ein. Der Käfig ist immer um den halben Winkel des Abtriebs gekippt. Die Kugeln bewegen sich in den Laufbahnen während der Drehung vor und zurück. Dabei wird, im Gegensatz zu einem Kugellager, das Drehmoment über die Kugeln von und an die Laufbahnen übertragen. Auch der Käfig wird deutlich beansprucht, wenn das Gleichlaufgelenk geknickt ist.

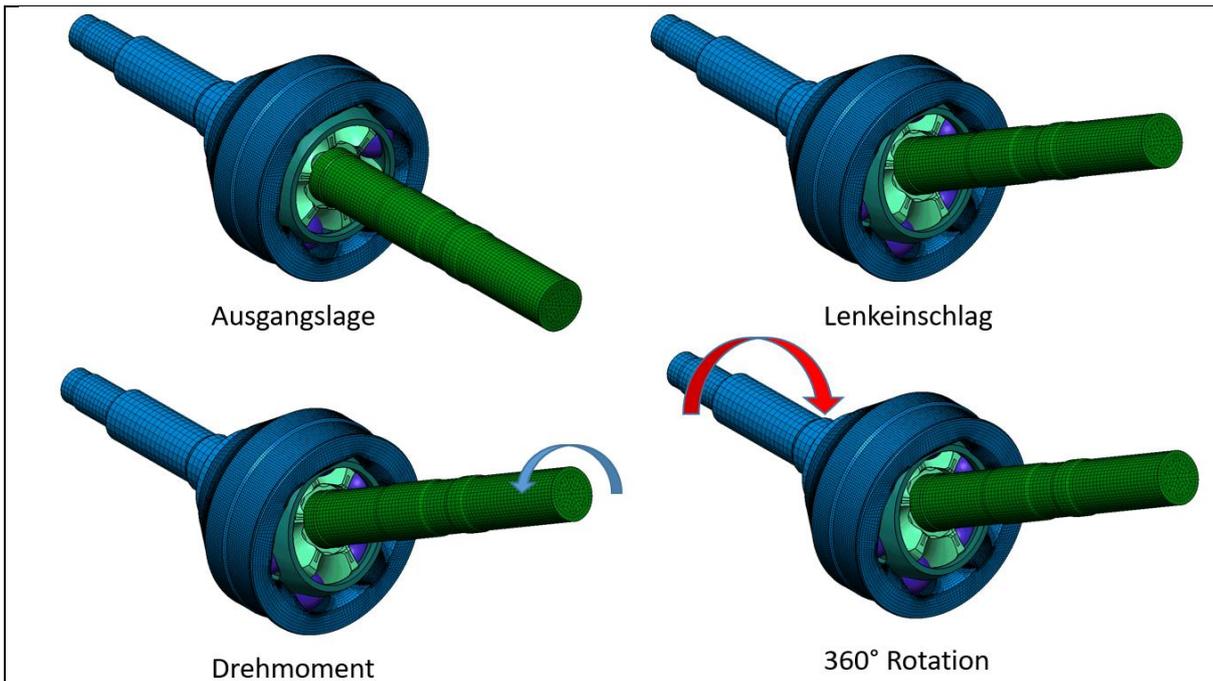


Bild 31: Lastgeschichte

Verformungen, Kontaktergebnisse und Spannungen werden für jede Bauteilstellung berechnet und ausgegeben. Beispielhaft sind die Spannungen im Käfig bei vollem Drehmoment und in den Kugellaufbahnen des Antriebs in Bild 12 für eine Position dargestellt.

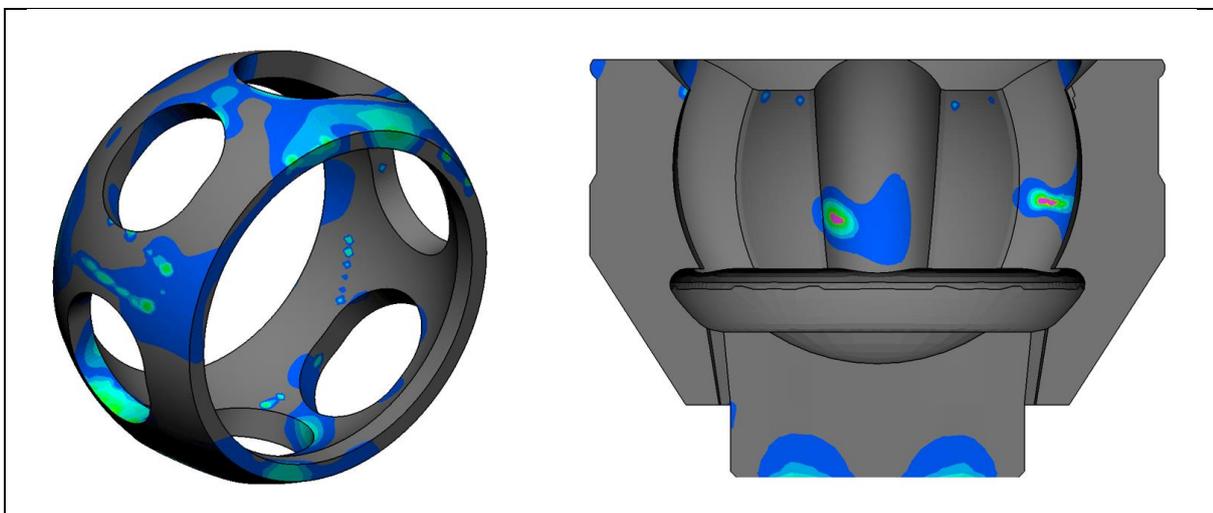


Bild 42: Spannung am Käfig und in den Kugellaufbahnen

Für die Darstellung der Spannungen in den Kugellaufbahnen des Antriebs wurden die Kugeln ausgeblendet und ein Längsschnitt des Antriebs dargestellt. So kann können die Spannungen und die korrekte Laufbahn in Animationen kontrolliert werden.

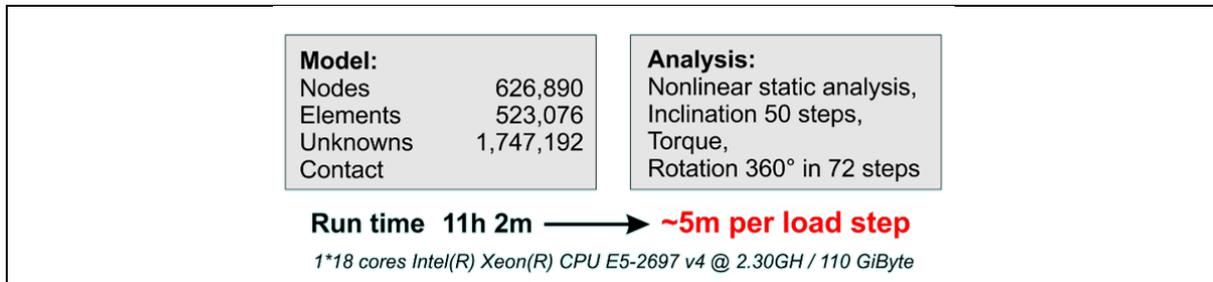


Bild 53: Gleichlaufgelenk Rechenzeiten

Wie Bild 13 neben der Charakteristik der Berechnung zu entnehmen ist beträgt die Gesamtrechnenzeit nur etwas über 11 Stunden. Dies bedeutet, dass je Rechenschritt für diese nichtlineare Analyse mit Kontakt nur 5 Minuten gebraucht werden. Damit kann selbst für feine Vernetzungen mit hochgenauen Ergebnissen die Funktionsanalyse mit flexiblen Bauteilen in der industriellen Praxis eingesetzt werden. Die Genauigkeit und die Antwortgeschwindigkeit erfüllen die Anforderungen der Industrie.

5 Ausblick

Die Funktionsanalyse von Bauteilgruppen mit Kontakt wird zunehmend an Bedeutung gewinnen. Die Bauteile werden dabei, dem allgemeinen Trend folgend, immer feiner vernetzt, um sehr genaue Ergebnisse für jede Konstellation der Bauteile zu erhalten. Durch die hohe Rechengeschwindigkeit wird es ermöglicht die vollständigen Bewegungen zu simulieren, anstatt nur wenige Konstellationen. So können Fehler bei der Wahl der Konstellation ausgeschlossen werden und neue Erkenntnisse aus den zusätzlichen Ergebnissen gewonnen werden.

Literatur

- [1] Klein, M.: Gelenkwellenberechnung mit Kontakt-Update. Stuttgart: PERMAS Technologietag, 2013
- [2] Klein, M.: Selbstkontakt mit Update bei einem Kabelbaum. Bamberg: NAFEMS 18 DACH Conference, 2018
- [3] Zickler, B.: Visualization of COP results from contact analysis. PERMAS Technologietag, 2019
- [4] Klein, M.: Contact Analysis for Large Translations and Large Rotations. PERMAS Technologietag, 2019

- [5] Dahlbokum, M.; Klein, M.: Efficient Freeform Optimization for Stress Reduction on Complex Assemblies. 34th International CAE Conference. Vicenza, 2018
- [6] Carvajal, S.; Wallner, D.; Klein, M.: Excellent Brake NVH Comfort by Simulation – Systematic Approach to Reduce Squeal Noise by Optimization. EuroBrake, Dresden, 2015
- [7] Carvajal, S.; Wallner, D.; Klein, M.; Wagner, N.: Excellent Brake NVH Comfort by Simulation – Creating a Stability Map Using Advanced Methods. EuroBrake, Lille, 2014
- [8] Carvajal, S.; Klein, M.: Application of Design of Experiments to Improve NVH Behavior of Brake Systems. EuroBrake. Dresden, 2017
- [9] Gräbner, N.; Hochlenert, D.; Klein, M.; von Wagner, U.: Steps towards silent brakes: Advances in simulation of brake squeal. EuroBrake, Dresden, 2013
- [10] Ast, M.; Hüeber, S.; Klein, M.: Breakthrough in high performance engine analysis – Gasket elements in contact analysis. PERMAS Users' Conference, Stuttgart, 2010
- [11] Rösle, H.; Ast, M.; Schenk, R.: Finite Element Analysis of Shrink-Fit Shaft-Hub Connections. Proceedings of VDI Conference on Shaft-Hub Connections: 1998