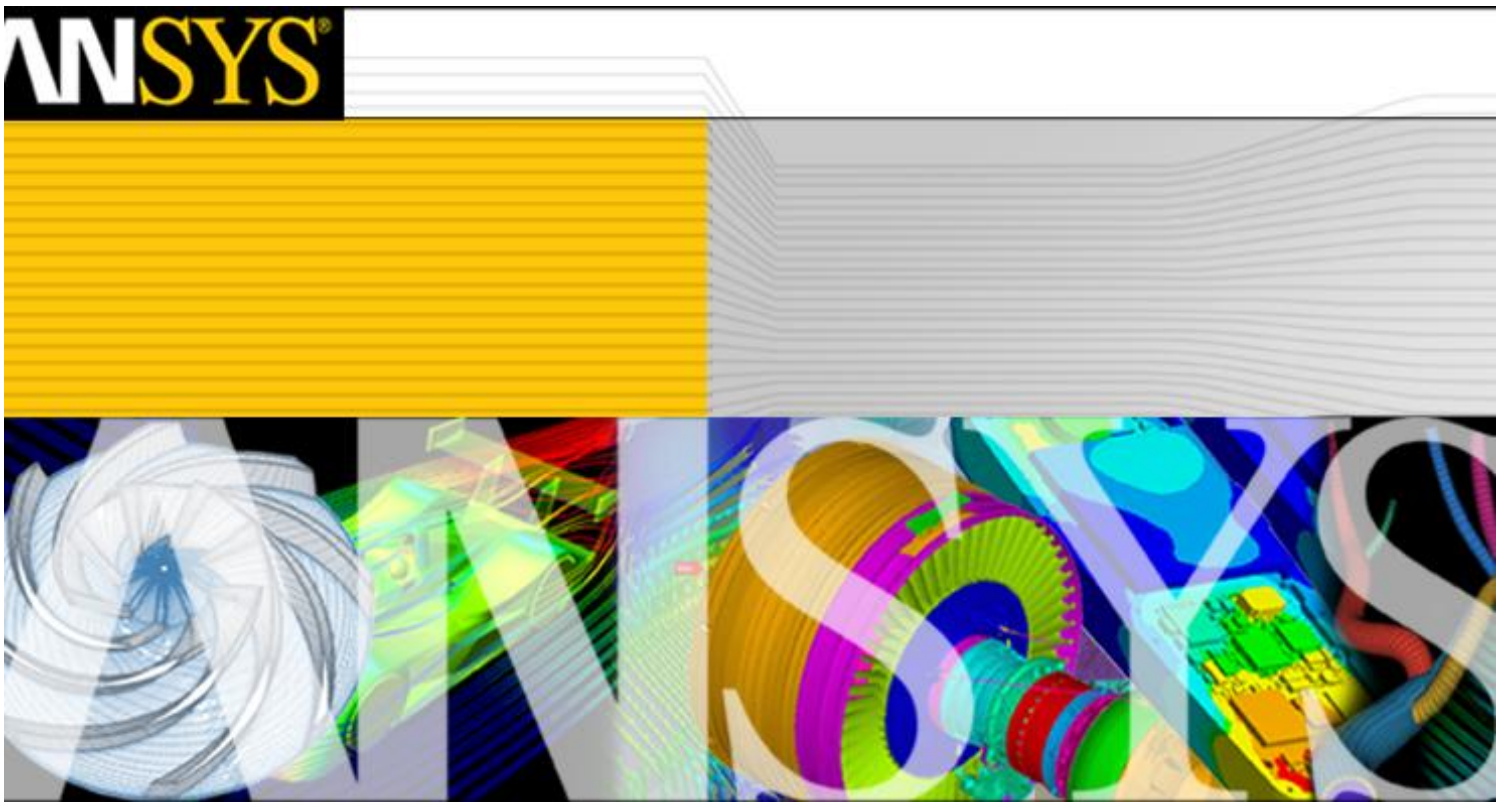
.

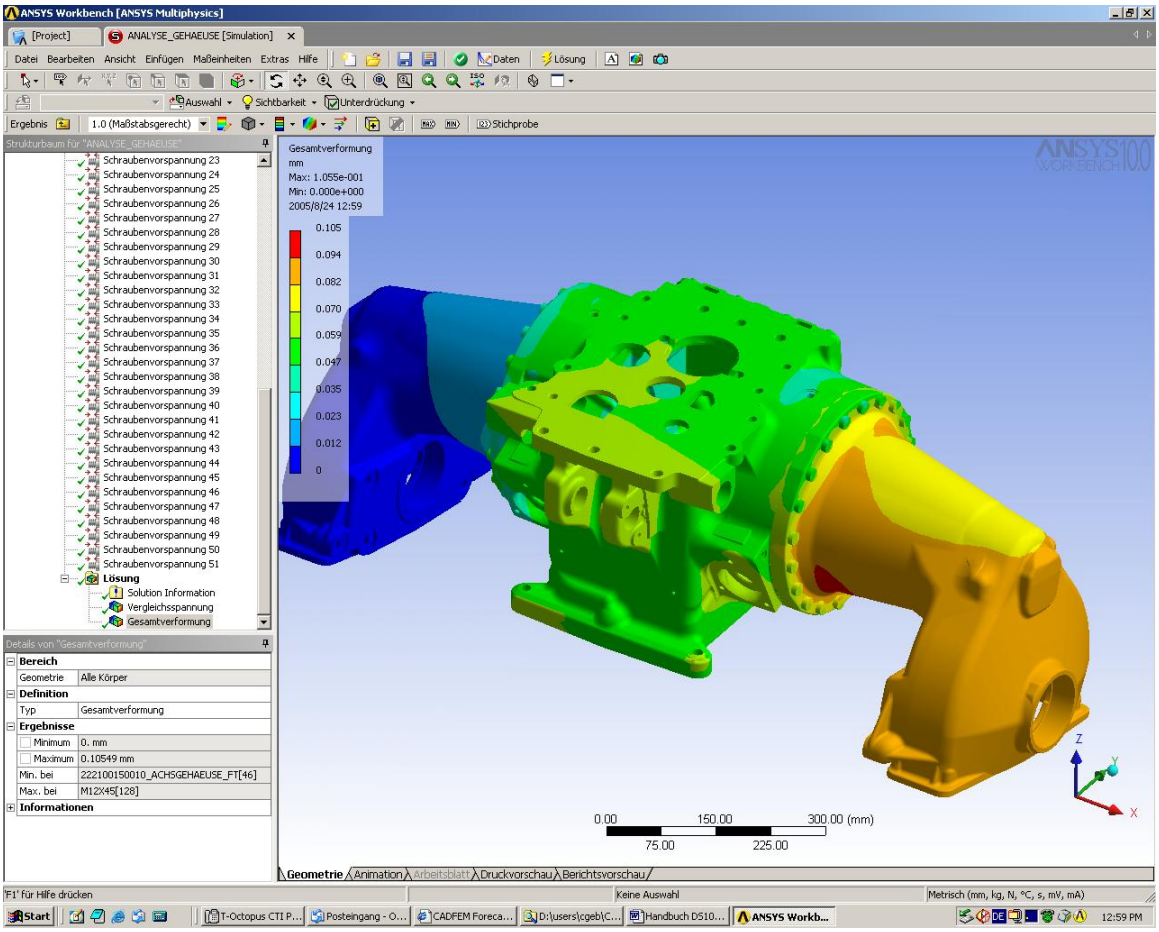


ANSYS / DesignSpace
Tutorial 10.0

CADFEM

DesignSpace™

Einführung in DesignSpace 10.0



11. Auflage

Behind all there´s ..... ANSYS

Der Vertrieb von DesignSpace erfolgt weltweit durch autorisierte Händler. Offizieller Distributor für DesignSpace in Deutschland, Österreich und der Schweiz ist CAD-FEM.

Deutschland:
CAD-FEM GmbH
Marktplatz 2
D-85567 Grafing
Telefon 08092-7005-0
Telefax 08092-7005-77
Email: cgebhardt@cadfem.de
Internet: www.cadfem.de

Österreich und Schweiz:
CAD-FEM AG
Wittenwiler Str. 25
CH-8355 Aadorf
Telefon +41-(0)52-36801 01
Telefax +41-(0)52-36801 09
Email: andreas.huebner@cadfem.ch

DesignSpace wird entwickelt von:
ANSYS, Inc.
275, Technology Drive
15317 Canonsburg, PA
USA
Internet: www.designspace.com

Behind all there´s ..... ANSYS

ANSYS is a registered trademark of SAS IP, Inc. This book contains a translation of selected portions of the DESIGNSPACE V3.0 VAR Manual (Copyright 1997, SAS IP, Inc. All rights reserved). The translation was made by CAD-FEM GmbH with permission of SAS IP, INC., who has not approved this translated version. All issues regarding warranties will be governed by the english version of the translated document provided by ANSYS, Inc.
Bei der Erstellung des Handbuches wurde mit großer Sorgfalt vorgegangen; trotzdem können Fehler nicht vollständig ausgeschlossen werden. CAD-FEM kann für fehlerhafte Angaben und deren Folgen weder eine juristische Verantwortung noch irgendeine Haftung übernehmen.

Copyright 1998-2005
CAD-FEM GmbH, 85567 Grafing
Alle Rechte vorbehalten
Printed in Germany

Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist **urheberrechtlich geschützt**. Jede Verwertung außerhalb der engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes ist ohne Zustimmung der CAD-FEM GmbH unzulässig und strafbar. Dies gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Verarbeitung in elektronischen Systemen.

1 EINLEITUNG IN DESIGNSPACE 9

1.1 VORTEIL DER KONSTRUKTIONSBEGLEITENDEN BERECHNUNG 9
1.2 DER ANFANG MIT DESIGNSPACE 12
1.3 EINGABEGRÖßEN 13
1.4 EINSCHRÄNKUNGEN VON DESIGNSPACE 14

2 DIE OBERFLÄCHE VON DESIGNSPACE 16

2.1 SELEKTION 17
2.2 AUSWAHLGRUPPEN (NAMED SELECTIONS) 19
2.3 STEUERUNG DER ANSICHTEN 20
2.4 BERECHNUNG GEOMETRISCHER VARIANTEN 34

3 ERGEBNISAUSWERTUNG 37

3.1 SPANNUNGEN 37
3.2 DEHNUNGEN 41
3.3 VERFORMUNGEN 41
3.4 EIGENFREQUENZEN 42
3.5 BEULKRÄFTE UND -FORMEN 44
3.6 TEMPERATURFELD 45
3.7 TOPOLOGIE-OPTIMIERUNG 46
3.8 GEKOPPELTE BERECHNUNGEN 47
3.9 DARSTELLUNG DER ERGEBNISSE 48
3.10 FOKUSSIERUNG DER ERGEBNISDARSTELLUNG 52
3.11 ANIMIERTE ERGEBNISAUSWERTUNG 54
3.12 AUTOMATISCHE DOKUMENTATION - WEB-REPORT 56
3.13 SCHNITTE 58
3.14 REAKTIONSKRÄFTE UND -MOMENTE 60
3.15 ERGEBNISBILDER EXPORTIEREN 62
3.16 ERGEBNISBEWERTUNG MIT SICHERHEITEN 63

4 GENAUIGKEIT 65

4.1 DISKRETISIERUNGSFEHLER 65
4.2 ADAPTIVE ODER MANUELLE VERNETZUNG 68
4.3 KONTROLLE DER NUMERISCHEN BERECHNUNGSGENAUIGKEIT 75
4.4 ALLGEMEINE BETRACHTUNGEN ZUR GENAUIGKEIT 78

5 BAUGRUPPEN 81

5.1 FUNKTIONSPRINZIP VON KONTAKTELEMENTEN 81
5.2 BAUGRUPPEN-HANDLING 84
5.3 KONTAKT-DEFINITION 86
5.4 BAUGRUPPEN-BERECHNUNG 92

6 ANALYSEN IN 2D 95

7 SCHALEN 98

8 BALKEN 103

9 PARAMETERSTUDIEN 104

10 DESIGN-VARIATIONEN MIT DESIGNXPLORER (ZUSATZMODUL) 107

11 LEBENSDAUER – FATIGUE (ZUSATZMODUL) 108

11.1 LEBENSDAUER GRUNDLAGEN 108
11.2 EINFLUSSGRÖSSEN 112
11.3 EINGABEN 113
11.4 ERGEBNISSE 114

12 MODELLIEREN MIT DESIGNMODELER (ZUSATZMODUL) 118

13 ABLAUF EINER BERECHUNG 119

13.1 AUFGABE DEFINIEREN 119
13.2 PROJEKTDEFINITION 120
13.3 MODELL DEFINIEREN 120
13.4 VERNETZUNG IN ABHÄNGIGKEIT VON... 121
13.5 RANDBEDINGUNGEN DEFINIEREN 121
13.6 SCHRAUBEN 133
13.7 LOKALE KOORDINATENSYSTEME 139
13.8 ERGEBNISINTERPRETATION 142

14 ÜBUNGEN 143
14.1 BEISPIEL BIEGEBALKEN 144
14.2 BEISPIEL SCHEIBE MIT LOCH 146
14.3 BEISPIEL SCHWINGENDER BALKEN (BALKEN.SAT) 149
14.4 BEISPIEL: HOHLZYLINDER AUF TORSION 151
14.5 BEISPIEL BIEGUNG MIT KERBEFFEKT 153
14.6 BEISPIEL TOPOLOGIEOPTIMIERUNG 156
14.7 BEISPIEL PARAMETERSTUDIEN 159
14.8 BEISPIEL TEMPERATURVERTEILUNG UND THERMOSPANNUNGEN 163
14.9 BEISPIEL FÜR BAUGRUPPEN: SCHWEISSKONSTRUKTION 166
14.10 DIE GRENZEN VON DESIGNSPACE: GROßE VERFORMUNG 168
15 DEFINITION VON EIGENEN DATEN 170
15.1 MATERIAL 170
15.2 KONVEKTION 175
16 WENN DIE BERECHNUNG NICHT DURCHGEFÜHRT WIRD 176
17 DESIGNSPACE VARIABLEN 178
18 KONFIGURATION VON DESIGNSPACE 179
19 INSTALLATION VON DESIGNSPACE 181
19.1 SOFTWARE-LIZENZ ANFORDERN 181
19.2 DESIGNSPACE INSTALLIEREN 182
19.3 GRAFIKPROBLEME 187
19.4 TEMPORÄRE DATEIEN 187
19.5 EINBINDUNG VON DESIGNSPACE IN CAD-SYSTEME 188
19.6 WEITERE FRAGEN ZUR INSTALLATION UND ANWENDUNG 190
19.7 ERWEITERUNGSFÄHIGE MATERIALDATENBANK 191
20 WEITERGEHENDE BERECHNUNGEN 192
20.1 DATENÜBERGABE AN ANSYS 193
20.2 DESIGNSPACE CAE TEMPLATE 194
20.3 DATENÜBERTRAGUNG ZU ANDEREN FE-CODES 199

21 STANDARD-BERECHNUNGEN VEREINFACHEN DURCH EIGENE VORLAGEN 200

21.1 EIGENE STANDARD-VORLAGEN DEFINIEREN 200
21.2 EIGENE STANDARD-VORLAGEN ANWENDEN 200

22 GLOSSAR (ENGLISCH-DEUTSCH) 201

1 Einleitung in DesignSpace

1.1 Vorteil der konstruktionsbegleitenden Berechnung

Das Umfeld in dem sich die heutige Produktentwicklung befindet, erfährt immer schnellere Zyklen. Gleichzeitig treten neue Konkurrenten auf den Weltmarkt, die die traditionelle Produktentwicklung zu deutlich niedrigeren Kosten bewerkstelligen können. Um sich unter diesen verschärften Wettbewerbsbedingungen behaupten zu können, müssen alle Anstrengungen unternommen werden

- die Entwicklungszeiten zu verringern
- die Herstellkosten zu senken
- die Innovation und Kreativität zu steigern
- und eine höhere Qualität zu erzielen.

Die **Verkürzung der Entwicklungszeit** erlaubt es, mit einem Produkt schneller am Markt zu sein und ermöglicht einen schnelleren Produktwandel. Besonders bedeutsam ist eine rasche Prototypenentwicklung. Prof. Bullinger stellte in der Zeitschrift Technica fest, dass häufig 25% der Entwicklungszeit für die Erstellung von Prototypen aufgewendet wird und dass bei 60% der Prototypen die Fertigungszeit mehrere Monate in Anspruch nimmt.
DesignSpace erlaubt es, die Anzahl der Prototypen deutlich zu reduzieren. Bereits während der Entwicklung können in frühen Phasen des Entwurfs die wesentlichen Eigenschaften überprüft werden. Gerät z. B. der Maschinentisch einer Werkzeugmaschine in Resonanz, weil die Eigenfrequenz in der Nähe der des Antriebes liegt, sind tiefgreifende Änderungen notwendig. Statt solche Probleme erst am realen Prototypen zu erkennen, wo Änderungen sehr zeit- und kostenintensiv sind, werden durch entwicklungsbegleitende Überprüfungen mit DesignSpace Problemzonen noch vor dem Bau eines Prototypen sichtbar. Mit DesignSpace werden weniger Änderungen notwendig und die Entwicklungszeiten drastisch verkürzt.

Die **Kosten eines Produktes** werden vielfach auch durch das Material mitbestimmt. DesignSpace erlaubt es, Bauteile auch hinsichtlich Festigkeit zu überprüfen. Überdimensionierungen gehören mit DesignSpace der Vergangenheit an. Überflüssiges Material kann eingespart und das Gewicht minimiert werden. Der Antrieb kann dadurch vielfach verkleinert werden, was zusätzliche Kostenreduzierungen nach sich zieht. Als Alternative sind kostengünstigere oder leichtere Werkstoffe (Kunststoffe, Leichtmetalle) in einer Simulation sehr schnell auf ihre Tauglichkeit zu testen. Die in DesignSpace enthaltende Materialdatenbank ist mit einem Grundstock von Materialien verschiedener Gruppen (Metalle, Keramik etc.) ausgestattet, kann aber einfach um die unternehmensspezifisch bevorzugten Materialien erweitert werden.
Durch den zunehmenden Wettbewerb muss die traditionelle Entwicklung, die auch von den (internationalen) Mitbewerbern zunehmend beherrscht wird, in den Bereichen **Innovation und Kreativität** gestärkt werden. Nur durch eine höhere Produktivität kann ein höheres Kostenniveau ausgeglichen werden. Moderne Entwicklungswerkzeuge wie CAD und Simulation ermöglichen es durch ihre Schnelligkeit, auch unkonventionelle Wege einmal anzudenken. So konnte durch Berechnungen nachgewiesen werden, dass der bei elektronischen Baukörpern traditionell aufgeklebte oder verschraubte Kühlkörper durch einen Kühlkörper mit Clip ersetzt werden kann. Neben reduziertem Material- und Montageaufwand wurde auch eine einfachere Herstellung in Blech möglich.
DesignSpace ermöglicht mit den Wizards (Assistenten) auch dem sporadischen Anwender eine einfache und **effektive Handhabung**. Statt Berechnungsaufträge nach außen zu vergeben, kann der Konstrukteur mit DesignSpace seine Konstruktionen nun selbst unter die Lupe nehmen. Die Abstimmung mit Berechnungsdienstleistern entfällt und mit den Erkenntnissen aus der Simulation erhält der berechnende Konstrukteur ein besseres Gespür für das Verhalten seiner Bauteile. Bei ähnlichen Aufgabenstellungen werden so von vornherein die effektiven Lösungsansätze bevorzugt, so dass der Einsatz von DesignSpace

auch einen indirekten Wert - die Erfahrung des Konstrukteurs - steigert.

DesignSpace wird von ANSYS Inc., dem Hersteller des Finite-Element-Programms ANSYS entwickelt. Sollten neben den Untersuchungen, die mit DesignSpace möglich sind, weitergehende Aufgabenstellungen anstehen, kann durch die Aufwärtskompatibilität zu ANSYS eines der weltweit führenden FE-Programme eingesetzt werden.

DesignSpace arbeitet mit den gängigsten CAD-Systemen zusammen wie z. B. mit Pro/ENGINEER, Unigraphics, CATIA und allen ACIS- oder Parasolid-basierenden CAD-Systemen wie HP Solid Designer, Applicon Bravo, Autodesk Mechanical Desktop, Inventor, Logocad, Solid Edge oder Solid Works. Zum aktuellen **Funktionsumfang** gehört die Statik zur Berechnung von Verformungen und Spannungen, die Modalanalyse zur Bestimmung der Eigenfrequenzen und Schwingungsformen sowie Temperaturfelder und Thermospannungen. Vernetzung und Analyse erfolgen unmittelbar am CAD-Modell. Die Materialauswahl, die Festlegung der Randbedingungen wie Einspannung und Belastung, übernimmt der DesignSpace Assistent. So können Konstrukteure ihre Berechnungsprojekte sehr einfach definieren.

Gegenüber der traditionellen Vorgehensweise, Bauteile nach Erfahrungswerten, Berechungshandbüchern oder Rechnungen von Hand auszulegen, hat die Berechnung mit DesignSpace den Vorteil, dass Sie vom Anwender schneller durchzuführen ist, dass die Genauigkeit höher ist und dass der Anwender ein besseres Verständnis für das Verhalten seiner Bauteile bekommt. Setzt der Entwickler die Simulation bereits sehr früh im Entwicklungsprozess ein, kann er mögliche Schwachstellen auch sehr früh erkennen und durch konstruktive Maßnahmen verhindern. Der frühzeitige Einsatz von DesignSpace hilft also, Prototypen einzusparen, Fehler zu vermeiden und damit die Erfolgsfaktoren Zeit und Kosten positiv zu beeinflussen.

1.2 Der Anfang mit DesignSpace

Um ein besseres Verständnis für das Verhalten Ihres Entwurfs zu bekommen, können Sie in mehreren vergleichenden Untersuchungen unterschiedliche konstruktive Varianten im Rechner ”ausprobieren”. Durch Vergleich der Ergebnisse erhalten Sie sehr schnell eine Vorstellung davon, welche der gewählten Varianten effektiv ist und welche nicht. In mehreren Schritten können Sie also mehrere Varianten ”durchspielen”, um so auch unter kosten- und fertigungsbezogenen Gesichtspunkten die beste herauszuarbeiten.

Wenn Sie noch nicht vertraut sind mit der Handhabung von DesignSpace, benutzen Sie den Assistenten, der Ihnen den Umgang mit dem Programm erleichtern. Untersuchen Sie einige Bauteile, für die Sie bereits die Ergebnisse kennen. Versuchen Sie die bekannten Ergebnisse durch den Einsatz von DesignSpace verifizieren.

DesignSpace ist ein Hilfsmittel. Es soll nicht die traditionellen Verfahren ersetzen, sondern Ihre Erfahrung und Ihr Wissen ergänzen. Wenn Ihnen ein Ergebnis unlogisch vorkommt, hinterfragen Sie kritisch, ob die Berechnung vielleicht falsche Angaben enthalten könnte. Sind alle Lagerstellen richtig definiert? Stimmt die Art der Lasteinleitung? Ihr ingenieurmäßiges Verständnis muss letztendlich die Entscheidung treffen, ob die Ergebnisse der Simulation korrekt sind. Untersuchen Sie das Bauteil und die Belastung solange, bis das Verhalten verständlich wird.

Die Simulation kann Versuche nicht vollständig ersetzen, insbesondere bei Gefahr für Leib und Leben und hohen finanziellen Risiken.

1.3 Eingabegrößen

Damit DesignSpace das Bauteilverhalten berechnen kann, sind einige Informationen notwendig, die der Anwender dem Programm mitteilen muss:

- **Geometrie:** DesignSpace greift direkt auf das CAD-Modell zu. Bei Daten aus Pro/ENGINEER, Mechanical Desktop, Inventor, SolidWorks, Solid Edge, und Unigraphics Daten ist dieser CAD-Zugriff assoziativ, bei Parasolid, ACIS und CATIA werden die Daten, so wie sie vorliegen –ohne Historie- eingelesen. CATIAV5-Daten können bei vorhandener CAA-Lizenz assoziativ gelesen werden; kontaktieren Sie uns dazu bitte.
- **Material:** Während der Berechnung in DesignSpace wird dem zu berechnenden Bauteil ein Material zugewiesen. Die mitgelieferte Material-Datenbank ist mit einigen wenigen Standard-Materialien in verschiedenen Gruppen belegt. Diese Materialdatenbank kann sehr leicht vom Anwender selbst erweitert werden. Sollte temperaturabhängiges Materialverhalten berücksichtigt werden, empfiehlt es sich, für jede Temperatur eine eigene Materialbezeichnung anzulegen. Vor der Verwendung von neuen Materialien müssen diese in der Material-Datenbank angelegt und abgespeichert werden. Auf Wunsch stellt CAD-FEM eine erweiterte Materialdatenbank mit 250 Materialien ohne Gewähr zur Verfügung.
- **Randbedingungen:** Sie simulieren das Verhalten eines Bauteils in seiner physikalischen Umgebung durch gedankliches Freischneiden, d. h. man überlegt sich, wie die Kräfte auf das Bauteil wirken und wie das Bauteil gelagert ist. Die Belastungen erhält man oft durch vorausgegangene kinematische oder dynamische Analysen. In vielen Fällen werden die anzusetzenden Belastungen auch von Spezifikationen abgeleitet oder geschätzt. Hier ist die Erfahrung des Ingenieurs gefordert, der sinnvolle Annahmen trifft und damit die Ausgangsbedingungen für die Berechnung richtig wählt. Wenn ein Bauteil eingespannt wird, heißt dies, dass bestimmte Bewegungen unterdrückt werden. Jeder Körper hat 6

sogenannte Starrkörper-Freiheitsgrade. Werden diese Starrkörper-Verschiebungen (rigid body motions) nicht unterdrückt, ist eine definierte Verschiebung nicht eindeutig zu ermitteln und die Berechnung bricht bei einer statischen Berechnung mit einer Fehlermeldung ab oder durch einen Automatismus (weiche Federn) versucht DesignSpace das Bauteil zu lagern, wobei die Reaktionskräfte an diesen Lagerstellen klein sein müssen (kontrollieren!). Es sollte also vom Anwender sichergestellt werden, dass das Bauteil insgesamt in alle 3 Raumrichtungen translatorisch und in 3 Raumachsen rotatorisch gelagert ist. Bei dynamischen Berechnungen führen solche Starrkörper-Verschiebungen zu sogenannten Starrkörper-Moden mit der Eigenfrequenz 0 oder nahe 0 (z. B. 1e-5). Sollte also eine Unsicherheit bestehen, ob ein Bauteil ausreichend gelagert ist, kann die Modalanalyse hier die Antwort geben.

1.4 Einschränkungen von DesignSpace

Um DesignSpace vernünftig einsetzen zu können, sollten Sie auch die Grenzen des Programms kennen.

Geometrie: DesignSpace arbeitet mit Volumenmodellen

Material: Das Materialverhalten das in DesignSpace benutzt wird ist linear (Ausnahme: temperaturabhängige Wärmeleitfähigkeit), konstant, homogen und isotrop (d. h. in alle 3 Raumrichtungen gleich). Sollte das verwendete Material hiervon abweichen, sind auch bei den Ergebnissen mehr oder weniger große Abweichungen zu erwarten. Über die erweiterten ANSYS-Funktionen können unter dem gleichen User-Interface auch weitergehende Untersuchungen realisiert werden.

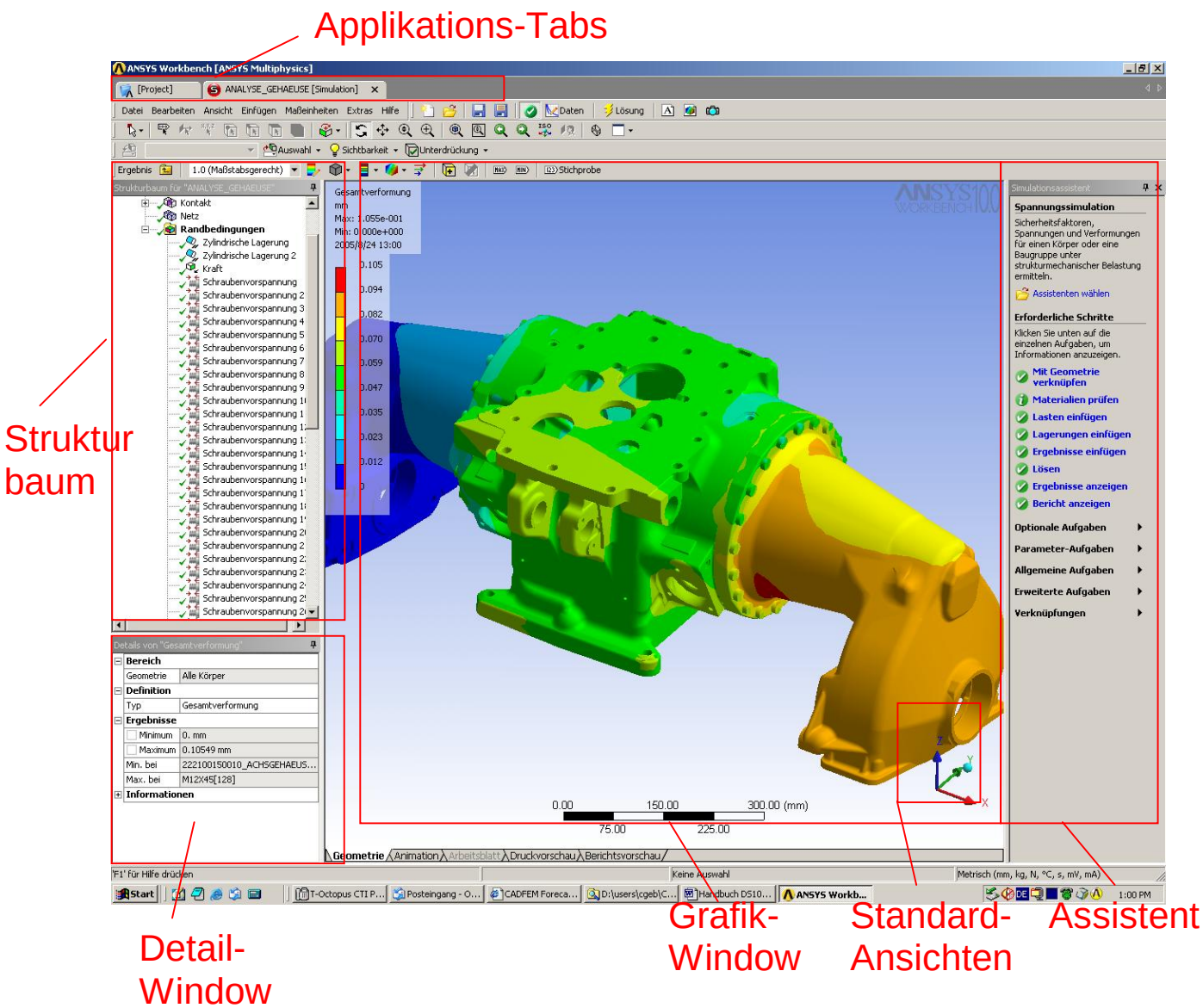
Randbedingungen: Lasten werden langsam aufgebracht und haben keinen zeitlichen Einfluss. Zeitlich veränderliche Effekte werden nicht berücksichtigt. Bei Lebensdaueranalysen kann über ein Lastkollektiv die schädigende Wirkung dynamischer Lasten untersucht werden.

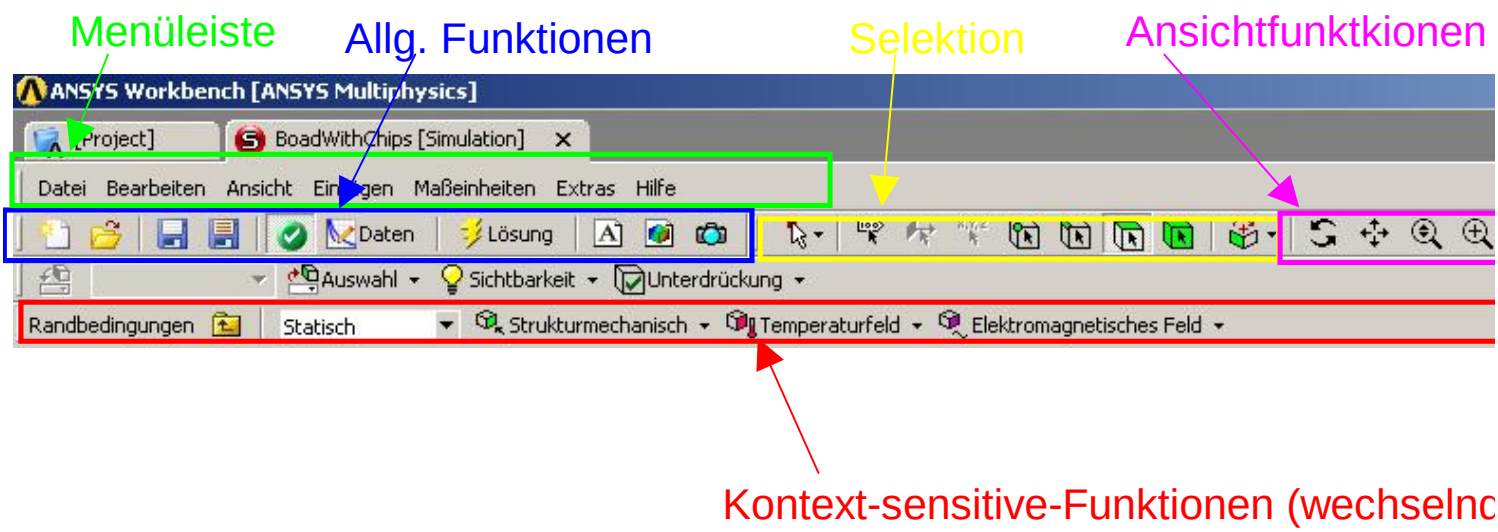
Ergebnisse: Alle Aussagen über Versagen beziehen sich auf lineares Materialverhalten und den Vergleich der ermittelten Spannung zur kritischen Werkstoffkonstante (Bruch oder Fließen). Es wird nur mit kleinen Verformungen gerechnet, d. h. die größte Verformung die in dem Bauteil auftritt sollte deutlich kleiner sein als eine typische Bauteilabmessung.

Lineare Systeme: Viele Arten von Nichtlinearitäten wie nichtlineares Materialverhalten (Ausnahme: temperaturabhängige Wärmeleitfähigkeit) oder große Verformungen (Theorie 2. Ordnung) können mit DesignSpace nicht berechnet werden. Dazu sollte ein allgemeines FE-Programm wie z. B. ANSYS eingesetzt werden. Nichtlineare Kontakte werden je nach verwendeter DesignSpace-Version teilweise unterstützt.

2 Die Oberfläche von DesignSpace

Im folgenden wir die Oberfläche von DesignSpace vorgestellt. DesignSpace kann über sog. Assistenten bedient werden (rechtes Fenster). Diese führen den Anwender Schritt für Schritt über alle erforderlichen Eingaben. Damit ist gerade dem sporadischen Anwender sehr geholfen, da keine Eingabe vergessen werden kann. Der Strukturbaum (linkes Fenster) fasst alle Eingaben strukturiert zusammen und erlaubt die Verwaltung von mehreren Geometrie- und Lastvarianten.





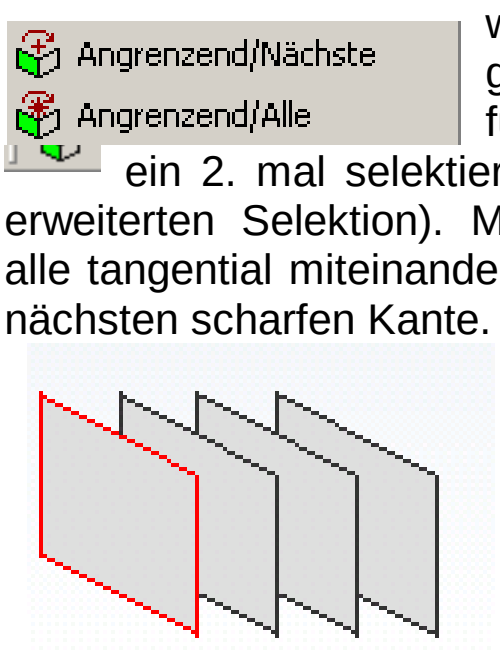
2.1 Selektion

Bei der Definition von Lasten, Randbedingungen oder Kontaktbereichen, ist es notwendig, bestimmte geometrische Elemente auszuwählen, zu selektieren. In der Iconleiste von DesignSpace finden Sie Funktionen zur Selektion. Mit folgenden Icons können Sie den Typ festlegen, den Sie selektieren möchten: Fläche, Kante, Punkt, Körper



Wenn Sie dann mit der Maus über die Geometrie fahren, wird die jeweilige Fläche, Kante, Punkt oder Volumen gepunktet ausgeleuchtet. Beim Betätigen der linken Maustaste wird dieses Element selektiert. Sind mehrere Geometrien zu selektieren erfolgt dies durch Drücken der STRG/CTRL-Taste während der Selektion. Sollen aus der Selektionsmenge bestimmte Elemente entfernt werden, ist dies möglich durch nochmaliges Anwählen der Geometrie (STRG/CTRL-Taste gedrückt halten). Bei Flächen, die mit Druck oder Konvektion beaufschlagt werden, sind oft sehr viele Flächen zu selektieren. Um nicht jede Fläche einzeln anzupicken kann die Funktion „paint select“ genutzt werden: Bei gedrückter linker Maustaste wird mit der Maus über das Modell gefahren. Alle überstrichenen Flächen werden selektiert. Mit der Funktion

„adjacent select“ werden auch die benachbarten Flächen der ausgewählten Fläche mit selektiert (Angrenzend/Nächste). Der zulässige Winkel, bis zu dem Flächen als benachbart angesehen werden, wird über die Systemsteuerung gesteuert (Default 20°). Diese Funktion funktioniert auch mehrfach (gleiches Icon ein 2. mal selektieren = Tangeniale Flächen zu der bereits erweiterten Selektion). Mit Angrenzend/Alle werden automatisch alle tangential miteinander verbundenen Flächen selektiert, bis zur nächsten scharfen Kante.



Zum Selektieren von verdeckten Elementen fahren Sie mit der Maus über das verdeckte Element. Beim Selektieren mit der linken Maustaste wird zuerst das vorderste Element selektiert. Gleichzeitig erscheint im Grafik-Fenster folgende Anzeige:
Fährt man mit der Maus z. B. auf die 3. Fläche in diesem Symbol, wird das 3. Element von vorne hervorgehoben. Bei Baugruppen werden die Flächensymbole analog den Bauteilfarben eingefärbt gekennzeichnet.

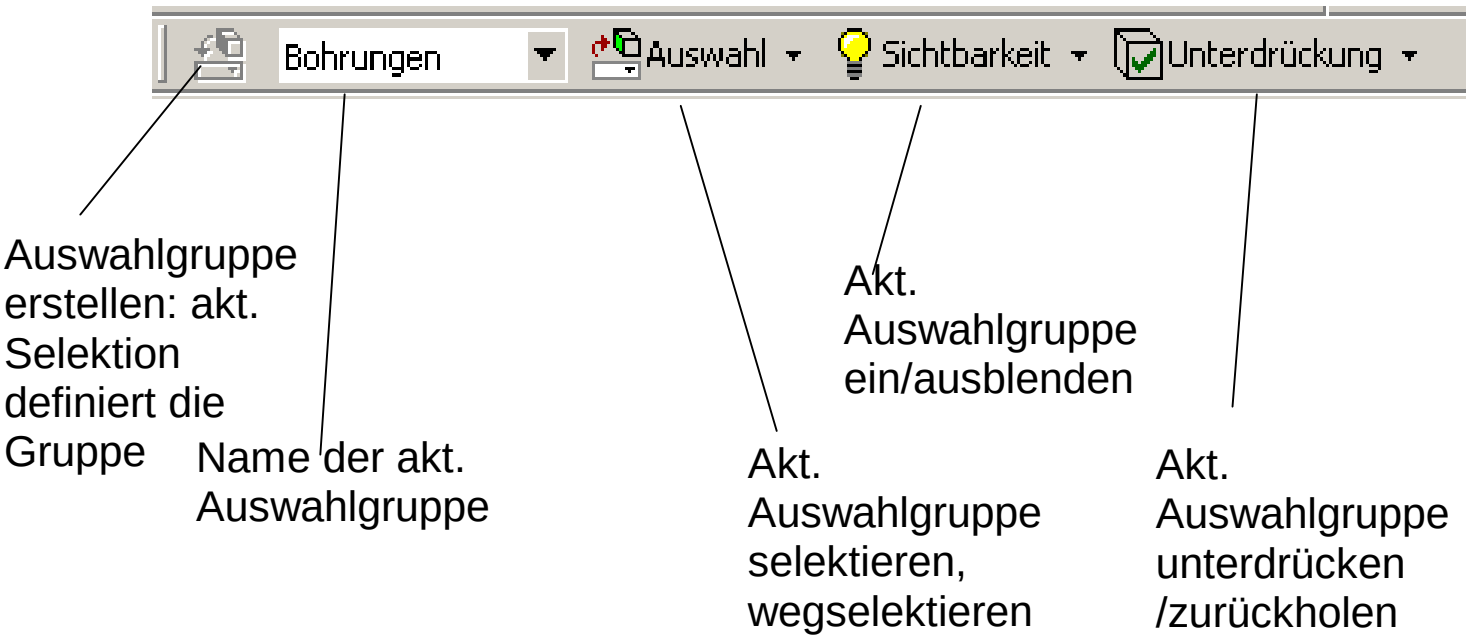


Wird dieses Icon angewählt, kann zwischen der Selektion einzelner oder mehrerer Objekte umgeschaltet werden. Bei „Rahmenauswahl“ kann über ein Recheck selektiert werden. Dabei werden alle Elemente ausgewählt, die komplett innerhalb des Rahmens selektiert sind, wenn der Rahmen von links nach rechts aufgezogen wird. Wird er von rechts nach links aufgezogen, sind alle die Elemente enthalten, die teilweise im Rahmen enthalten sind.

2.2 Auswahlgruppen (Named Selections)

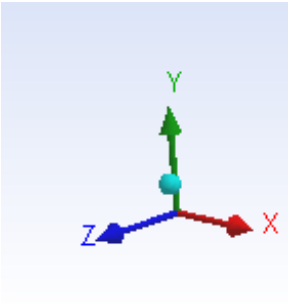
Zur Strukturierung von Selektionen können sog. Benannte Auswahlen oder Auswahlgruppen definiert werden. Diese fassen mehrere Elemente gleichen Typs (Flächen, Kanten, Punkte, Volumen) zusammen. Bei der Übergabe eines solchen DesignSpace-Modells an ANSYS oder der Nutzung von APDL-Funktionen kann auf diese Selektionen in Form von Knotenkomponenten zugegriffen werden. Darüber hinaus erlauben es die Selektionen, in Baugruppen Teile-Gruppen ein- und auszublenden bzw. zu unterdrücken.

Für die Definition von Auswahlgruppen gibt es eine eigene Symbolleiste, mit der man folgende Funktionen ausführen kann:



2.3 Steuerung der Ansichten

Im Grafik-Window kann die Orientierung des Modells über mehrere Verfahren gesteuert werden
Standard-Ansichten



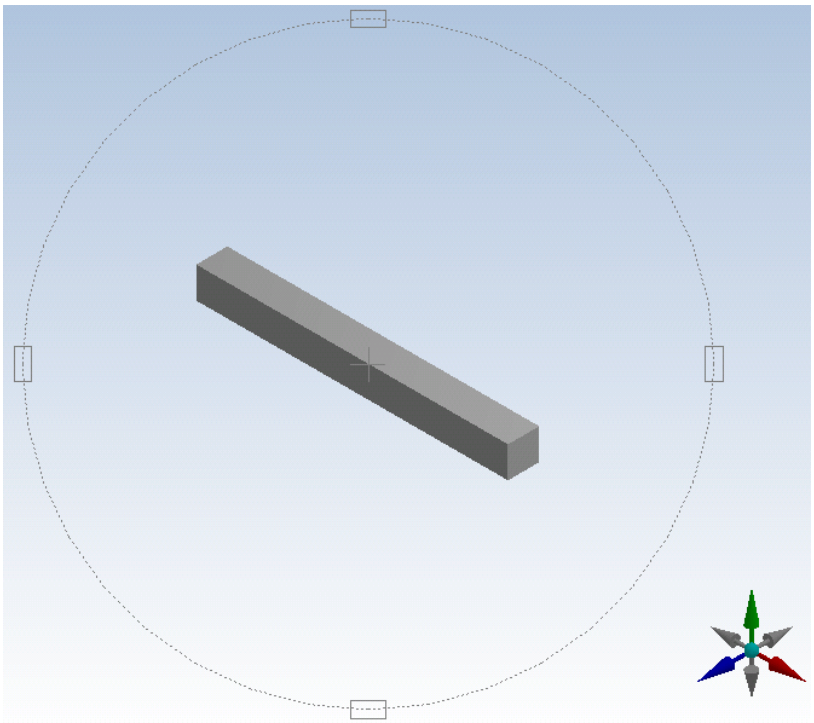
Eine leichtere Orientierung erhält mann, wenn die Achsen oder die Iso-Kugel des Koordinatensystems angeklickt werden. Das Modell dreht sich dann von der aktuellen Ansicht in die neue. Fährt man mit der Maus über die Achsen, wird die Richtung (X,Y, Z) angezeigt.



Obenstehende Icons verändern die Ansichten mit folgenden Funktionen: Rotieren; Verschieben, Skalieren, Zoomen, Fit, Lupe, vorige Ansicht, nächse Ansicht, nächse ISO-Ansicht, Draufsicht, Drahtmodus, Fenster

Rotieren: Details siehe nächste Seite
Verschieben: Verschieben des Teils in der Bildschirmebene
Skalieren: Maus auf und ab = vergrößern/verkleinern
Zoom: Rechteck aufziehen für neue Ansicht
Fit: Modell wird so skalliert, dass es komplett sichtbar ist
Lupe: Ein Bildschirmbereich wird vergrössert dargestellt
Vorige Ansicht: Es wird auf die letzte Ansicht umgeschaltet
Nächste Ansicht: Es wird auf die nächste Ansicht umgeschaltet
ISO: Die nächste ISO-Ansicht (ausgehend von der aktuellen)
Draufsicht:: Fläche selektieren und Icon wählen= Normale Ansicht
Drahtmodus/Schattierter Modus: Wechselnde Darstellung
Fenster: Ein/mehrere Ansichtsfenster

Ist das „Rotieren“-Icon aktiv, erscheint im Grafik-Window ein Kreis, mit einem mittigem Kreuz und 4 Rechtecken. Mit der linken Maustaste kann die Ansicht jetzt verändert werden:



Innerhalb des Kreises: Räumliches Drehen

Außerhalb des Kreises: Drehen um die Bildschirmachse

Innerhalb eines Rechtecks: Rotieren NUR Vertikal/Horizontal

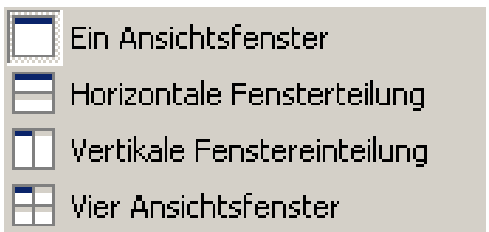
Klick auf das Modell: Neues Rotationszentrum

Klick neben das Modell: Zurücksetzen Rotationszentrum



Nebenstehendes Icon schalten den Drahtmodus ein/aus.

Unter



dem Icon Ansichtsfenster können Sie die Zahl der gleichzeitig sichtbaren Fenster einstellen. Durch anklicken des Fensters im Grafikbereich wird EIN Fenster aktiv gesetzt, auf das sich alle folgenden Darstellungen beziehen. Möchten Sie den Inhalt des 2., 3. oder 4. Fensters ändern, aktivieren Sie es durch anwählen, bevor Sie sich ein Ergebnisbild erzeugen lassen.

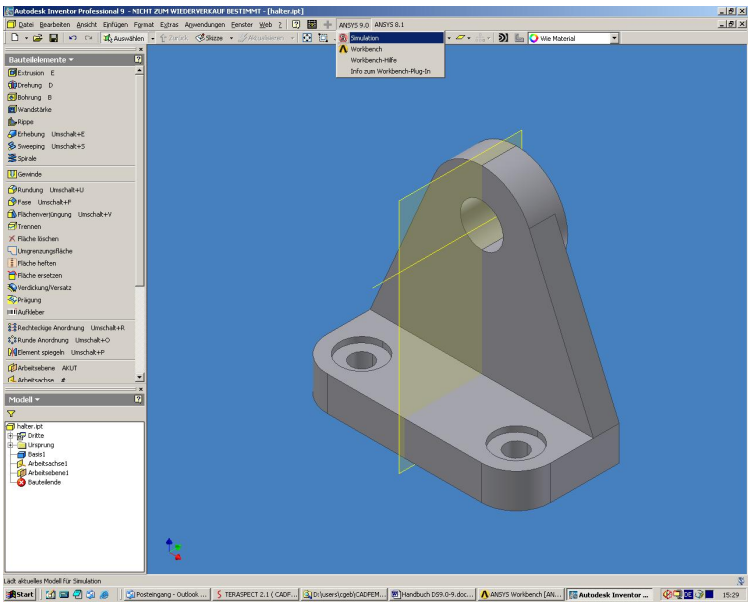
Es gibt die Möglichkeit, die Ansichtsteuerung (Drehen, Schieben, Zoomen) über eingene Tastenkombinationen zu definieren. Näheres dazu im Kapitel „Konfiguration von DesignSpace“

2.4 Erster Start: Workflow + Assistenten

DesignSpace ist Teil einer Produktfamilie, die sich aus mehreren Modulen zusammensetzt u. a. *DesignModeler,* zur Erstellung und Bearbeitung von parametrischen Geometriemodellen und *DesignXplorer*, zur Durchführung von Sensitivitätsstudien und Optimierungen. Aber auch schon bei der Verwendung von DesignSpace im Zusammenspiel mit einem CAD-System entstehen Datensätze, mit Bezug zueinander. So wird z. B. ein Link zwischen Berechnungsdaten und verwendeter CAD-Geometrie erstellt. Zur besseren Verwaltung und Übersicht gibt es daher einen „Projektmanager“. Dieser verwaltet alle einem „Projekt“ (einem Workflow) zugeordneten Dateien und die Beziehungen untereinander.

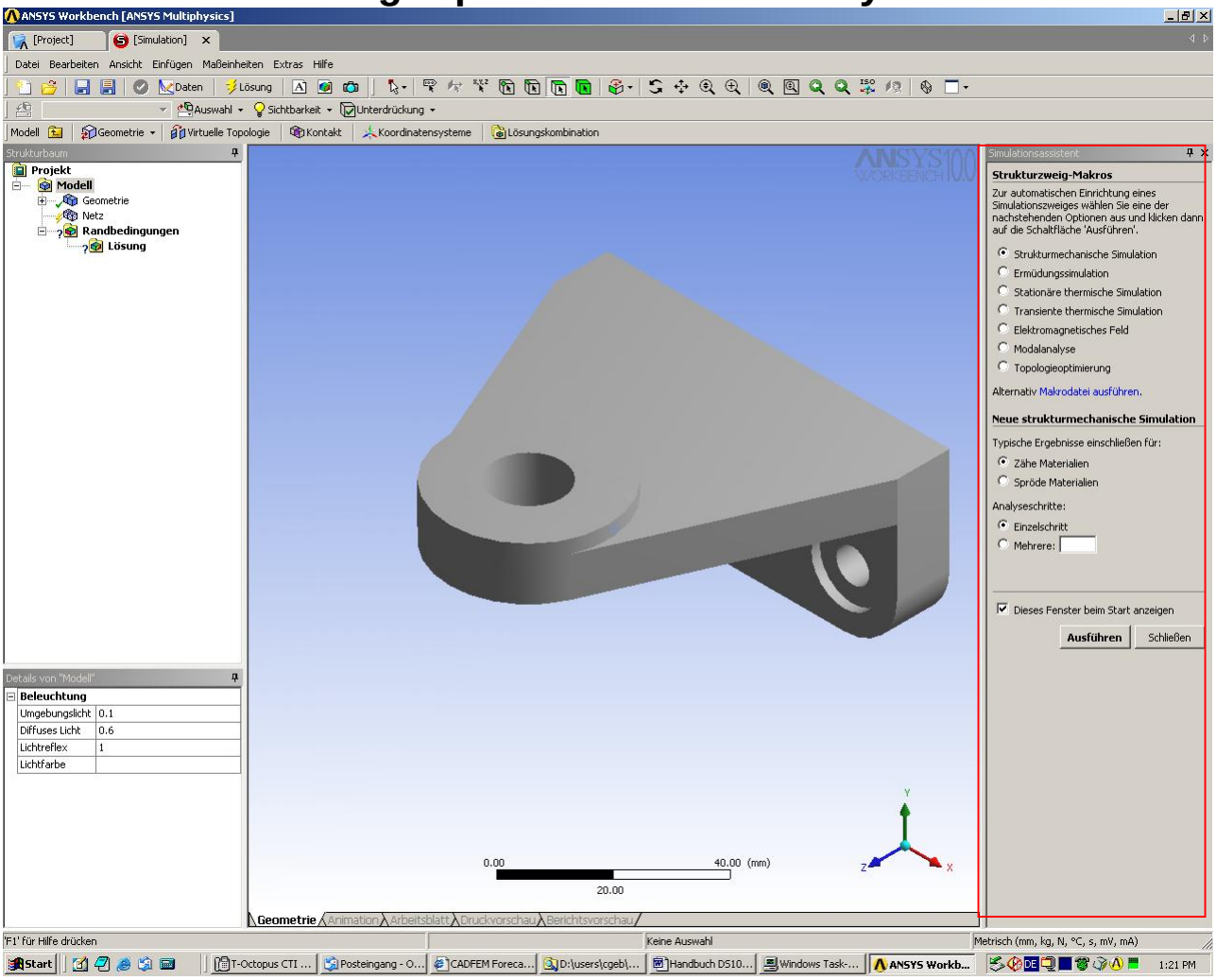
Beim Starten von DesignSpace direkt aus der CAD-Umgebung gibt es 2 Alternativen:

- Direkter Start der Simulation (Menü ANSYS0.0/Simulation)
- Definition der Projektdaten und anschliessende Simulation (Menü „Workbench“)

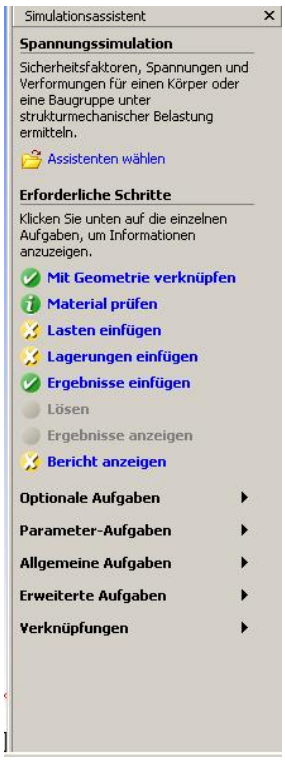


Sollten Sie ohne CAD-System arbeiten, weil Sie SAT-, Parasolid-, IGES- oder CATIA-Geometrie einlesen, verfahren Sie zum Laden der Geometrie nach Kapitel 2.4.2 Workbench.

2.4.1 Start von DesignSpace aus dem CAD-System



Im CAD-System befindet sich ein Menüpunkt ANSYS10.0, darunter „Simulation“. Damit wird die aktive CAD-Geometrie nach DesignSpace übertragen und rechts ist der entsprechende Assistent auszuwählen (Strukturmechanische Simulation, zähes Material, Einzelschritt).
Alternativ können für Lebensdauerabschätzung der „Ermüdungssimulation“, für Schwingungsberechnungen (Modalanalyse) der „Frequenzzweig“, zur Formfindung von statisch belasteten Bauteilen die „Topologieoptimierung“ und für Temperaturfeldanalysen die „stationäre thermische Simulation“ ausgewählt werden. Die „transiente thermische Simulation“ und das „elektromagnetische Feld“ sind im Funktionsumfang von DesignSpace nict enthalten.
Mit „Ausführen“ startet der entsprechende Assistent.

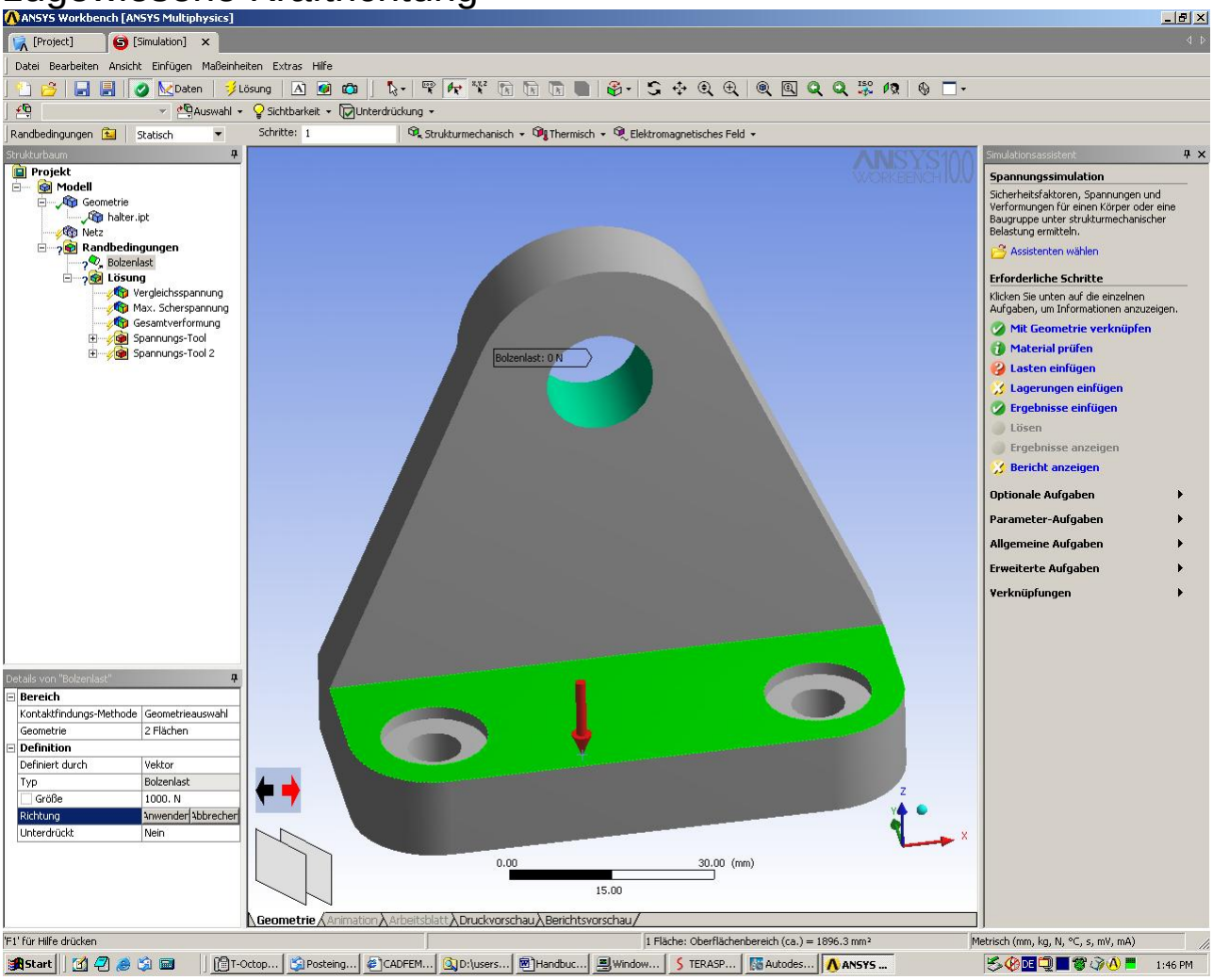


Der angezeigte Assistent hilft Ihnen, nacheinander die erforderlichen Schritte (required Steps) abzuarbeiten.
Grüne Felder **können** angewählt werden um
Mit „Material prüfen“ wird z. B. das standardmässig definierte Material „Baustahl“ angezeigt und kann durch ein anderes aus der Materialdatenbank ersetzt werden. Näheres dazu in Kapitel 13.
vordefinierte Werte zu sichten und zu ändern.
Gelbe Felder **müssen** angewählt werden um die Eingabe zu vervollständigen.



Mit „Lasten einfügen“ wird der Anwender aufgefordert, aus dem „strukturmechanisch“-Menü eine Belastungsart auszuwählen. Im „Detail“-Fenster sind jetzt die einzelnen Eigenschaften der Belastung wie z. B. Größe und Richtung zu definieren. Weitere Hilfestellung dazu erhält man durch Anwählen des gelben Feldes (=erforderliche Eingabe) von „Lasten einfügen“ im Assistenten.

Wenn DesignSpace zeigt durch ein gelbes Feld im Detail-Fenster anzeigt, dass die Geometrie, auf der die Last wirken soll, noch nicht definiert ist, muss die Geometrie, an der die Last angreift zugeordnet werden. Mit der linken Maustaste können am CAD-Modell eine oder mehrere (CTRL-Taste halten) Flächen, Kanten oder Punkte ausgewählt werden. Um die Selektion abzuschließen, muss das gelbe Feld „Keine Auswahl“ (neben Geometrie) und das dann erscheinende „Anwenden“ angewählt werden.
Analog wird die Kraft-Größe (Magnitude) als nächste zu definierende Größe angezeigt. Bitte anwählen und Wert eintragen.
Die nächste zu definierende Eigenschaft ist die Kraftrichtung. Nach einem Klick auf „Zum Definieren Klicken“ kann am CAD-Modell eine Fläche, Kante oder 2 Punke angewählt werden, die die Richtung (nicht den Ort) der Krafteinleitung bestimmen. Der rote Pfeil zeigt die gerade aktuell gefundene, aber noch nicht zugewiesene Kraftrichtung



Bei Bedarf kann mit den beiden rot-schwarzen Pfeilen im CAD-Fenster die Kraftrichtung umgedreht werden. Mit „Anwenden“ wird die Kraftdefinition abgeschlossen. Der grüne Kraft-Pfeil, zeigt die zugewiesene Kraftrichtung.



Der Assistent zeigt an, dass im nächsten Schritt die Lagerung zu definieren ist. Wird „Lagerung einfügen“ angewählt, wird der Anwender aufgefordert eine Lagerung unter „Strukturmechanisch“ auszuwählen z. B. „Fixierte Lagerung “. Jetzt kann die Geometrie ausgewählt und mit „Anwenden“ die Lagerungsdefinition abgeschlossen werden.



Bei „Ergebnisse einfügen“ ist mindestens ein mechanisches Ergebnis aus den Bereichen „Spannungen“, „Dehungen“ oder „Verformung“ bereits definiert, es können sowohl vor als auch nach der Analyse weitere Ergebnisse ohne zusätzlichen Rechenaufwand definiert werden..

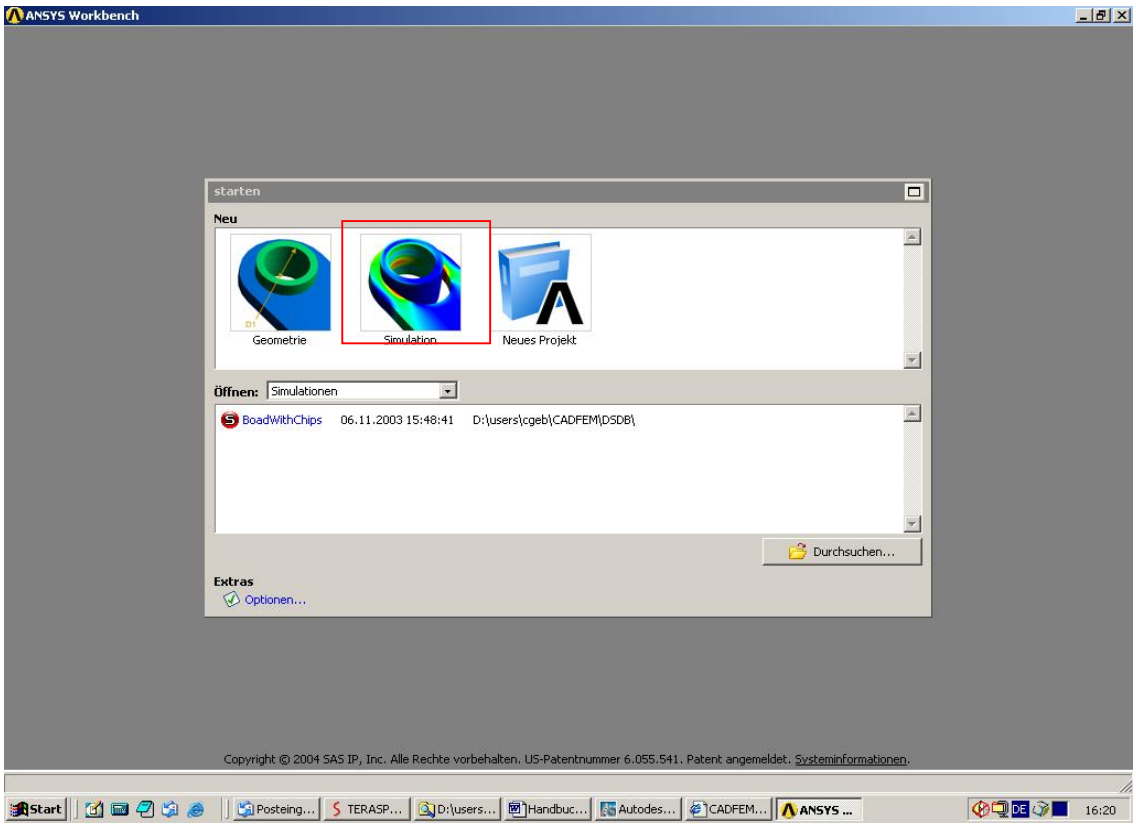
Anschließend zeigt der Assistent beim Anklicken von „Lösen“, dass mit dem gelben Blitz „Lösung“ in der Mitte des oberen Bildschirmrandes die Berechnung gestartet werden kann.
Nach der Berechnung fordert der Assistent mit „Ergebnisse anzeigen“ auf, im Strukturbaum ein Ergebnis anzuwählen, dass dann im Graphik-Fenster angezeigt wird. Weitere Hinweise zur Ergebnisdarstellung finden Sie im Kapitel 3.

Zum Abschluß der Analyse „Datei“ und „Speichern“ anwählen, danach den Simulations-Tab durch anwählen des „X“ schliessen. Der im folgenden dargestellte Projektmanager zeigt, welche Dateien unter welchem Projektnamen zusammengefasst sind, also z. B. das Berechnungs-MODELL (Endung dsdb) und die CAD-Geometrie unter dem Projektnamen „CAD-Teilename“ (Endung wbdb). Bevor das Projekt geschlossen werden kann, muss mit Datei „speichern“ oder „Alles speichern“ gespeichert werden. Gespeichert werden die Dateien in dem angzeigten Verzeichnis, typischerweise das, von dem die CAD-Geometrie importiert wurde.



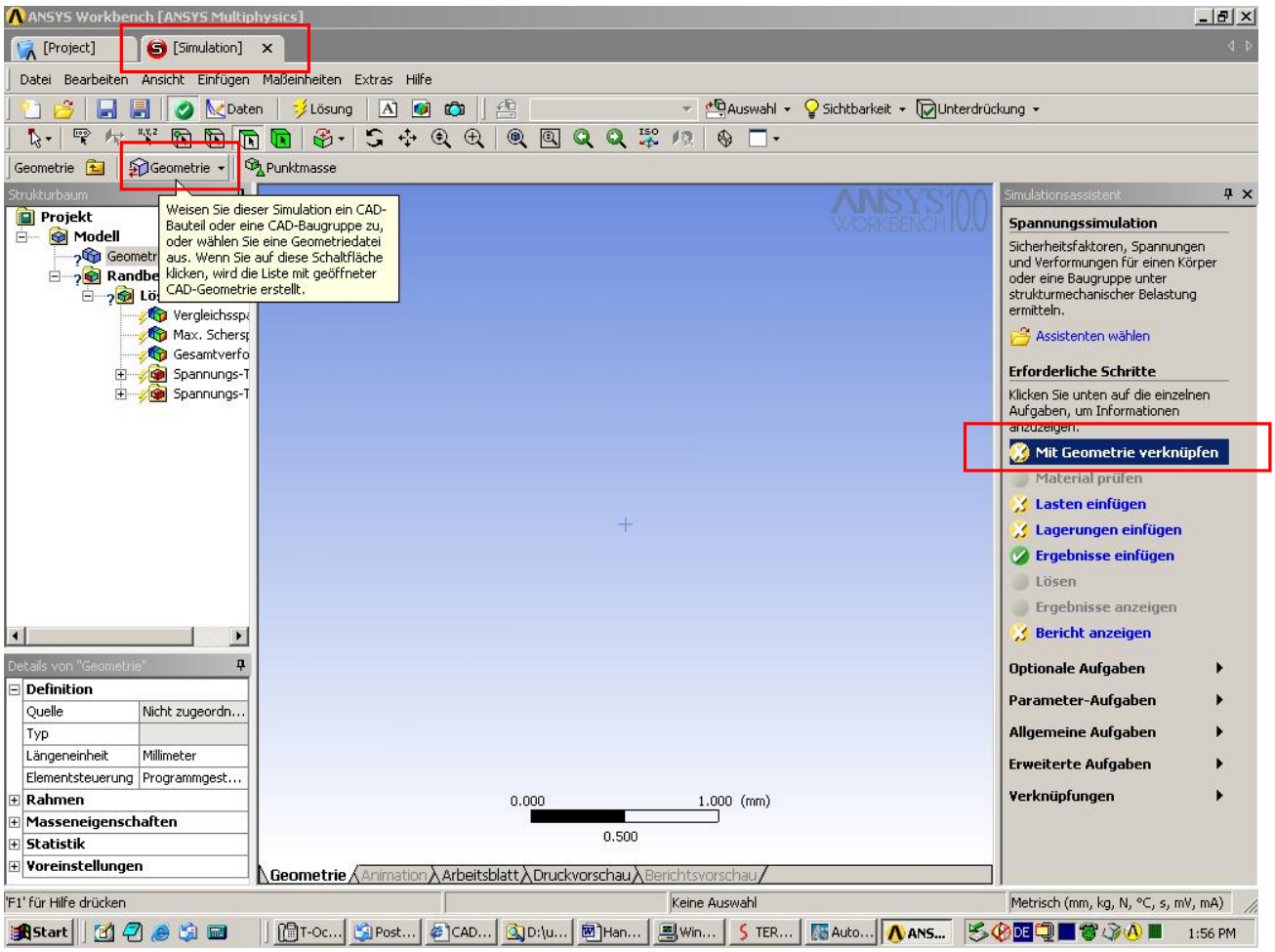
2.4.2 Start von DesignSpace ohne CAD-System à Workbench

Wird DesignSpace aus der CAD-Umgebung heraus über den Menüpunkt „Workbench“ gestartet oder direkt über die Programmgruppe ANSYS9.0, erscheint folgende Startmaske, aus der die verschiedenen Workbench-Module gewählt werden können (je nach vorhandener Lizenz):



Das Icon „Simulation“ führt zur Berechnung mit DesignSpace.

Zuerst wird die Art der Berechnung im Assistenten (rechts) festgelegt. Für eine Berechnung auf Spannung und Verformung heisst das „Strukturmechanische Simulation“, „zähes Material“ (wenn der Werkstoff zäh ist, z. B. bei Baustahl) und „Einzelschritt“. Mit „Ausführen“ wird der Assistent gestartet. Anschliessend muss mit „Mit Geometrie verküpfen“ unter dem angezeigten Punkt „Geometrie“ und „Aus Datei“ eine Geometrie-Datei wie z. B. ACIS (SAT), Parasolid, Step oder IGES ausgewählt und importiert werden.

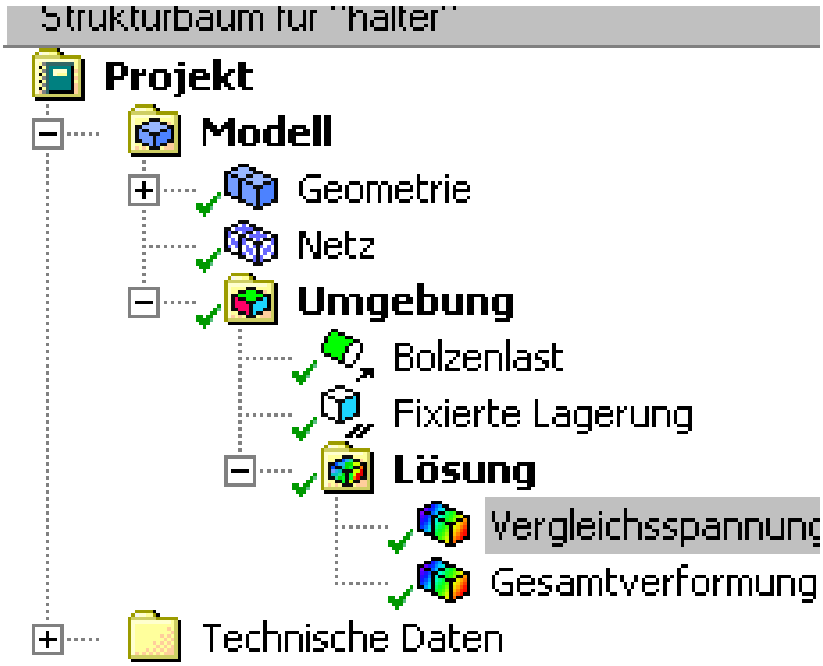


Die Workbench-Oberfläche ist über Reiter in verschiedene Applikationen unterteilt. Zum Berechnen wird mit DesignSpace die Applikation „Simulation“ aktiviert. Daneben gibt es noch den Projektmanager unter „Project“ und die Datenverwaltung für „Engineering Data“ (Material- und Konvektionsdaten. Bei Bedarf kann zwischen diesen Applikationen über die Reiter umgeschaltet werden.

Die folgenden Schritte entsprechen denen, die im Kapitel 2.4.1 beschrieben sind (Auswahl des Assistenten + vervollständigen der Eingaben).

Der DesignSpace Strukturbaum

Der DesignSpace-Strukturbaum ist ähnlich gestaltet wie der Windows-Explorer. Wenn Sie mit der Handhabung von



Windows2000 oder WindowsXP vertraut sind, werden Sie auch den DesignSpace-Strukturbaum sehr schnell bedienen können. Nachdem Sie eine Berechnung mit dem DesignSpace-Assistenten durchgeführt haben, erhalten Sie im Strukturbaum etwa folgendes Bild:

Ergänzung: In jeder DesignSpace-Sitzung können mehrere Modelle, mit unterschiedlicher Geometrien definiert werden. Jedes Modell kann sich wiederum aus mehren Lastfällen (Umgebungen) zusammensetzen. Für sämtliche Elemente dieses Strukturbaums werden automatisch generierte Namen vergeben. Diese können durch eigene, sprechende Namen ersetzt werden (F2), damit der Anwender einen schnellen Überblick über seine durchgeführten Berechnungsaufgaben erhält. Über die Windows-Funktionalität Cut&Paste können Lastfälle oder Projekte sehr einfach gelöscht, verschoben und kopiert werden. Der Status für jede Stufe im Strukturbaum wird über grafische Elemente im Strukturbaum angezeigt:

Grüner Haken: Alles ok
Gelber Blitz: Bereit zur Berechnung
Blaues Fragezeichen: Eingabe fehlt
Graues X: Unterdrückt
Rotes Ausrufezeichen: Achtung
Grüner Pfeil nach unten: ausgelagerte Berechnung fertig zum laden
Grüner Blitz: Wird gerade Berechnet

Zu jedem Punkt des Projektbaums (Projekt-Modell-Umgebung-Lösung) können die Eingaben, die über den Assistenten vorgegeben wurden, geändert oder zusätzliche Eigenschaften definiert werden. Dazu wird der entsprechende Punkt mit der linken Maustaste angewählt und im „Detail“-Window erscheinen alle Parameter hierzu.

Zur Projektdokumentation kann z. B. unter **”Projekt”** eine Kurzbeschreibung der Berechnungsaufgabe (Author, Thema...) abgelegt werden.

Unter **„Geometrie“** werden alle globalen Parameter (z. B. Einheitensystem der Geometrie) sowie alle eingelesenen Teile mit ihren Eigenschaften wie Material, Masse, Status, Sichtbarkeit, Farbe etc. aufgelistet. Jedes Teil kann über das „Detail“-Window unterdrückt oder ausgeblendet werden, neue Materialeigenschaften erhalten, transparent dargestellt werden etc.

Bei Baugruppen werden unter **„Kontakt“** die Kontakte zwischen den Teilen verwaltet. Die automatische Kontakttoleranz kann im „Detail“-Window verändert werden. Manuelle Kontakte werden über die Kontext-Funktion „Kontakt“ generiert (siehe Kapitel „Baugruppen“).

Zur Steuerung der Berechnungsgenauigkeit und –geschwindigkeit kann im „Detail“-Window unter **”Netz”** die Relevanz (Gewichtung) angewählt werden. Dazu wird der Schieberegler unter „Relevanz“ in einem Wertebereich von –100 bis +100 verschoben. Ist der Schieberegler ganz nach links gestellt, ist die Genauigkeit gering,

dafür jedoch die Rechengeschwindigkeit hoch. Ist der Schieberegler nach rechts gestellt, ist hohe Genauigkeit eingestellt, die jedoch auch mehr Rechenzeit und Speicherplatz erfordert. Diese Einstellungen gelten global für die komplette Baugruppe.
Sollen ein oder mehrere Bauteile davon unabhängig eine andere Relevanz erhalten, dann kann über die Kontext-Funktion „Relevanz“ ein zusätzlicher Relevanz-Eintrag (im Strukturbaum unter „Netz“) definiert werden. Dabei muss für diesen zusätzlichen Relevanz-Parameter eine Geometrie (Bereich) angegeben werden; also z. B. das Volumen, die Fläche oder Kante für den er gelten soll.

Zusätzlich können – je nach installierten Modulen – weitere Vernetzungsparameter mit der Kontext-Funktion „Netzsteuerung“ definiert werden (Im Strukturbaum „Netz“ anwählen). Neben der Elementgröße bezogen auf Volumen, Flächen und Kanten (lokale Verfeinerungen, können auch die Elementform (Hex/Tet), Strukturieung und Verfeinerungen definiert werden.

Sollten Sie im DesignSpace-Explorer **Randbedingungen** definieren wollen, selektieren Sie eine oder mehrere Flächen, wählen im Strukturbaum “Umgebung” und aus den Kontext-Funktionen das entsprechende Icon.

Um die **Berechnung** zu starten, wählen Sie bitte ”Lösungsvorgang” im Strukturbaum an und aktivieren Sie mit der rechten Maustaste den Punkt ”Lösungsvorgang” oder verwenden Sie den Gelben Blitz oben in der Mitte.

2.5 Berechnung geometrischer Varianten

Mit dem Befehl „Aktualisieren“ („Geometrie“ im Strukturbaum anwählen, Icon „Aktualisieren“ oben links) werden Modifikationen, die nachträglich an den CAD-Daten vorgenommen wurden, in die Geometrie, die in DesignSpace vorliegt, einbezogen.

Wichtig:

- Überprüfen Sie alle Lastfälle unter dem aktualisierten Modell und vergewissern Sie sich, dass alle Lasten und Einspannungen weiterhin an den richtigen Stellen wirken. Wenn Flächen wegfallen, auf denen in der ursprünglichen Variante Lasten oder Lagerungen definiert wurden, zeigt DesignSpace dies an. Diese Randbedingungen sind dann nicht mehr wirksam!
- Diese Assoziativität ist verfügbar für Pro/E, Unigraphics, Inventor, SolidWorks, Solid Edge, Mechanical Desktop – jedoch noch nicht für ACIS-, CATIA- oder PARASOLID-importierte Geometrien.
- Es empfiehlt sich, vor einem „Aktualisieren“ den Strukturbaum ab der Ebene „Modell“ zu kopieren und neu Einzufügen. Das „Aktualisieren“ sollte dann an der Kopie des Strukturbaums vorgenommen werden. Auf diese Weise bleiben beide Berechnungsergebnisse im direkten Vergleich nebeneinander bestehen.
- Beim Aktualisieren kann die urpüngliche CAD-Datei oder die gerade im CAD-System aktive CAD-Geometrie aktualisiert werden. Die 2. Option ist immer dann sinnvoll, wenn eine weiter ausdetailliertere Konstruktion unter einem anderen Namen abgespeichert wurde. Dazu das geänderte Bauteil unter neuem Namen im CAD-System laden und in DesignSpace unter dem Menü „Geometrie“ den neuen Teilenamen anwählen.
- DesignSpace kann auf die Parameter des CAD-Modells zugreifen. Der Anwender kann diese Parameter in DS verändern. Beim Aktualisieren muss entschieden werden, ob die geänderten Maße in DS verwendet werden sollen, um die Geometrie neu aufzubauen, oder ob die ursprünglichen Maße im CAD-System für die Geoemetrie-Erzeugung verwendet werden sollen.

Anmerkungen

- Die Berechnung ist je nach Bauteil und Genauigkeitsvorgabe ein zeitaufwendiger Prozess. Stellen Sie sicher, dass Sie alle erforderlichen Eingaben für eine vernünftige Analyse eingegeben haben und dass der Rechner für die Dauer der Analyse ohne Unterbrechung arbeiten kann.
- Wenn bereits Ergebnisse vorliegen, Sie jedoch noch zusätzliche Ergebnisgrößen (s. u.) benötigen, können Sie diese mit den Kontextfunktionen berechnen lassen. Dies erfordert meist nur wenige Sekunden, da auf dem bereits bestehenden Ergebnis aufgesetzt wird.
- Falls Sie nicht aktualisierte Ergebnisse angezeigt bekommen (rote Felder in „Details" bzw. gelbe Blitze im Strukturbaum) sollten Sie sie mit "Lösung" aktualisieren.
- Falls in Ihrem Strukturbaum ein blaues Fragezeichen erscheint, ist die Eingabe noch nicht vollständig. Sie sollten Ihre Eingaben noch einmal überprüfen. Dazu wählen Sie bitte die einzelnen Punkte im Strukturbaum an und prüfen Sie den Status im „Detail"-Window.
- Die üblichen Berechnungszeiten liegen im Bereich von ca. wenigen Minuten bis einigen Stunden. Bei deutlich höheren Rechenzeiten, prüfen Sie bitte die Konfiguration Ihres Rechners. Insbesondere kommen dem Hauptspeicherausbau und der Geschwindigkeit des Plattenzugriffs zentrale Bedeutung zu.

2.5.1Hinweise im Strukturbaum und im “Detail”-Fenster

Über Farben wird der Status von Eigenschaften im „Details“-Fenster unterhalb des Strukturbaums angezeigt:
Grün: Alle Eingaben vorhanden/vordefiniert
Gelb: Fehlende/unvollständige Eingabe
Grau: Ausgabe zur Information (nicht änderbar)
Weiss: Änderbare Eigenschaft
Rot: Ungültig (z. B. nach Änderungen ohne Neuberechnung)

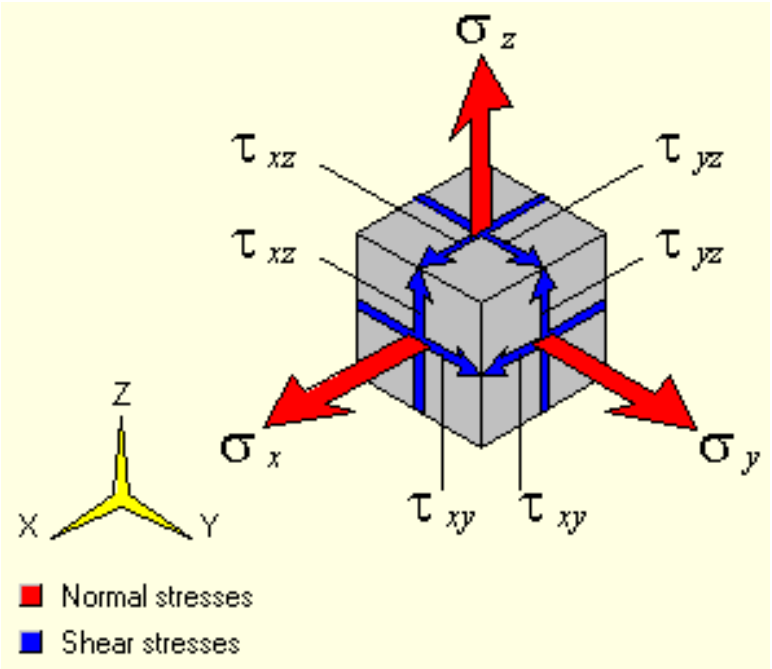
Im Strukturbaum selbst gibt es folgende Symbole:
Grüner Haken: Alles ok
Gelber Blitz: Bereit zur Berechnung
Blaues Fragezeichen: Eingabe fehlt
Graues X: Unterdrückt
Rotes Ausrufezeichen: Achtung
Grüner Pfeil nach unten: ausgelagerte Berechnung fertig zum laden
Grüner Blitz: Wird gerade Berechnet

3 Ergebnisauswertung

Ist die Berechnung fertiggestellt, sehen Sie die Verteilung eines Ergebnisses über das komplette Bauteil in Form eines farbigen Konturbildes, wenn Sie das gewünschte Ergebnis anwählen.

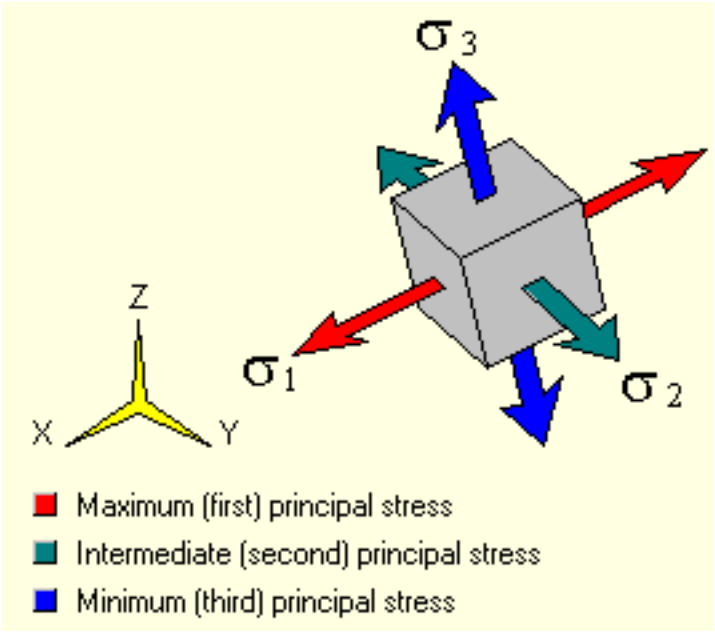
3.1 Spannungen

Der dreidimensionale Spannungszustand nach der Elastizitäts-Theorie sieht an einem infinitesimal kleinen Volumen wie folgt aus:



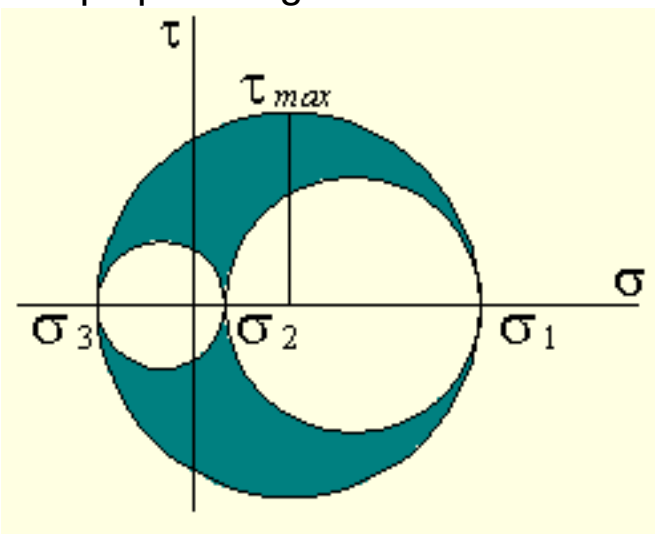
Normalspannungen sind die Spannungen σ_x, σ_y , σ_z , die senkrecht auf die zu betrachtende Fläche wirken.
Die Schubspannungen τ_{xy}, τ_{yz}, τ_{xz} wirken dagegen in der betrachteten Ebene.
Normal-Zugspannungen sind positiv, Normal-Druckspannungen sind negativ.
Schubspannungen sind positiv, wenn die 2 definierenden Achsen sich zueinander drehen (Rechte-Hand-Regel). Diese sechs Werte sind Komponenten des dreidimensionalen Spannungszustandes. Diese Komponenten sind in DesignSpace darstellbar. Die entsprechenden Dehnungen sind ebenfalls vorhanden.

Das infinitiv kleine Volumen, das nach globalen Koordinaten ausgerichtet ist, kann nun so gedreht werden, dass die Schubspannungen Null werden, d. h. es treten nur Normalspannungen auf. In diesem schub-spannungsfreien Zustand



sind die Normalspannungen maximal, man spricht daher auch von den Hauptspannungen. Von physikalischer Bedeutung sind die Hauptzugspannungen σ_1 und die Hauptdruckspannungen σ_3. Sie werden oft auch für die Berechnung von Vergleichs-spannungen herangezogen.

Die maximale Schubspannung erkennt man aus dem Mohrschen Spannungskreis. Sie ergibt sich zu $\tau_{max}=(\sigma_1-\sigma_3)/2$. Die Hauptspannungen und die maximale Schubspannungen sind



Invarianten, d. h. sie hängen nicht von der Orientierung des Berechnungsmodells im Raum ab, sondern lediglich von den physikalischen Größen. Sie lassen sich daher gut zur Beurteilung des Bauteilverhaltens heranziehen.

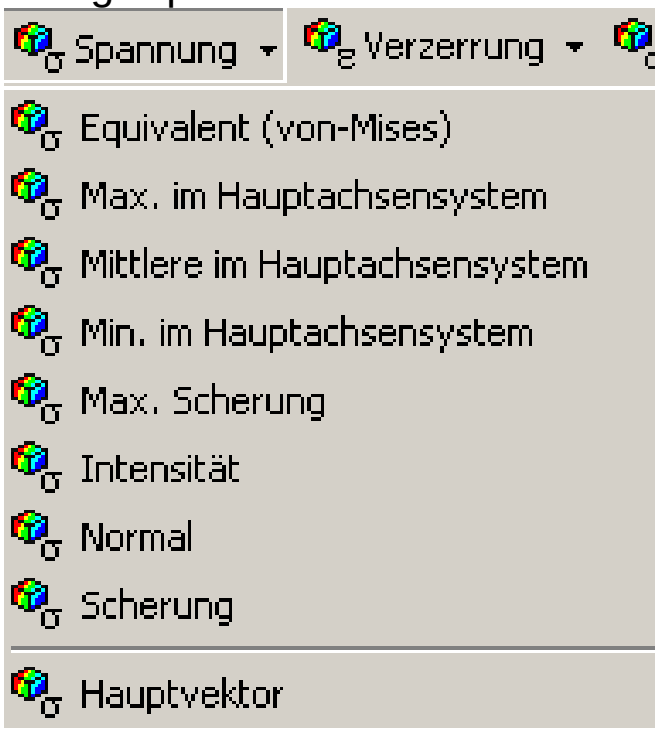
In der Regel ist der sich einstellende Spannungszustand eines komplexen Bauteils unter realen Kräften dreidimensional. Die üblichen Vergleichsgrößen der Werkstoffe werden jedoch in einer eindimensionalen Kenngröße (z. B. Zuggrenze) ermittelt. Je nach Werkstoffverhalten kann der dreidimensionale Spannungszustand in eine skalare Vergleichsgröße umgerechnet werden, die zum einen deutlich einfacher in der Handhabung ist (beispielsweise um Varianten miteinander zu vergleichen) und schließlich auch einen Vergleich der errechneten Spannung mit den zulässigen Spannungen aus den Werkstoff-Versuchen ermöglicht.

Insgesamt gibt es 4 verschiedene Methoden, eine solche Spannung zur Bewertung des dreidimensionalen Spannungszustandes zu berechnen:

- Vergleichsspannung nach von Mises, Gestaltänderungshypothese (Max Equivalent Stress)
  Anwendung: zähes Material wie Alu oder Stahl das durch auftreten plastischer Deformation versagt, wenn die errechnete Vergleichsspannung größer als der Werkstoffkennwert ist ($\sigma_{equivalent} > S_{limit}$)
  Werkstoffkennwert: Fließgrenze (nur bei deutlich ausgeprägtem Fließen!!) oder Bruchgrenze
  Formel: $\sigma_{equivalent} = \sqrt{0.5((\sigma1-\sigma2)^2+(\sigma2-\sigma3)^2+(\sigma3-\sigma1)^2)}$
- Maximale Schubspannung, Schubspannungshypothese
  Anwendung: Kunststoffe
  Formel: $\sigma_{Intensity}=\sigma_{Tresca}=2\tau_{max}$
- Mohr-Coulomb Theorie, Theorie der internen Reibung (Mohr-Coulomb Stress)
  Anwendung: sprödes Material wie gehärtete Stähle
  Formel: $\sigma_1/S_{maxZug}+\sigma_3/S_{maxDruck}<1$
- Maximale Zugspannung (Max Tensile Stress)
  Anwendung: Gusswerkstoffe wie z. B Gusseisen
  Werkstoffkennwert: Bruchgrenze aus dem Zugversuch
  Formel: $\sigma_{Zug} = \sigma_1$=Hauptzugspannung (maximal principal stress)

  Je nach Werkstoff und Belastung ist also die richtige Vergleichsspannungshypothese auszuwählen.

Von den oben beschriebenen Spannungen lassen sich folgende mit DesignSpace berechnen:



Vergleichsspannungen nach von Mises (equivalent)
Max. Hauptspannungen (maximum principal)
Mittlere Hauptspannung (intermediate principal)
Minimale Hauptspannung (minimum principal)
Maximale Schubspannung (maximum shear)
Spannungsintensität (intensity)
Normalspannungen in globaler X-Richtung (world X component)
Normalspannungen in globaler Y-Richtung (world Y component)
Normalspannungen in globaler Z-Richtung (world Z component)
Schubspannungen in der XY-Ebene (world XY component)
Schubspannungen in der YZ-Ebene (world YZ component)
Schubspannungen in der XZ-Ebene (world XZ component)
Normal- und Schub-Spannungen können in lokalen Koordinatensystemen (kartesisch, polar) dargestellt werden.

3.2 Dehnungen

Bedeutung analog wie Spannungen
Achtung: Angaben nicht in Prozent sondern absolut (0.001=0.1%)

3.3 Verformungen

Die Verformung ist das wichtigste Hilfsmittel, um die Güte einer Berechnung zu überprüfen. Der wesentliche Faktor, der die Genauigkeit einer Berechnung bestimmt, ist die Güte der Randbedingungen. Zur Kontrolle der Randbedingungen betrachtet man die Verformung, da man diese noch recht einfach auf Plausibilität überprüfen kann. Ein sehr wertvolles Hilfsmittel dabei die Skalierung der Verformung. Die Skalierung kann vergrößert werden, so dass die Verformungstendenz besser sichtbar wird.



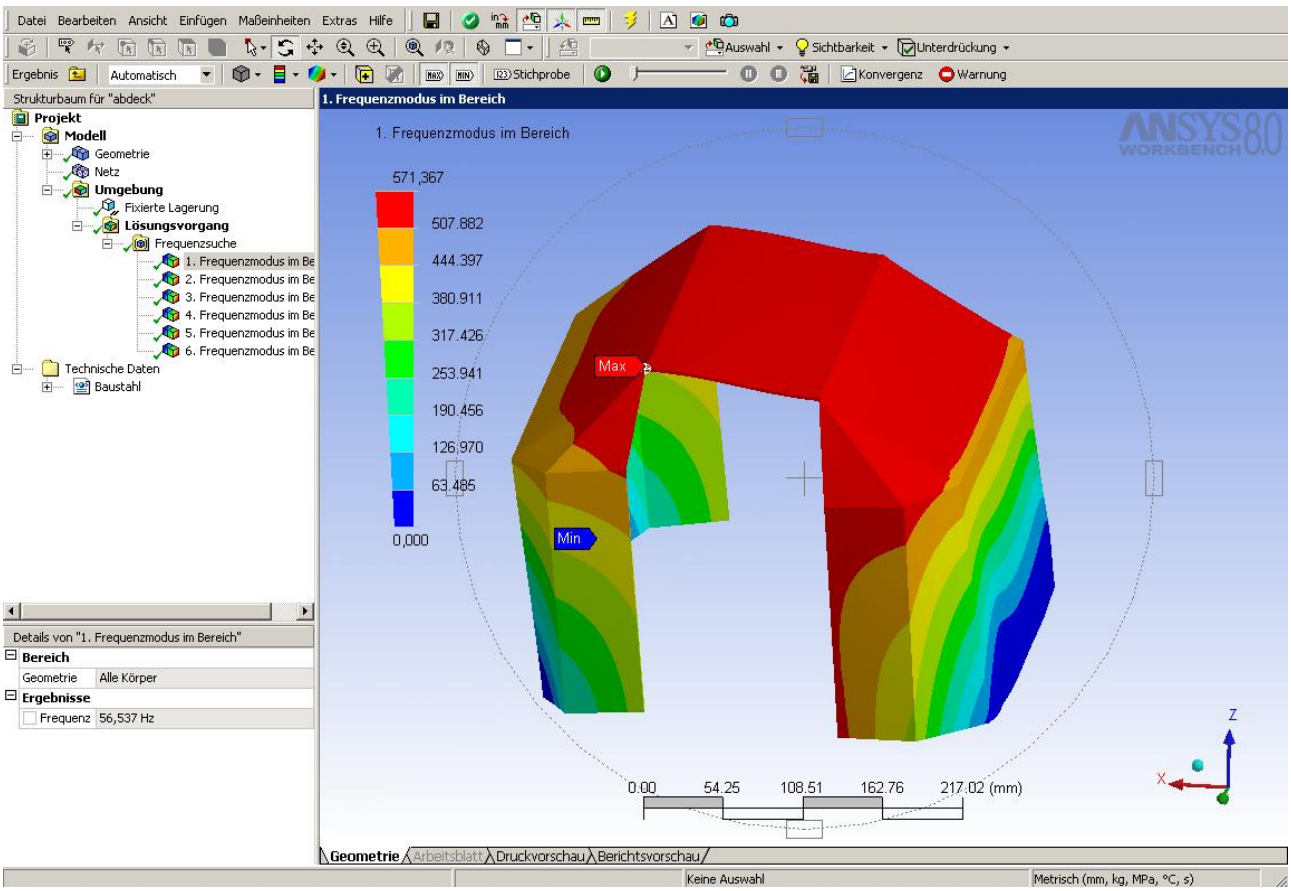
Der automatische Skalierungsfaktor kann verstärkt (2x Autom., 5x Autom.) oder abgemindert werden (0.5x Autom.). Es kann auch ein eigener Skalierungsfaktor eingetippt werden.
Stimmt das Verformungsverhalten in der Berechnung nicht mit dem erwarteten Verformungsverhalten im realen Anwendungsfall überein, sollten die Randbedingungen neu überdacht und umdefiniert werden.

Gesamtverformung: Vektorsumme der Verformung (Deformation)
Verschiebungskomponente:
X-Komponente der Verformung (world X component)
Y-Komponente der Verformung (world Y component)
Z-Komponente der Verformung (world Z component)

Verformungen können in lokalen Koordinatensystemen (kartesisch, polar) dargestellt werden.

3.4 Eigenfrequenzen

Die Eigenfrequenz- oder Modalanalyse in DesginSpace ermittelt, welche Eigenfrequenzen für ein Bauteil unter bestimmten Situationen vorliegen. Liegt eine der Eigenfrequenzen in der nähe einer Erregerfrequenz (z. B. durch Unwucht einer drehenden Welle), besteht die Gefahr einer Resonanzschwingung. Falls ein solcher Resonzanzfall auftritt, kann die zu der kritischen Eigenfrequenz gehörige Schwingungsform als Animation dargestellt werden, so dass man leicht erkennen kann, wie die Schwingung aussieht und welche Gegenmassnahmen man ergreifen muss.



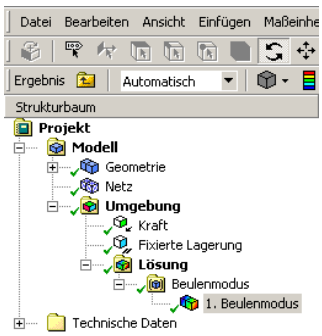
Beispiel: Oben gezeigte Abdeckhaube sitzt über einem Antrieb mit einer Drehzahl von 3800 U/min. Dies entspricht einer Frequenz von 63 U/sek = 63 Hz. Berechnet man mit DesignSpace die Eigenfrquenzen, zeigt DesignSpace die erste Eigenfrequenz bei 62,7 Hz. D. h. die erste Eigenfrequenz wird zum Schwingen angeregt. Die zugehörige Eigenform (Form der Schwingung) der

Abdeckhaube deutet darauf hin, dass im oberen Bereich (rot) eine Versteifung in Querrichtung hilfreich wäre, die diese Schwingungsform behindert.
Neben den Eigenfrequenzen lässt sich für jede Schwingungsform auch die relative Spannungsverteilung berechnen (Im Strukturbaum Frequenzsuche anwählen, rechte Maus, einfügen/Spannung/Vergleichsspannung; im Detailfenster Schwingungsmode eingeben). Die Spannungsverteilung in der Modalanalyse zeigt mit den hochbelasteten Bereichen die Stellen, die grossen Verzerrungen unterworfen sind, d. h. wo versteifende Massnahmen ansetzen sollten.

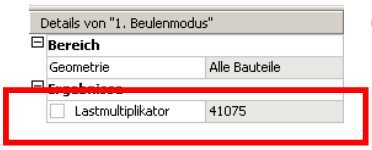
Die Zahlenwerte an der Farblegende haben keine physikalische Bedeutung. Der einzige Zahlenwert der sich in der Modalanalyse ermitteln lässt sind die Frequenzen selbst. Weder Verformung noch Spannung lassen sich berechnen, weil dafür 2 wesentliche Grössen, nämlich Anregung und Dämpfung fehlen.

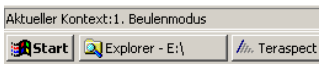
3.5 Beulkräfte und -formen

Die Beulanayse ist eine Technik zum Bestimmen von Beullasten (d. h. kritische Lasten, bei denen eine Struktur instabil wird) und Beuleigenformen (d. h. die charakteristische Form, die sich auf die Antwort der Struktur durch Ausbeulen bezieht).



Bei der Eigenwertbeulanalyse wird die theoretische Beulfestigkeit einer linearen elastischen Struktur bestimmt. Diese Methode wird in der Literatur auch als elastische Beulanalyse bezeichnet: So stimmt z. B. die Eigenwertbeulanalyse eines Knickstabes mit der klassischen Knickung nach Euler überein. Wie jedoch allgemein bekannt ist, verhindern Imperfektionen und Nichtlinearitäten, dass die meisten „realen Strukturen“ ihre theoretische Beulfestigkeit erreichen. Aus diesem Grund führt die Eigenwertbeulanayse oft zu nichtkonservativen Ergebnissen (spiegeln also eine zu hohe Sicherheit vor) und sollte deshalb im allgemeinen nicht allein für die täglichen Anwendungsfälle verwendet werden.



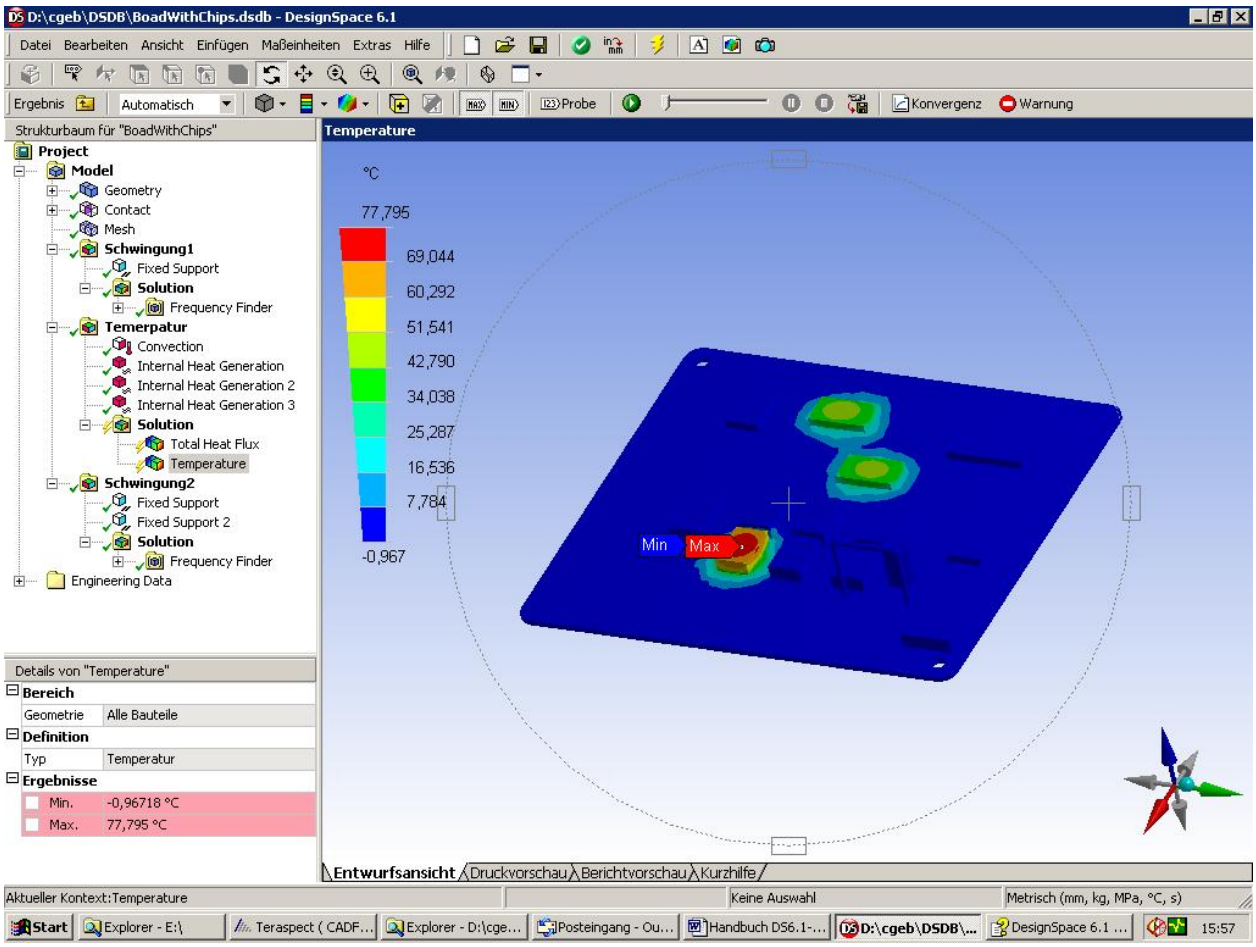


In der Beulanalyse wird DesignSpace ein Einheitslastfall definiert, also z. B. 1 N, 1 kN, 1 MN. Für diese Last wird dann ein sog. Lastmultiplikator errechnet. Die definierte Last multipliziert mit diesem Lastmultiplikator ist die Beullast.

Anmerkung: Es dürfen keine anderen Ergebnisse (Frequenzen, Temperaturen, Verformungen, Spannungen) definiert sein!

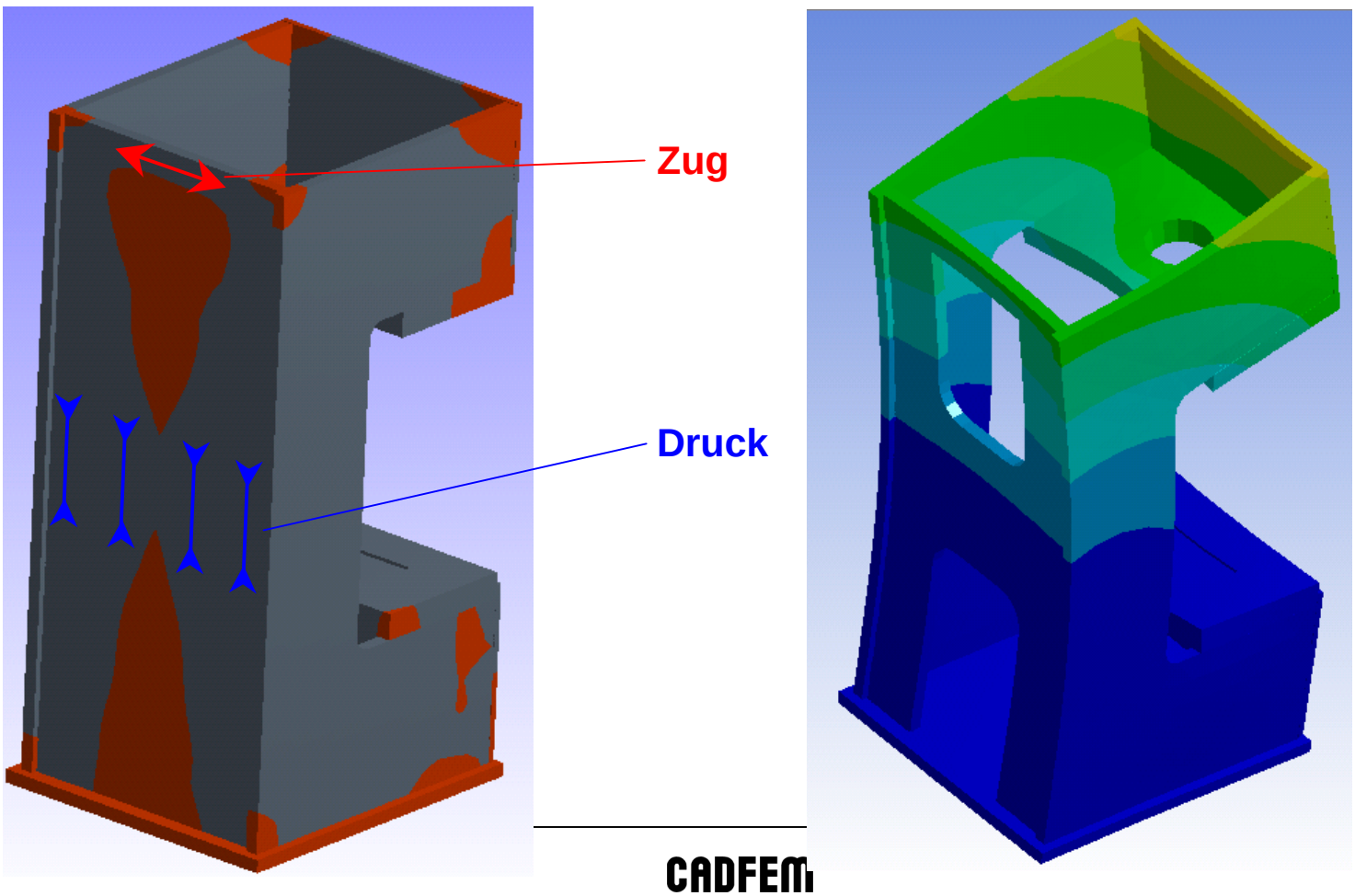
3.6 Temperaturfeld

Die Temperaturfeldanalyse in DesignSpace ermöglicht dem Anwender zu untersuchen, welche Temperaturverteilung sich unter bestimmten Einsatzbedingungen einstellt. Dazu können in bestimmten Bereichen Temperaturen, Konvektion, Leistungen, Leistungsdichten oder isolierte Bereiche definiert werden. Als Berechnungsergebnis zeigt die Temperaturverteilung, wo sich welche Temperatur einstellt. Die Wärmestromdichte zeigt sozusagen den „Stau“ des Energieflusses an und gibt dadurch wertvolle Hinweise, den Wärmehaushalt zu optimieren. Es können nur stationäre (statische) Temperaturfelder berechnet werden.

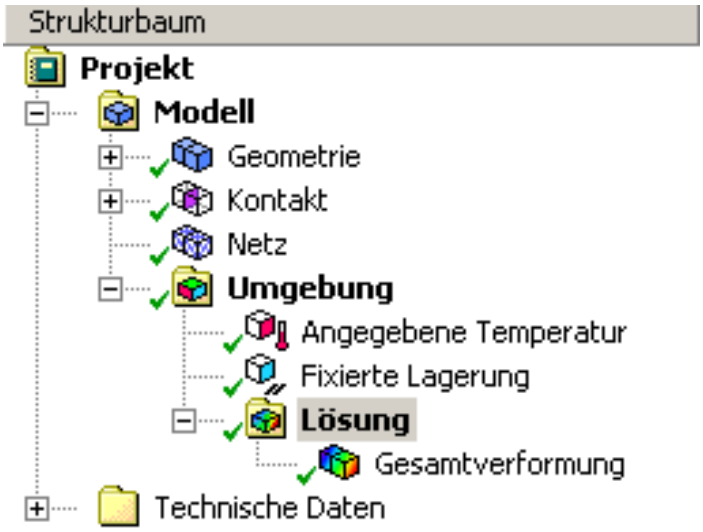


3.7 Topologie-Optimierung

Die Topologie-Optimierung sieht die in DesignSpace geladene Geometrie als Verfügungsmasse, um für einen definierten Lastfall die ideale Materialverteilung IN DIESEM RAUM zu ermitteln. D. h. es kann kein Material aussen hinzugefügt, sondern lediglich in bestimmten Bereichen entfernt werden. Der Anwender definiert dabei den Grad an Material, den er entfernen möchte (5-90%). Geringe Werte der Materialreduktion zeigen ihm die Stellen, wo in der bestehenden Konstruktion Material eingespart werden können. Ein hoher Grad an Materialreduktion zeigt mit dem verbleibenden Gerippe, wo Versteifungsrippen in der bestehenden Konstruktion angebracht werden können.
Für Werkzeugmaschinenbauer, wo gerade die Steifigkeit eine zentrale Rolle spielt, kann die Topologie-Optimierung den steifigkeitsgerechten Aufbau der Grob-Struktur vereinfachen. So konnte z. B. mit der Topologie-Optimierung in DesignSpace ein Pressengestell gegenüber der manuellen Optimierung um weitere 50% versteift werden.



3.8 Gekoppelte Berechnungen



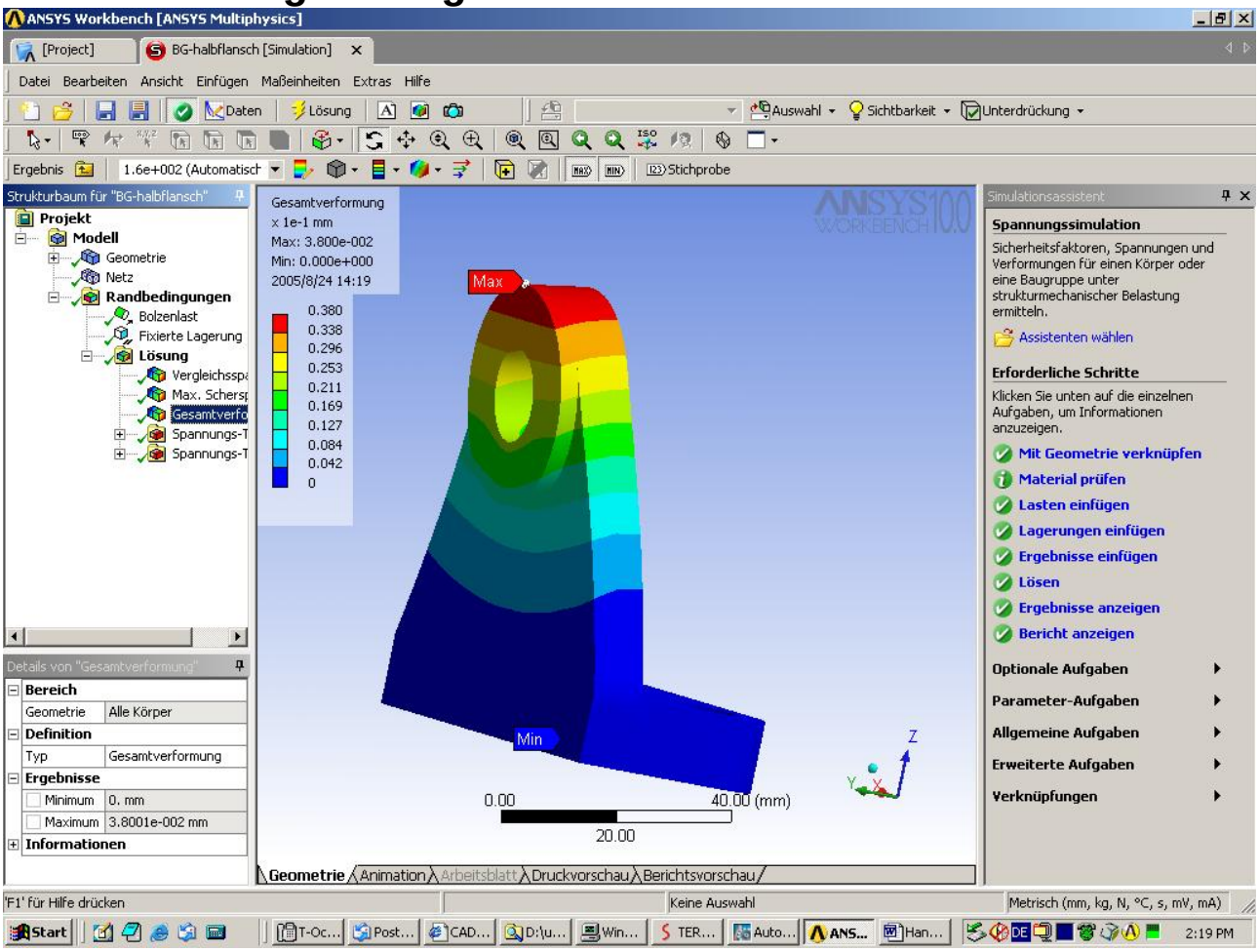
Sobald 2 physikalische Disziplinen in einer Berechnung wirken, spricht man von einer gekoppelten Analyse, so z. B. bei thermischen Verzug (thermisch-mechanische Kopplung). In DesignSpace gibt es 2 Arten der gekoppelten Berechnung:

a) thermisch-mechanisch:
Temperturverteilung führt zu thermischen Verzug

b) statisch-dynamisch:
Statische Last erhöht oder erniedrigt Eigenfrequenzen (vorgespannte Modalanalyse), siehe Gitarrensaite

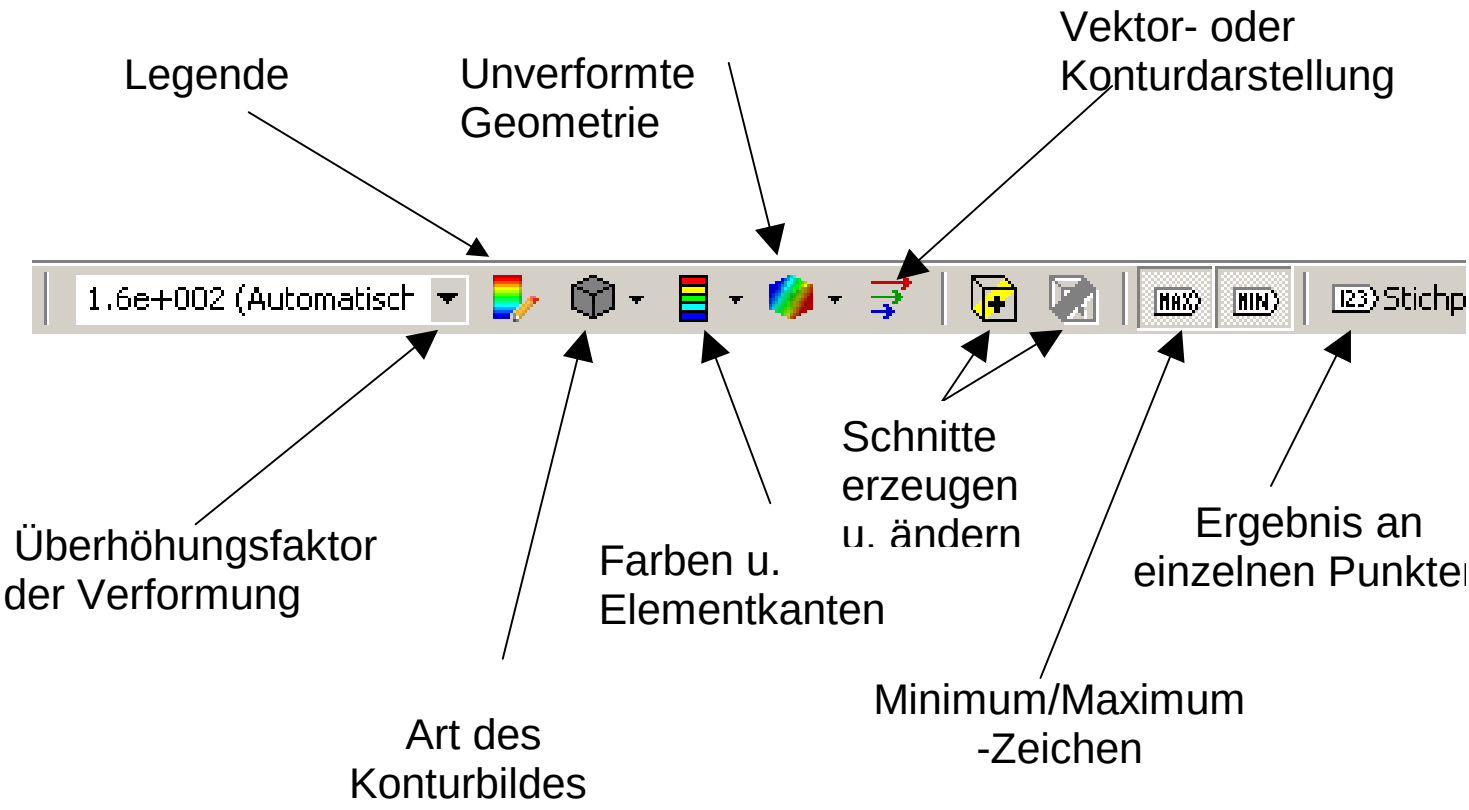
Damit eine gekoppelte Analse durchgeführt wird, müssen in EINEM Ast des Strukturbaums BEIDE Analysen über Randbedingungen definiert (siehe Strukturbaum oben für thermischen Verzug)

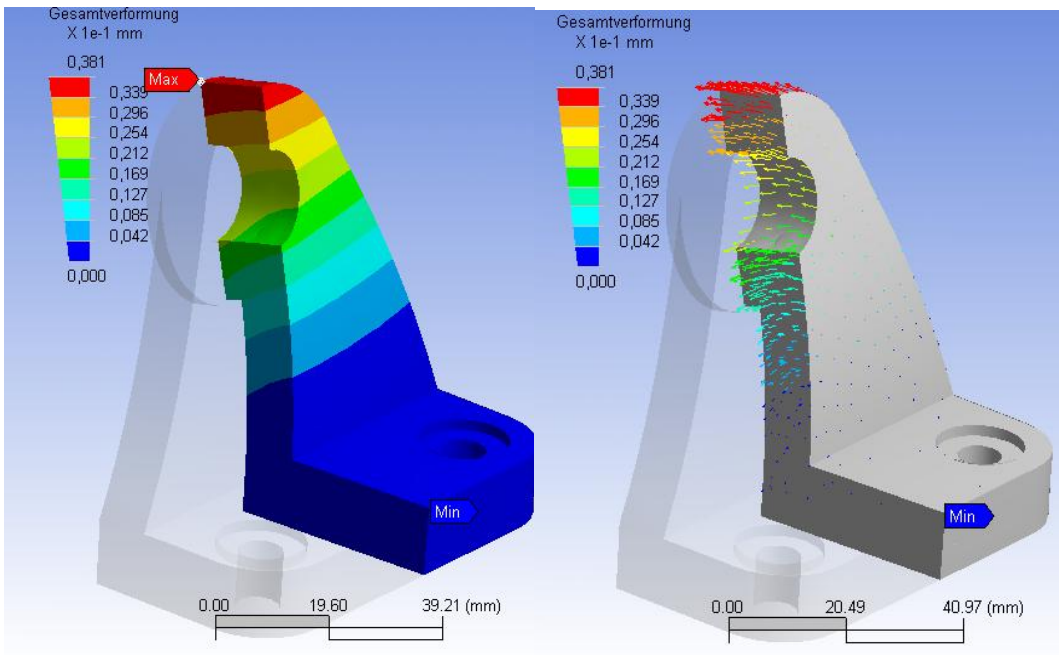
3.9 Darstellung der Ergebnisse



Bei Konturplots (Farbbildern) entspricht jeder der farblich gekennzeichneten Bereiche der numerischen Spanne, die in der Legende angeben ist. Beispielsweise liegen in der vorangehenden Abbildung die Verformungen im gelben Bereich zwischen 0.0253 und 0.0296 mm (Achtung: evtl. vorhandenen Skalierungsfaktor bei der Einheit direkt über der Legende beachten!!!). Durch diesen Konturplot lässt sich also sehr schnell die Verteilung eines Ergebnisses für das komplette Bauteil erfassen. Dies gilt nicht nur für Verformungen sondern auch für Spannungen, Dehnungen und Temperaturen. Beachten Sie bitte auch das Vorzeichen. Bei Verformungen ist hier die Richtung in positiver oder negativer Achsenrichtung angegeben, bei einigen Spannungen und Dehnungen bestimmt das Vorzeichen die Art der Spannung (positiv=Zug, negativ=Druck).

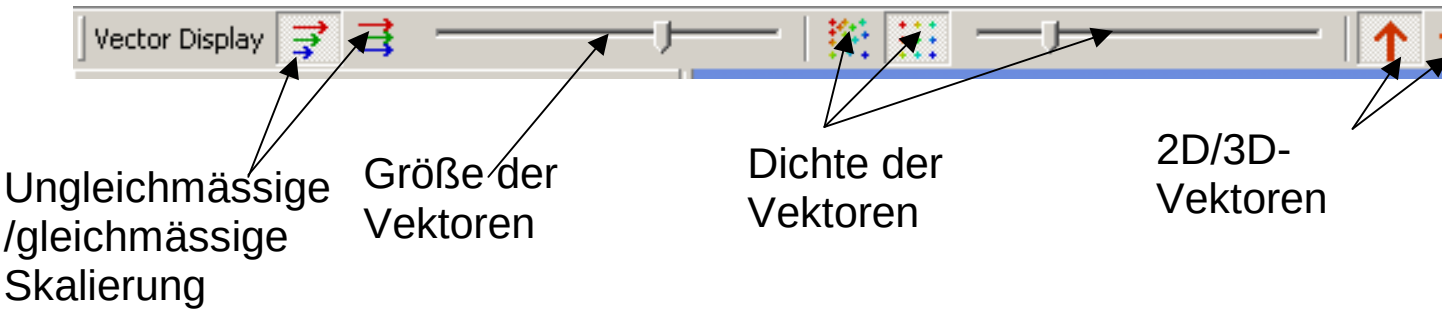
DesignSpace gibt Ihnen die Möglichkeit, die Ergebnisdarstellung weitgehend Ihren Wünschen anzupassen. Dazu wählen Sie bitte aus den Kontextfunktionen folgende Icons:



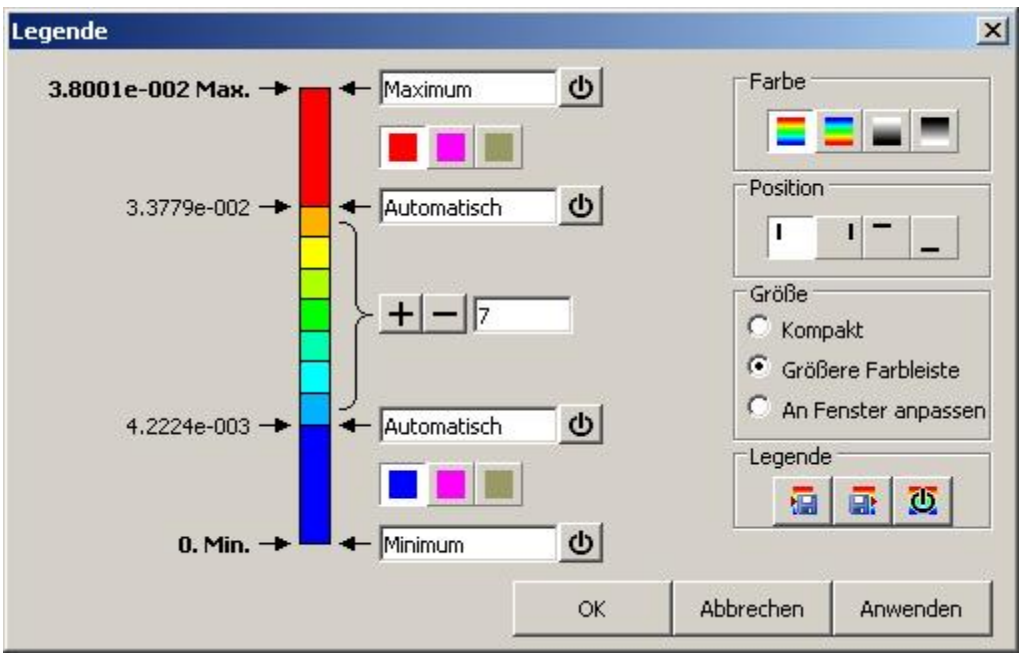


Konturdarstellung Vektordarstellung

Vektorielle Größen (Haupt-spannungen, Verformungen, Wärmefluß) lassen sich wahlweise als Vektoren darstellen. Bei den Spannungen muss dabei das Ergebnis „Hauptvektor“ definiert werden, bei den Verformungen die Gesamtverformung. Bei aktiver Vektordarstellung können die Vektoren über die zustätzliche Leiste in Größe, Dichte und Form verändert werden.



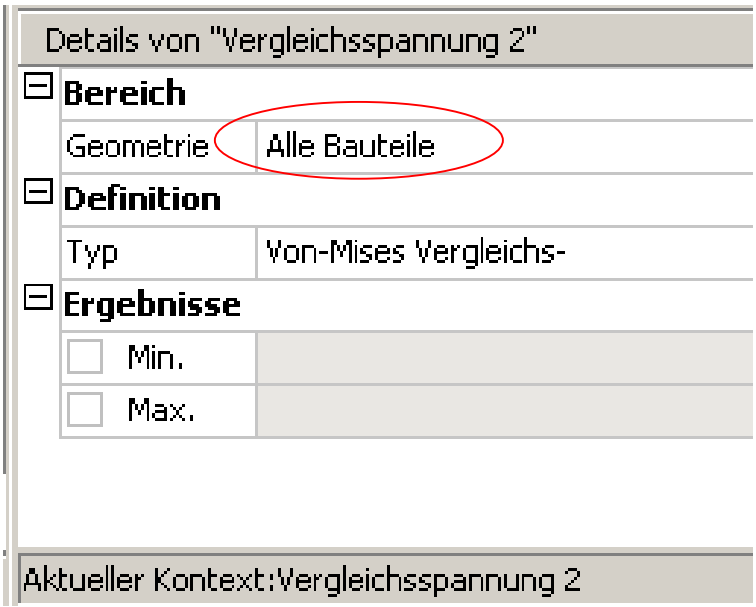
Der Wertebereich der Farblegende kann eigenen Wünschen angepasst werden. Dazu muss das Icon „Legende“ angeklickt werden. Es können dann in die weissen Felder eigene Grenzwerte eingetragen werden, die die Legende umdefinieren. Mit der „Farbe“ oben rechts, kann der Farbverlauf von blau nach rot bzw. rot nach blau definiert werden. Eine SW-Darstellung ist ebenfalls vorhanden. Die Anzahl der Farben ist einstellbar, ebenso die farbliche Darstellung der Bereiche ausserhalb des selbstdefinierten Wertebereiches. Der Maximumwert der Legende kann nicht kleiner sein als das Maximum des Ergebnisses. Eine einmal definierte Legende kann



abgespeichert und für zu vergleichende Modelle auch wieder geladen werden.

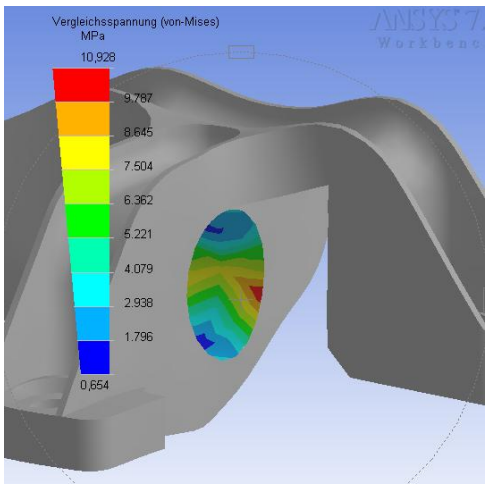
3.10 Fokussierung der Ergebnisdarstellung

Bei Berechnungen von Baugruppen oder Bauteilen kann es vorkommen, dass nicht immer nur das Bauteil oder der Bauteilbereich mit den höchsten Spannungen (oder Verformungen, Temperaturen etc.) von Interesse ist, sondern dass andere Bereiche für die Untersuchung herangezogen werden sollen. Um nun nicht die Farblegende dem zu untersuchenden Bereich anpassen zu müssen, gibt es in DesignSpace das Begrenzen der Ergebnisdarstellung auf bestimmte Bereiche. Dies können Punkte, Kanten, Flächen, Bauteile oder Baugruppen sein.

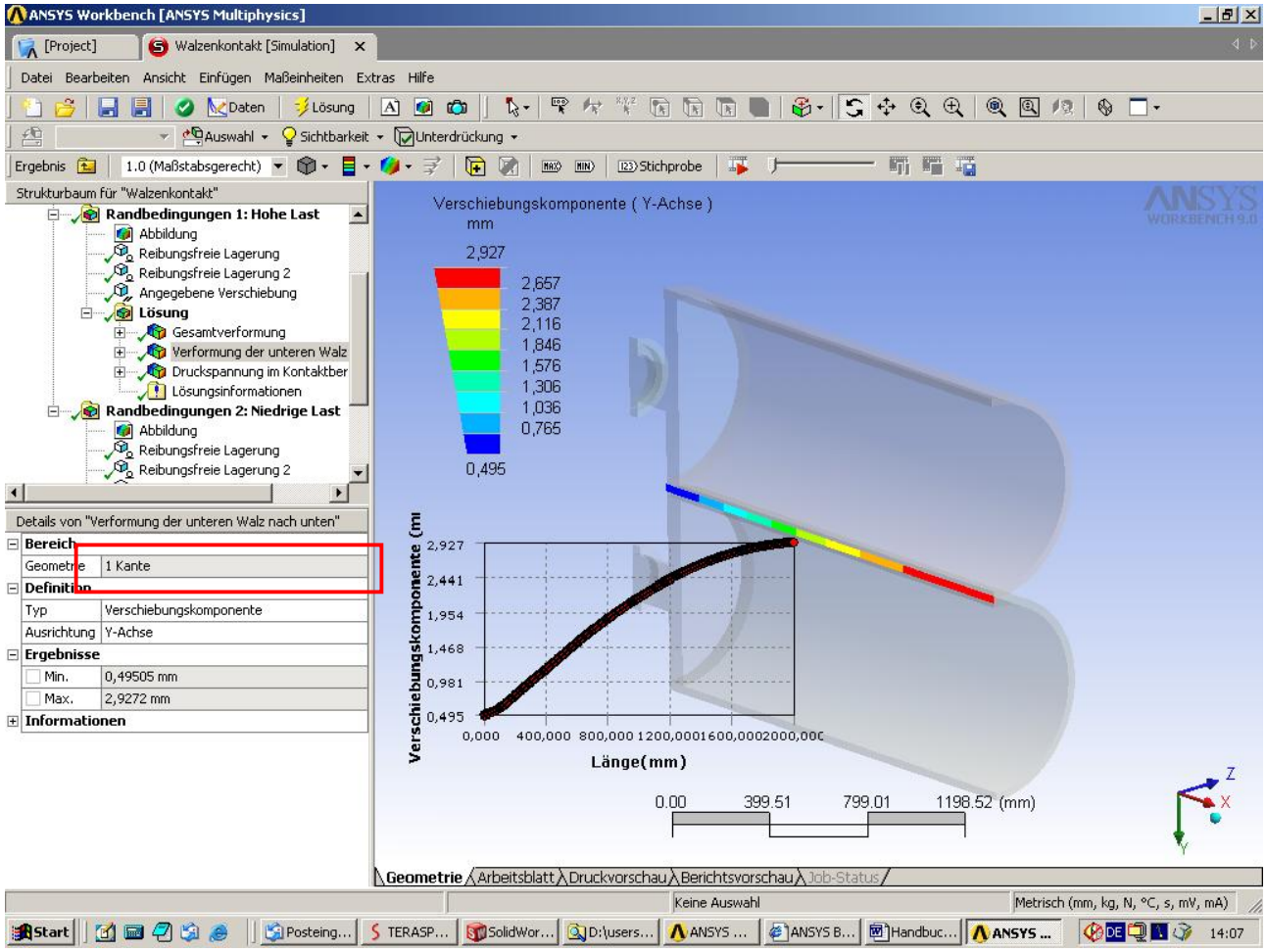


Durch den „Bereich“ im „Detail“-Window kann die Ergebnisdarstellung auf die gesamte Baugruppe (default), einzelne Teile oder eine oder mehrere Bauteilflächen, Kanten oder Punkte begrenzt werden.

Anschließend müssen Sie mit „Lösungsvorgang“ (rechte Maustaste) oder den gelben Blitz oben in der Mitte Ihr Ergebnis wieder aktualisieren lassen.



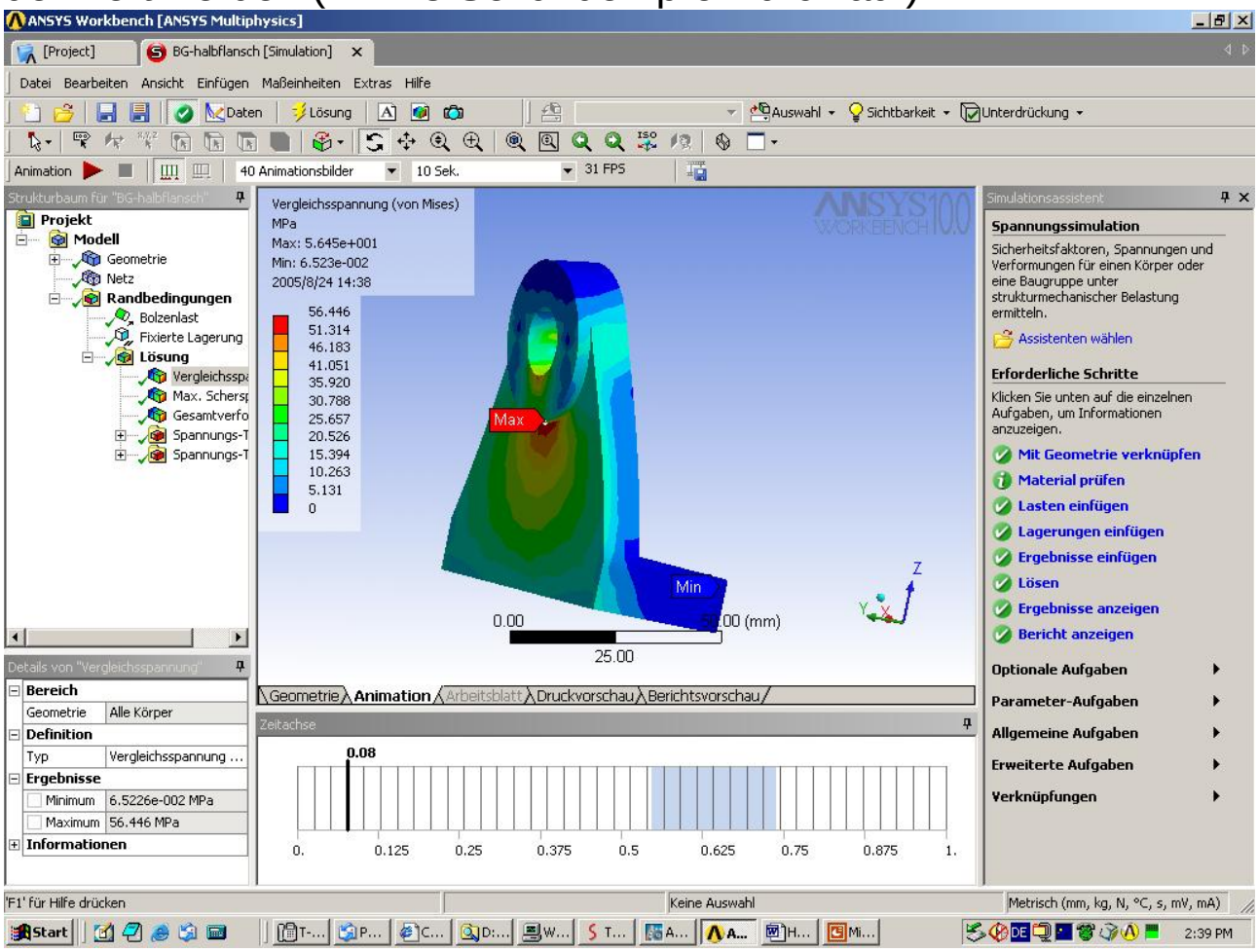
Oftmals ist es von Interesse, wie sich ein Ergebnis entlang einer Linie verhält. Dazu wählen Sie als Bereich eine oder mehrere Linien aus und ordnen Sie diese unter „Geometrie“ zu. Nach dem aktualisieren sieht beispielsweise die Verformung einer Walze entlang der Berühr-Linie wie folgt aus:



Analog lassen sich bestimmte Ergebnisse auch an Punkten exakt auswerten – sofern an der interessanten Stelle ein Punkt selektierbar ist.
Sollten Sie eine schnelle Aussage brauchen, wie groß der Zahlenwert eines Ergebnisses an einer bestimmten Stelle Ihres Bauteils ist, benutzen Sie die „Stichprobe“-Funktion aus dem Kontext-Bereich. Wenn Sie mit der Maus über Ihr Bauteil Fahren, wird das jeweilige Ergebnis dann an der Maus angezeigt. Mit der linken Maustaste können Sie bestimmte Punkte dauerhaft mit dem Ergebnis beschriften.

3.11 Animierte Ergebnisauswertung

Zur Ergebnisinterpretation und Untersuchung des physikalischen Verhaltens des berechneten Bauteils kann innerhalb von DesignSpace die animierte Ergebnisdarstellung gewählt werden. Dazu klicken Sie bitte unter dem Grafikfenster den Reiter „Animation“ an. Durch das “Pfeil-nach-Rechts”-Icon wird die Animation gestartet, durch das “Rechteck”-Icon gestoppt. Die Anzahl der Bilder kann eingestellt werden, um kleinere oder bessere Animationsdateien zu erhalten. Die Animationsgeschwindigkeit kann als Zeit für einen Filmdurchlauf definiert werden (z. B. 3 Sekunden pro Durchlauf).

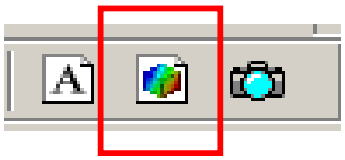


Der Pauseknopf dient dazu, die Animation anzuhalten und mithilfe der unteren Zeitachse auf ein Einzelbild der Animation zuzugreifen. Mit der kleinen Stecknadel in der oberen rechten Ecke dieses Fensters kann die Zeitachse ausgeblendet werden. Solange das Icon mit den sich umschlingenden Pfeilen (Rotate) aktiv ist, kann

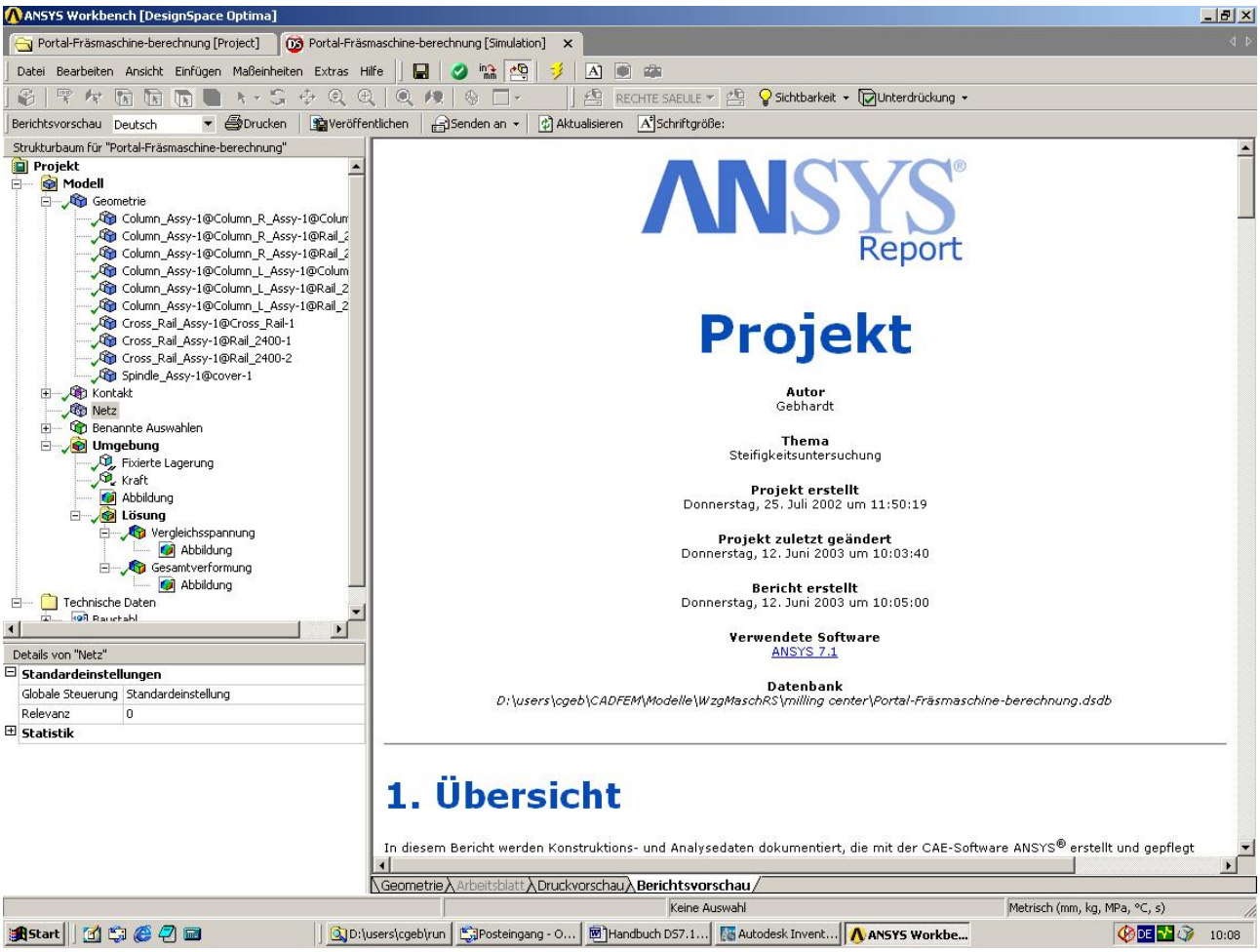
das Bauteil durch Bewegung der Maus, bei gedrückter linker Maustaste, bewegt werden. Bei aktivierter Lupe (Zoom) ist analog dazu das Zoomen, bei aktiviertem Kreuz (Pan), das Verschieben des Objektes möglich. Die Animation kann als AVI-File gespeichert werden, um sie auf jedem beliebigen Windows-Rechner auch ohne DesignSpace abspielen zu können.

3.12 Automatische Dokumentation - Web-Report

Mit DesignSpace besteht die Möglichkeit, sich alle Berechnungsprojekte automatisch in einem internetfähigen Bericht dokumentieren zu lassen. Dabei werden alle Namen für Lastfälle, Modelle usw. in diesen Bericht übernommen. Um diese Funktion sinnvoll zu nutzen, empfiehlt es sich, während einer Berechnung den einzelnen Objekten innerhalb des DesignSpace-Strukturbaums sprechende Namen zu geben. Nachdem eine Berechnung durchgelaufen ist, kann mit dem Icon "Berichtvorschau" in den Bericht gewechselt werden. Dort kann definiert werden, welche Berichts-Teile enthalten sein sollen und in welcher Qualität Bilder eingebunden werden sollen.
Der Bericht enthält alle berechneten Varianten, alle Eingaben und alle wesentlichen Ergebnisgößen wie Spannungen, Verformungen und Sicherheitsbeiwerte. Bilder, die in den Bericht eingefügt werden sollen müssen im Strukturbaum als „Abbildung" abgelegt werden.

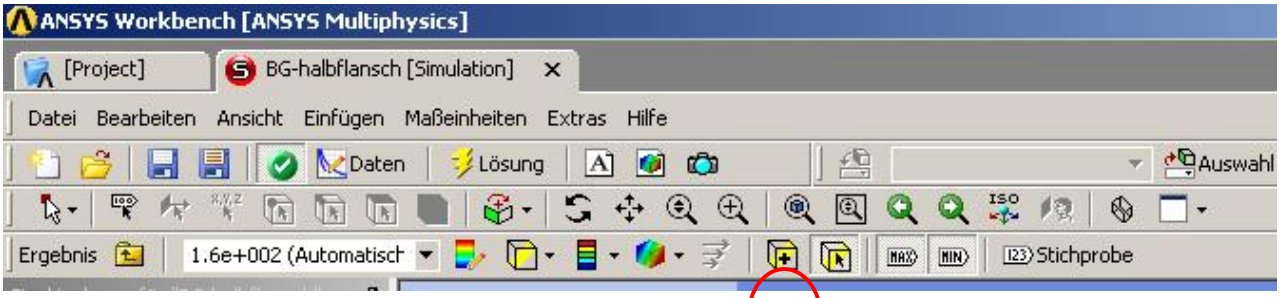


Damit lassen sich für jedes Bild unterschiedliche Eigenschaften, wie Blickwinkel, Zoomfaktor etc. definieren. Der Bericht wird wahlweise in deutsch, englisch, französisch oder italienisch erstellt.
Dieser Bericht kann direkt per email verschickt, an Word oder Powerpoint oder als HTML-File gespeichert werden. Wenn dieser HTML-Bericht in Word ergänzt wird, sollte in Word unter Bearbeiten/Verknüpfungen „Grafik in Dokument speichern" für alle eingebundenen Grafiken aktiviert werden, damit die Bilder im Word-File gespeichert werden.


ANSYS Workbench [DesignSpace Optima]
Portal-Fräsmaschine-berechnung [Project]
Portal-Fräsmaschine-berechnung [Simulation]
Datei Bearbeiten Ansicht Einfügen Maßeinheiten Extras Hilfe
Berichtsvorschau Deutsch Drucken Veröffentlichen Senden an Aktualisieren Schriftgröße:
Strukturbaum für "Portal-Fräsmaschine-berechnung"
Projekt
Modell
Geometrie
Kontakt
Netz
Benannte Auswahlen
Umgebung
Fixierte Lagerung
Kraft
Abbildung
Lösung
Vergleichsspannung
Gesamtverformung
Technische Daten
Details von "Netz"
Standardeinstellungen
Globale Steuerung Standardeinstellung
Relevanz 0
Statistik
ANSYS Report
Projekt
Autor
Gebhardt
Thema
Steifigkeitsuntersuchung
Projekt erstellt
Donnerstag, 25. Juli 2002 um 11:50:19
Projekt zuletzt geändert
Donnerstag, 12. Juni 2003 um 10:03:40
Bericht erstellt
Donnerstag, 12. Juni 2003 um 10:05:00
Verwendete Software
ANSYS 7.1
Datenbank
D:\users\cgeb\CADFEM\Modelle\WzgMaschRS\milling center\Portal-Fräsmaschine-berechnung.dsdb
1. Übersicht
In diesem Bericht werden Konstruktions- und Analysedaten dokumentiert, die mit der CAE-Software ANSYS® erstellt und gepflegt
Geometrie Arbeitsblatt Druckvorschau Berichtsvorschau
Keine Auswahl
Metrisch (mm, kg, MPa, °C, s)
Start
D:\users\cgeb\run
Posteingang - O...
Handbuch DS7.1...
Autodesk Invent...
ANSYS Workbe...
10:08

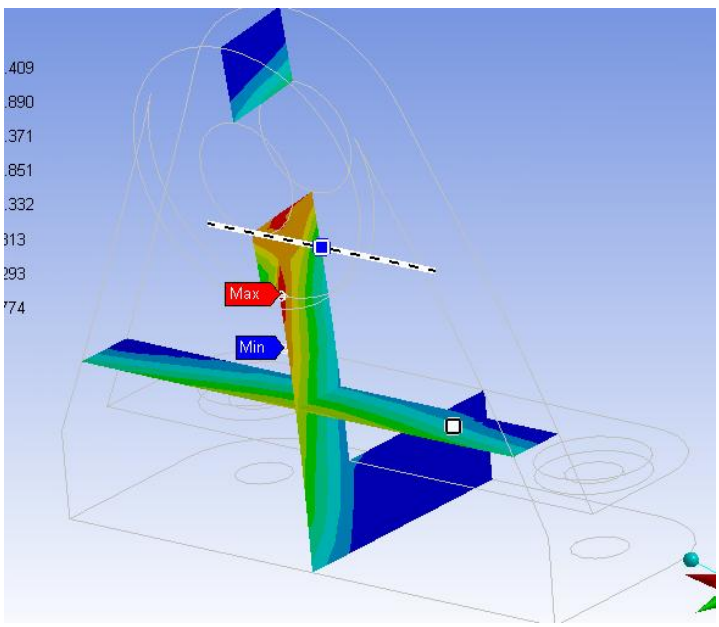
3.13 Schnitte

Zu jedem Ergebnis in DesignSpace können ein oder mehrere Schnitte definiert werden. Dazu wählen Sie das linke der beiden



unten markierten Icons an...
... und ziehen eine Linie über das dreidimensionale Ergebnis.

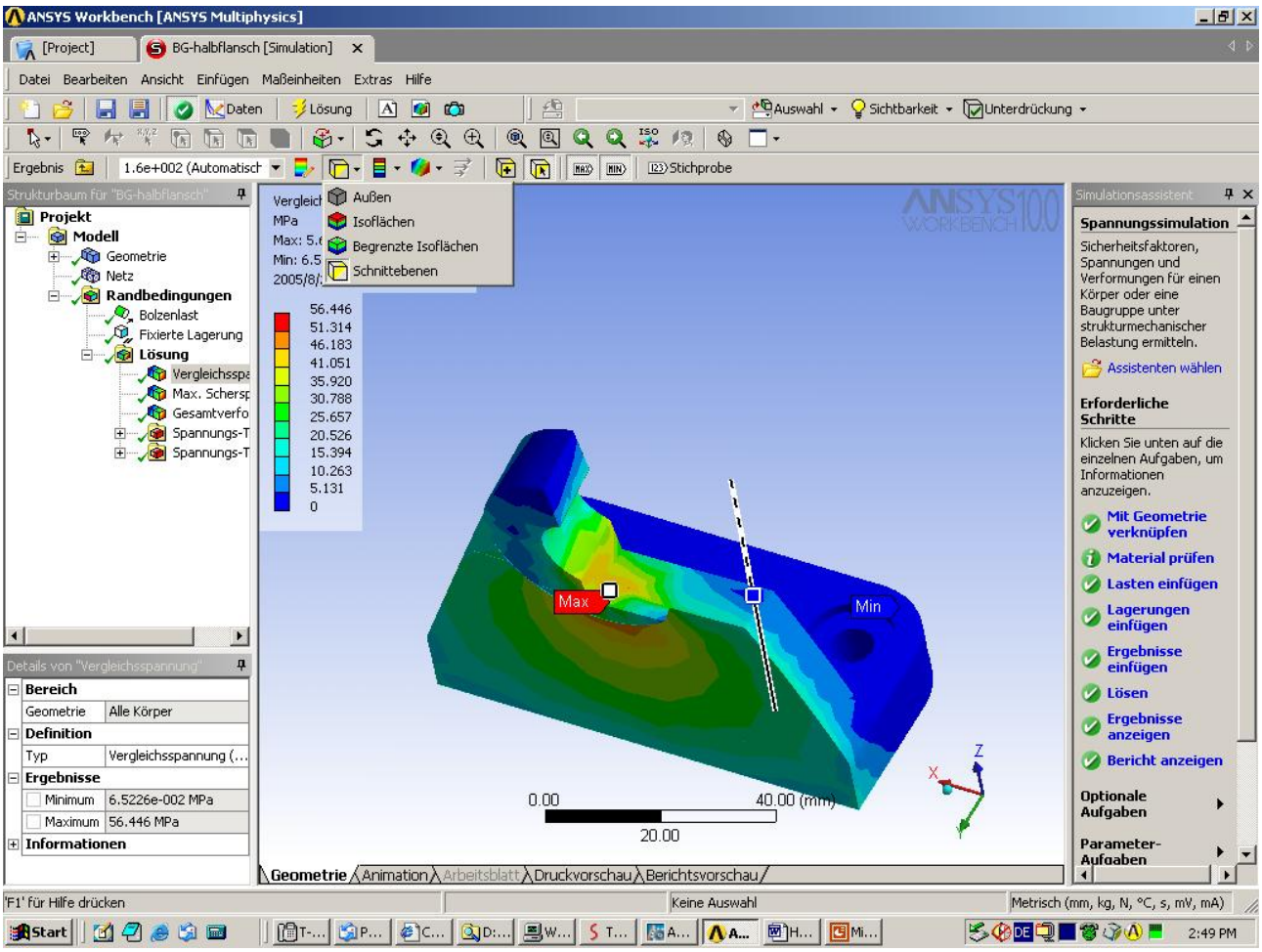
Diese Linie ist die Schnittebene, mit der das Bauteil geschnitten wird. Das Bauteil wird nach dem Schneiden im Drahtmodus dargestellt. Erst wenn man anschließend das Teil dreht (Rotate), kann man die Ergebnisgröße innerhalb des Volumens in einem Schnitt sehen. Diese Darstellung kann mit einer Animation kombiniert werden. Nachdem mindestens ein Schnitterzeugt wurde, können die Schnittebenen bearbeitet werden, indem man das rechte der beiden oben markierten Icons anwählt.



Für jeden erzeugten Schnitt wird ein kleines Quadrat angezeigt. Zusätzlich wird für den aktiven Schnitt eine gestrichelte Linie senkrecht zur Schnittebene angezeigt. Mit der linken Maustaste kann das Quadrat auf der Linie verschoben werden, wodurch die Schnittebene durch das Modell wandert. Wählt man eine der beiden Seiten der gestrichelten Linie an, wird auf dieser

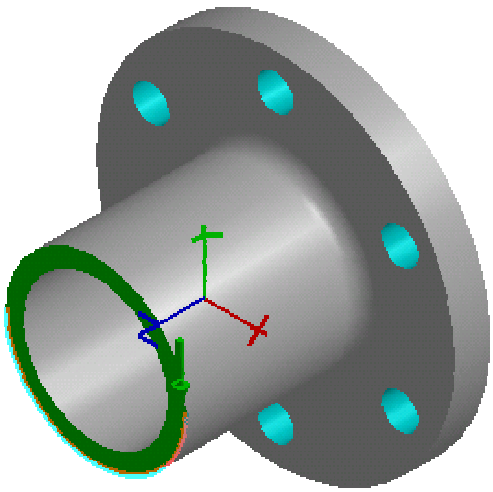
Seite das Modell nicht im Draht- sondern im Vollmodus dargestellt. Auch mit diesem Halbschnitt kann die Schnittebene dynamisch verschoben werden. Auf diese Weise können mehrfache Schnitte und Halbschnitte erzeugt und dynamisch verändert werden. Zum Löschen eines Schnittes wird das steuernde Quadrat der zugehörigen Schnittebene angewählt und mit der Taste „Entfernen“ wird der Schnitt gelöscht.

Zwischen der geschnittenen und ungeschnittenen Darstellung kann mit „Aussen“ oder „Schnittebenenen“ umgeschaltet werden.



3.14 Reaktionskräfte und -momente

Die Reaktionskräfte sind im „Detail“-Window sichtbar, wenn im Strukturbaum die entsprechende Lagerung angewählt ist. Dabei ist jedoch zu beachten, dass bei Mehrfachselektion (bei der Definition der Lagerung) die Summe angezeigt wird. Will man also für jede Fläche die Reaktionskraft einzeln, muss dies bereits bei der Definition der Lagerstellen beachtet werden und jede Fläche einzeln gelagert werden.
Typisches Beispiel: In einem Flansch soll die maximale Schraubenkraft ermittelt werden.

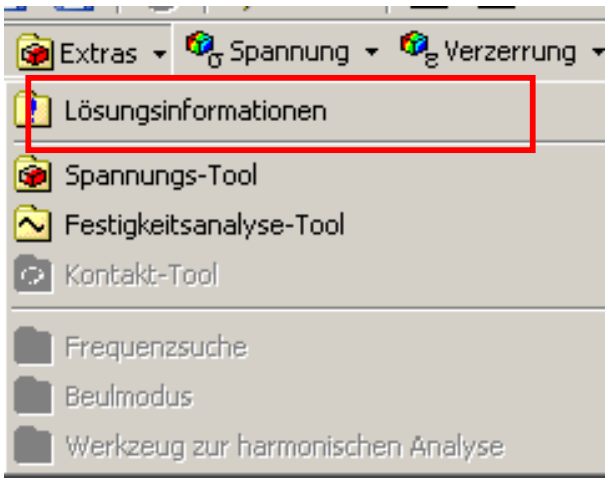


Definiert man EINE Lagerung, die alle 6 Bohrungen enthält, ist die Reaktionskraft die Summe der Kräfte in den 6 Bohrungen. Um die einzelnen Kräfte je Bohrung zu erhalten, muss also jede Bohrung in einer separaten Lagerung fixiert werden.

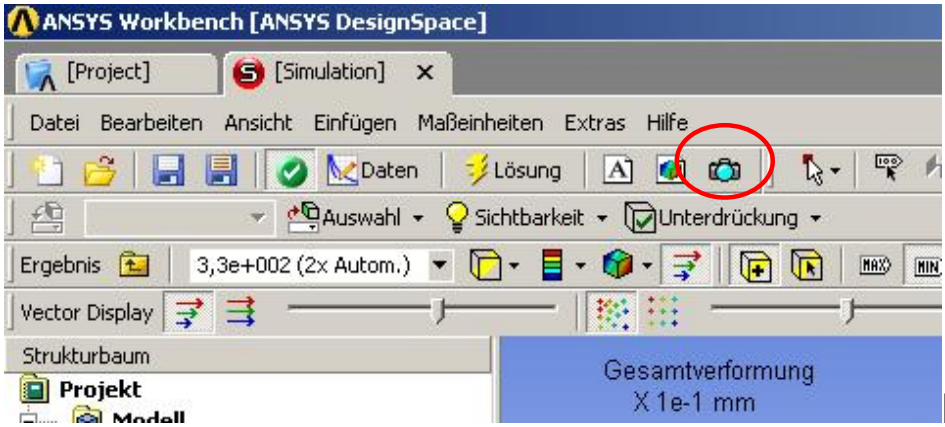
Reaktionsmomente beziehen sich auf das Zentrum der gelagerten Fläche.

Solver-Informationen

- Die Datei “solve.out” im TEMP-Verzeichnis enthält Informationen über die Lösung des Gleichungssystems, wie Anzahl der Freiheitsgrade, Memorybedarf, Rechenzeit, Anzahl der Elemente oder verwendetem Solver. Der Inhalt dieser Datei ist auch in DesignSpace sichtbar, wenn im Strukturbaum „Lösung“ und im Grafikfenster unten „Arbeitsblatt“ angewählt wird. Mit F5 aktualisieren!
- “file.err” im TEMP-Verzeichnis enthält Fehlermeldungen von ANSYS, die während der Lösung des Gleichungssystems auftauchen.
- Wählen Sie „Mesh“ im Strukturbaum an, wird im Detailfenster unter „Statistik“ die Anzahl der Knoten und Elemente angezeigt.
- Wählen Sie „Lösung“ im Strukturbaum an, wird im Detailfenster unter „Solver-Typ“ der verwendete Solver dargestellt. „Programmgesteuert“ heisst, DesignSpace wählt automatisch den wahrscheinlich besten Solver für die aktuelle Aufgabe. „Iterativ“ ist für grosse Modelle (> 150.000 Knoten) sinnvoll, „Direkt“ für kleinere Modelle oder Aufgabenstellungen mit (vielen) Kontaktstellen.
- Weitere Informationen erhalten Sie während der Berechnung über den Punkt „Lösungsinformationen“. Sie können dort die Solver-Ausgabe umschalten auf „Kraftkonvergenz“, wenn Sie nichtlineare Simulationen (abhebende Kontakte) durchführen.



3.15 Ergebnisbilder exportieren



Die Ergebnisdarstellung von DesignSpace kann in JPG, PNG, BMP, TIF oder EPS exportiert werden. Damit ist die Weiterverarbeitung der Ergebnisse in anderen Programmen wie Word oder PowerPoint problemlos möglich. Das jeweils sichtbare CAD-Fenster kann durch das Kamera-Icon als Grafikdatei abgespeichert werden. Die Darstellung bzgl. Beleuchtung und Transparenz kann im Strukturbaum auf der Geometrie-Ebene im „Detail“-Window den eigenen Wünschen angepasst werden.

3.16 Ergebnisbewertung mit Sicherheiten

Die Konturbilder für Spannungen, Dehnungen und Verformungen zeigen Ihnen sehr detailliert, wo kritische Bereiche in Ihrer Konstruktion auftreten. Oft ist jedoch eine schnelle Aussage über das Bauteilverhalten wünschenswert, die anhand einer einzigen Kenngröße zu erkennen gibt, ob das Bauteil die geforderten Spezifikationen erfüllt. Je nach Material und Belastung können verschiedene Kenngrößen gefordert sein, die aus den Spannungen abgeleitet sind. Sie können diese Kenngrößen berechnen, indem Sie das Kontext-Icon „Extras“ / „Spannungs-Tool“ anwählen.

Eine weitverbreitete Größe ist der Sicherheitsbeiwert (kurz: die Sicherheit) nach der Von Mises-Vergleichsspannung. Sie setzt die im Bauteil auftretende Spannung (Vergleichsspannung nach von Mises) in Relation zu der maximal zulässigen Spannung, die durch den Werkstoff bestimmt ist (Fließspannung, Bruchspannung) oder die vom Anwender vorgegeben wird. Das Verhältnis der auftretenden zur zulässigen Spannung muss kleiner 1 sein, damit das Bauteil nicht versagt, d. h. die Sicherheit muss größer 1 sein. Auch die Sicherheit kann in Form eines Konturbildes auf der 3D-Geometrie dargestellt werden. Je nach Material muss die zugrunde liegende Vergleichsspannung nach der von-Mises-Vergleichsspannungs-Hypothese oder einer andere Vergleichsspannungshypothese berechnet werden (siehe Ergebnisauswertung weiter unten).

Die hier errechneten Sicherheitswerte basieren auf den in der FEM-Analyse ermittelten Vergleichsspannungen. Diese hängen u. a. von der Diskretisierungsgüte, der Genauigkeit der Randbedingungen usw. ab.

Wir empfehlen Ihnen, die Übungen (siehe unten) durchzuarbeiten (nicht nur anzusehen), um etwas vertrauter mit dem Umgang von DesignSpace zu werden.

4 Genauigkeit

Wenn man bei der Berechnung von Bauteilen von Genauigkeit spricht, muss man zwischen 2 Arten der Genauigkeit unterscheiden: Die erste, die sogenannte Diskretisierungsgüte, gibt die Genauigkeit des Berechnungsverfahrens bei festgelegten Randbedingungen an. Diese Diskretisierungsgüte, die umso besser wird, je feiner das Berechnungsverfahren arbeitet, kann auch manuell eingestellt werden. Mit der auf Wunsch verfügbaren adaptiven Vernetzung wird das Berechnungsverfahren schrittweise so verfeinert, bis die geforderte Ergebnisqualität erreicht wird. Die zweite Unschärfe bei der Berechnung besteht im sogenannten Modellfehler. Hierunter fallen z. B. Unsicherheiten in der Größe der Belastung, ungeklärte Lagerbedingungen oder Vereinfachungen (z. B. lineares Material bei Kunststoffen). Dieser Modellfehler kann von keiner Berechnungssoftware erkannt werden, da dies die Abstraktion des physikalischen Problems auf ein rechnerinternes Modell darstellt. Ist dieser Schritt jedoch mit ingenieurmäßigem Verstand vollzogen worden, können Ergebnisse mit guter Genauigkeit erwartet werden. Übliche Abweichungen der berechneten Ergebnisse von Messwerten liegen im Bereich von 5 bis 10%.

4.1 Diskretisierungsfehler

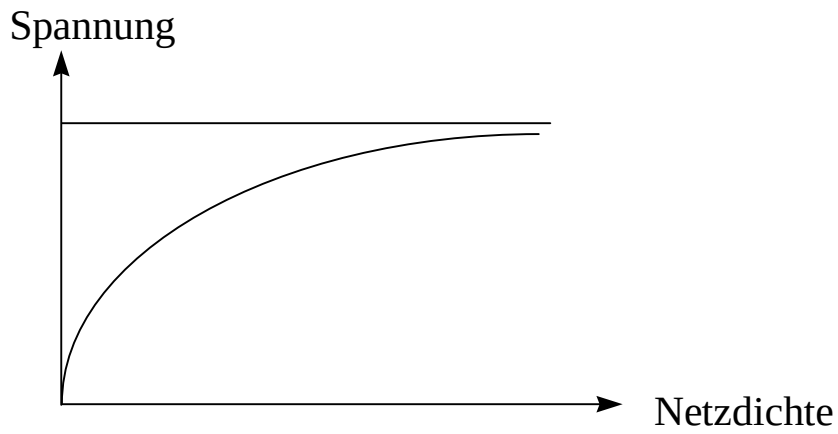
In DesignSpace kann die automatische Genauigkeitssteuerung (adaptive Vernetzung) mit Konvergenzkontrolle gewählt werden. Dazu wird für ein bestimmtes Ergebnis (z. B. eine Spannung) eine Konvergenzprüfung aktiviert, und das Konvergenzkriterium eingegeben (Default 20%).

4.1.1 Was heist Konvergenz?

Die FEM ist ein Näherungsverfahren, bei dem ein Kontinuum über einzelne Teilbereiche, die Elemente, abgebildet wird. Innerhalb eines Elementes wird dabei eine bestimmte Ergebnisgröße (Verformung oder Temperatur) mit einer Funktion abgebildet (in DesignSpace z. B. mit einer Funktion vom Grad 2, man spricht

daher auch von parabolischer Ansatzfunktion). Bei einem Gradienten im Ergebnis (z. B. Spannungskonzentration) ist die hinreichend genaue Abbildung dieser Ergebnisgröße nur möglich, wenn der jeweilige Teilbereich klein genug ist. D. h. an den Stellen hoher Gradienten sind lokale Netzverdichtungen durchzuführen. Wird die Netzdichte also lokal angepasst, steigt die Berechnungsgenauigkeit an, und das Ergebnis nähert sich asymptotisch dem physikalisch „richtigen“ Ergebnis.

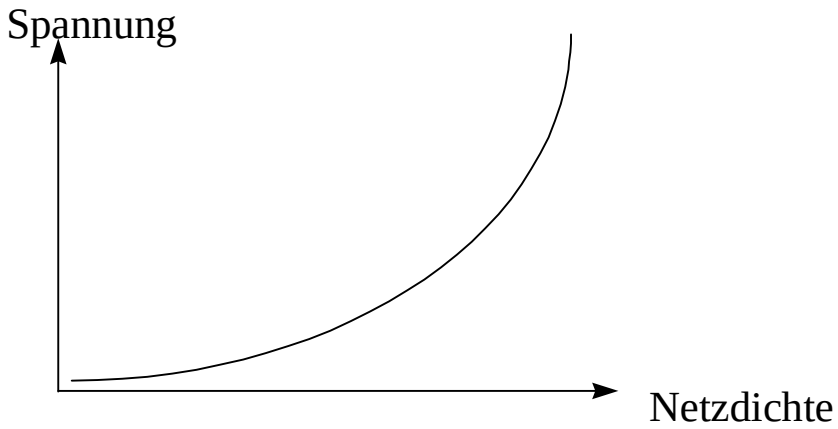
Zeichnet man sich z. B. die Spannung in Abhängigkeit von der Netzdichte auf, ergibt sich im Prinzip folgendes Bild:



Man sieht also, dass mit zunehmender Netzdichte das Ergebnis immer näher an einen Grenzwert herankommt. Man spricht bei einer solchen Annäherung an ein Ergebnis auch von Konvergenz. In DesignSpace kann diese Konvergenz eingestellt werden. Wählt man z. B. eine Konvergenz von 10%, heißt dies, dass der adaptive Berechnungsprozess in iterativen Berechnungsschritten wiederholt lokale Netzverdichtungen durchführt, bis sich das Ergebnis von Iteration zu Iteration um weniger als diese 10% unterscheidet. Das bedeutet jedoch **nicht**, dass die Absolutgenauigkeit (d. h. der Abstand der Ergebniskurve zur Asymptote) 10% beträgt.

4.1.2 Was heist Divergenz?

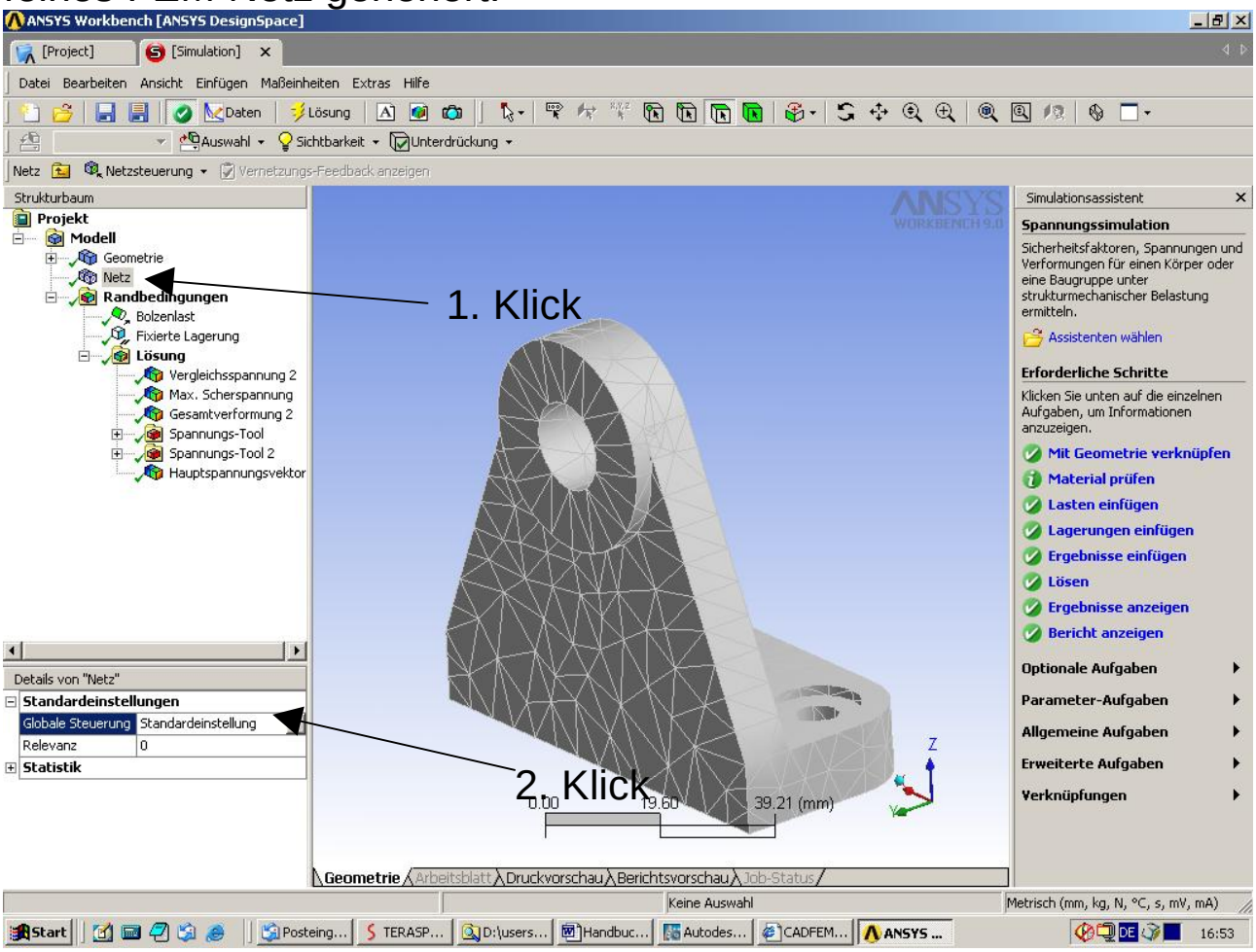
Stellt man sich ein Bauteil vor, das eine theoretisch unendlich scharfe Ecke enthält, so ist dort die Spannung unendlich hoch. In der Realität tritt dies jedoch so nicht auf, da a.) jede Ecke eine Ausrundung enthält, sei sie auch noch so klein und b.) das Material sehr lokal plastifiziert und dadurch die Spannungen abbaut. Da beide Effekte in DesignSpace-Berechnungen nicht berücksichtigt werden, wird mit zunehmender Netzdichte an dieser scharfkantigen Ecke, der unendlich hohe Spannungswert immer genauer, d. h. immer höher berechnet. Man spricht dann auch von Divergenz.



In solchen Fällen macht also eine globale Betrachtung keinen Sinn. Diese singulären Stellen können also nicht sinnvoll ausgewertet werden. Es sollte daher eine Fokussierung der Ergebnisse auf sinnvolle Bereiche erfolgen (siehe auch 4.2). Bei singulären Spannungen ist also in der Regel eine Verrundung oder sonstige konstruktive Maßnahme vorzunehmen, um das Bauteil zu entschärfen.

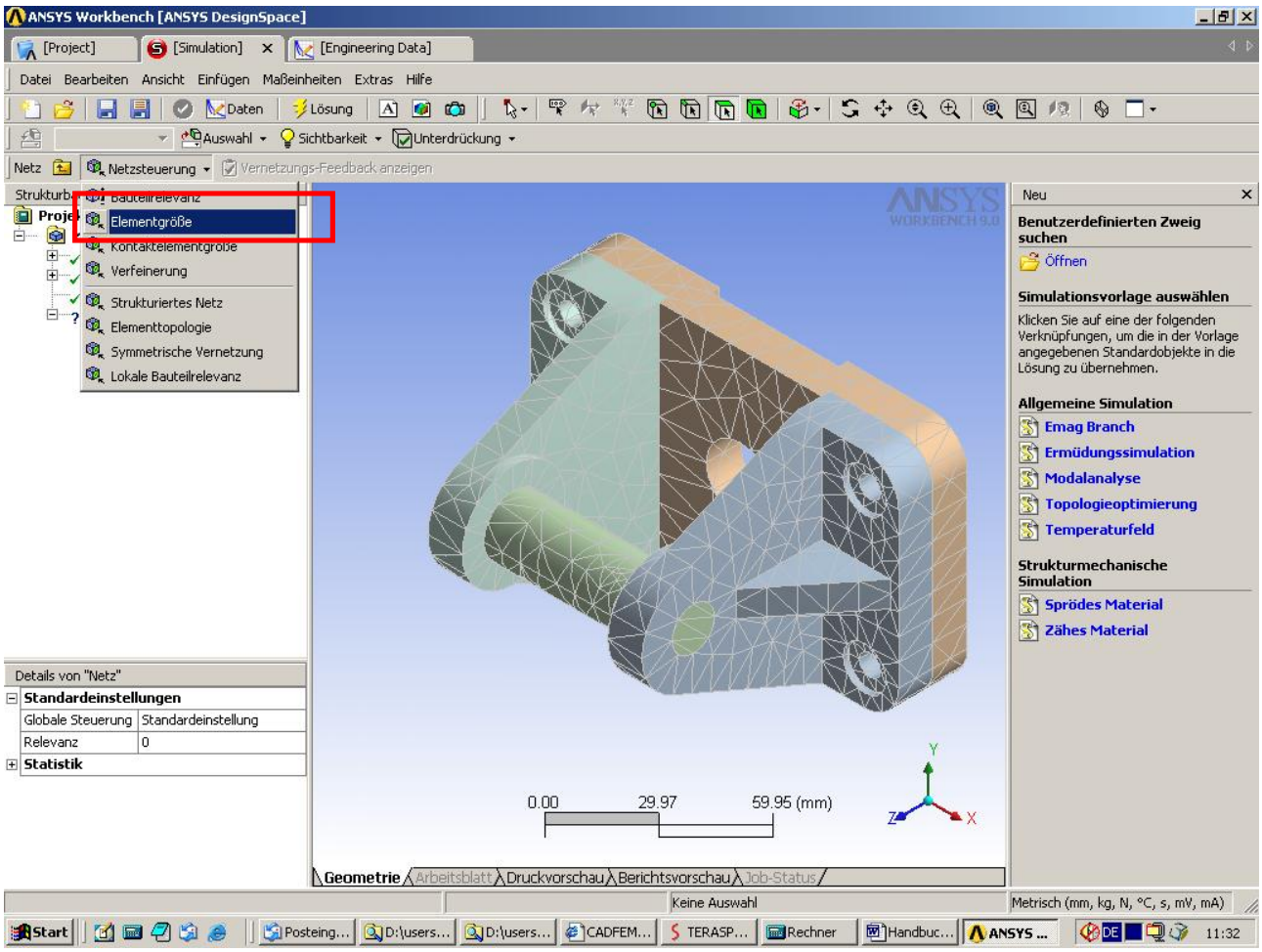
4.2 Adaptive oder manuelle Vernetzung

Per Default berechnet DesignSpace die Ergebnisse ohne adaptive Netzverfeinerung. Bei dieser ersten Vernetzung wird das Bauteil mit einem Netz überzogen, das zwar an kleinen Geometrien lokale Verfeinerungen besitzt, das aber keine Anpassung an die jeweilige Belastung (Spannungskonzentration) erfährt. Die Netzdichte der Vernetzung kann global oder für jedes Bauteil einzeln eingestellt werden.
Globale Netzsteuerung:
Im Strukturbaum „Netz“ anwählen. Unter dem Punkt „Relevanz“ im Detail-Fenster kann ein Schieberegler zwischen „-100“ (=grob) und „100“ (=fein) eingestellt werden. Demnach wird ein grobes oder feines FEM-Netz generiert.

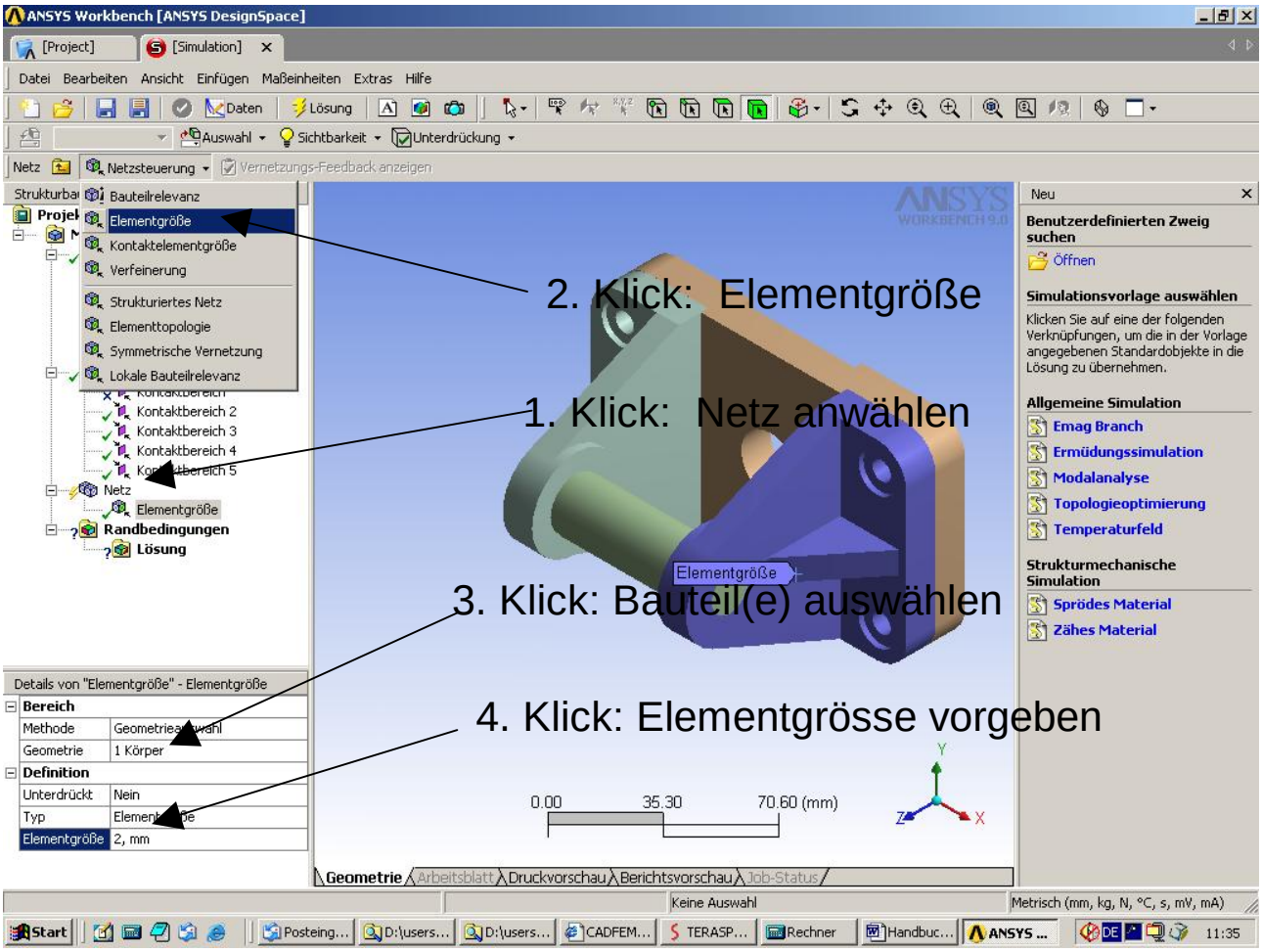


Stellt man die Netzdichte im Detail-Fenster unter „globale Steuerung“ um von „Standard“ auf „Erweitert“ , kann die globale Netzdichte statt über Schieberegler über absolute Grössen in mm gesteuert werden.

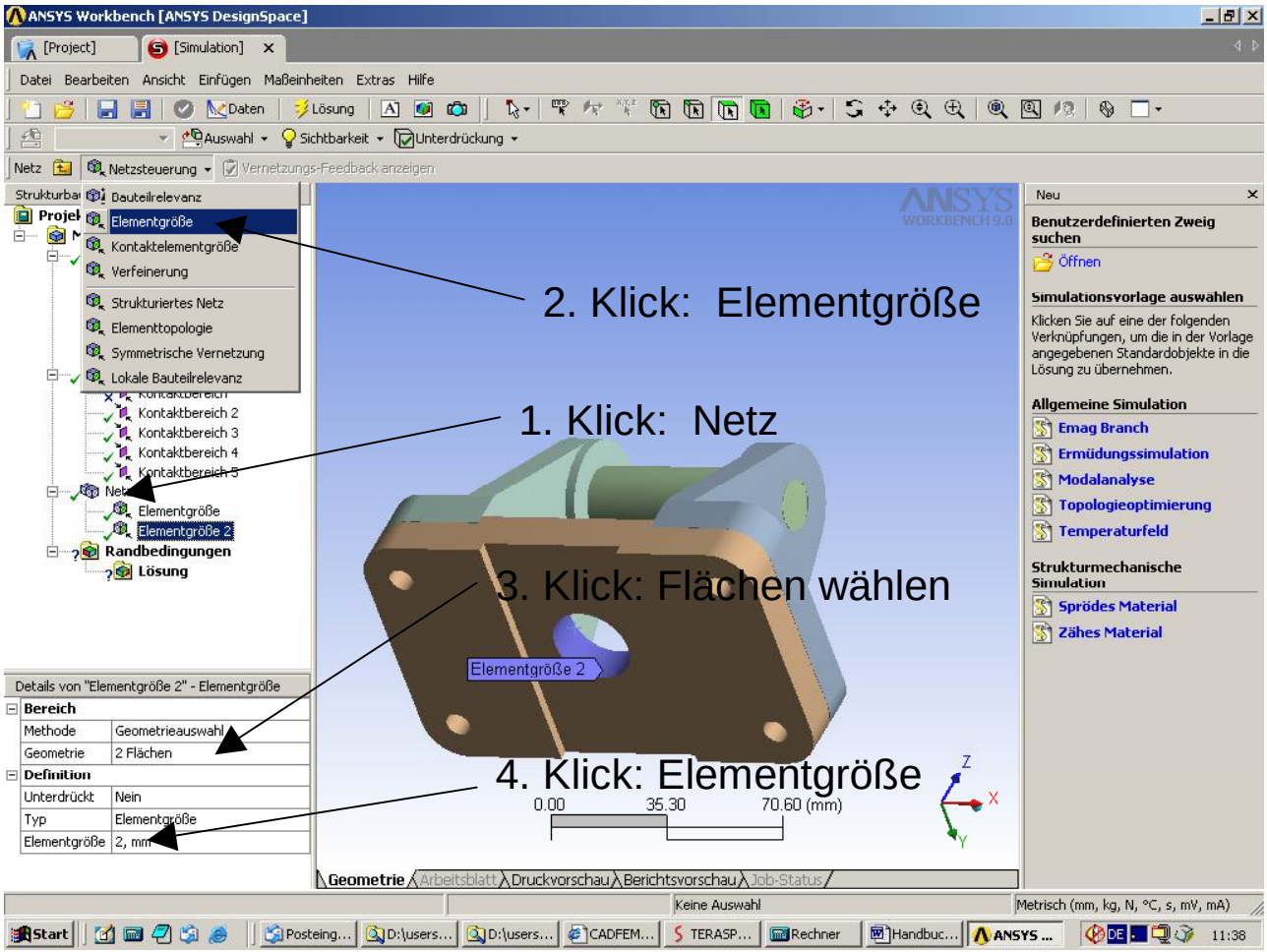
In einer Baugruppe können bauteilbezogen davon abweichende, gröbere oder feinere Netze definiert werden indem jedem Bauteil eine Bauteilrelevanz zugewiesen wird.
Dadurch kann, ohne genaue Kenntnis einer Elementgrösse, die Netzdichte in einem Bauteil gröber oder feiner eingestellt werden.



Für jedes Bauteil kann darüber hinaus durch die Funktion „Darstellung“ auch eine Elementgrösse in mm definiert werden.

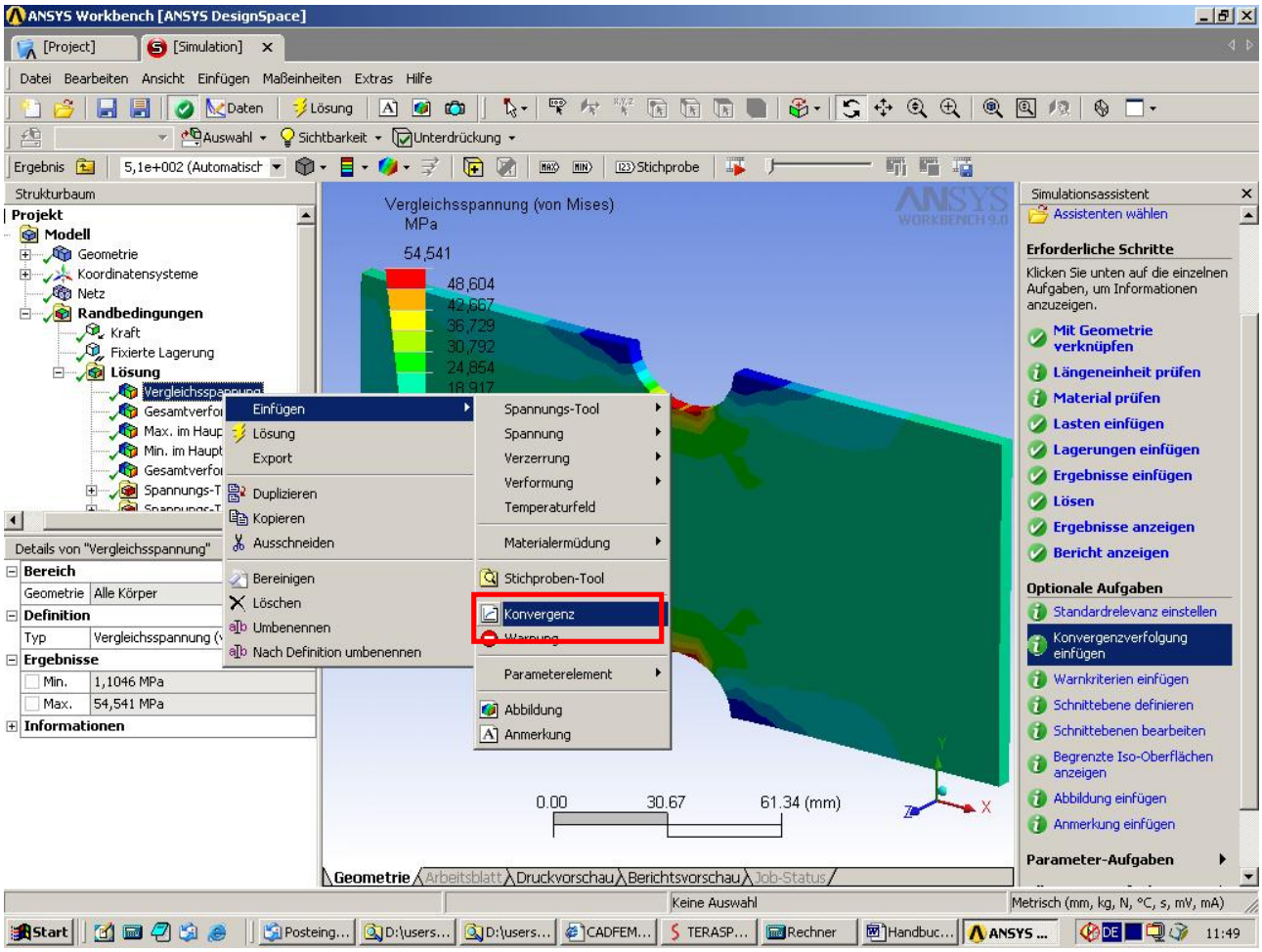

ANSYS Workbench [ANSYS DesignSpace]
[Project]
[Simulation]
Datei Bearbeiten Ansicht Einfügen Maßeinheiten Extras Hilfe
Daten
Lösung
Auswahl
Sichtbarkeit
Unterdrückung
Netz
Netzsteuerung
Vernetzungs-Feedback anzeigen
Bauteilrelevanz
Elementgröße
Kontaktelementgröße
Verfeinerung
Strukturiertes Netz
Elementtopologie
Symmetrische Vernetzung
Lokale Bauteilrelevanz
Kontaktbereich 2
Kontaktbereich 3
Kontaktbereich 4
Netz
Elementgröße
Randbedingungen
Lösung
2. Klick: Elementgröße
1. Klick: Netz anwählen
3. Klick: Bauteil(e) auswählen
4. Klick: Elementgrösse vorgeben
Elementgröße
Details von "Elementgröße" - Elementgröße
Bereich
Methode
Geometrieauswahl
Geometrie
1 Körper
Definition
Unterdrückt
Nein
Typ
Elementgröße
2, mm
0.00
35.30
70.60 (mm)
Y
Z
X
Neu
Benutzerdefinierten Zweig suchen
Öffnen
Simulationsvorlage auswählen
Klicken Sie auf eine der folgenden Verknüpfungen, um die in der Vorlage angegebenen Standardobjekte in die Lösung zu übernehmen.
Allgemeine Simulation
Emag Branch
Ermüdungssimulation
Modalanalyse
Topologieoptimierung
Temperaturfeld
Strukturmechanische Simulation
Sprödes Material
Zähes Material
Geometrie
Arbeitsblatt
Druckvorschau
Berichtsvorschau
Job-Status
Keine Auswahl
Metrisch (mm, kg, N, °C, s, mV, mA)
Start
11:35

Ebenso können an bestimmten Geometrien innerhalb eines Volumens oder einer Fläche lokale Verfeinerungen definiert werden.



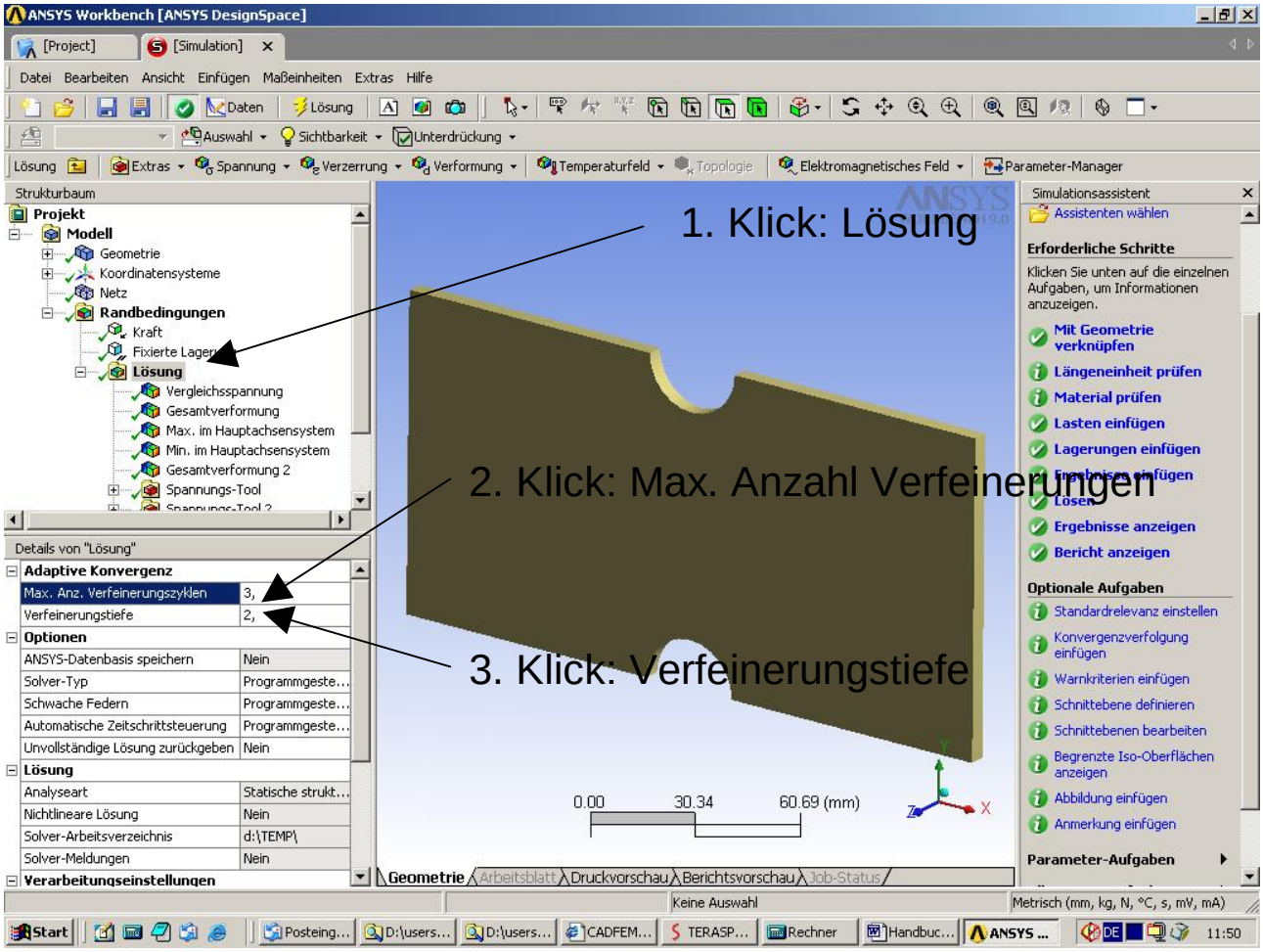
Alternativ kann statt Elementgrösse „Verfeinerung“ gewählt werden. Damit wird ein bestehendes Netz an dieser Stelle, ausgehend von der groben Vernetzung, verfeinert. Der Übergang zwischen globalem Netz und lokaler Verfeinerung ist sanfter, andererseits können keine allzu grossen Verfeinerungsgrade erreicht werden.

Alternativ kann jedem Ergebnis durch Hinzufügen über Kontextfunktion „Konvergenz“ eine automatische Konvergenzprüfung zugewiesen werden.



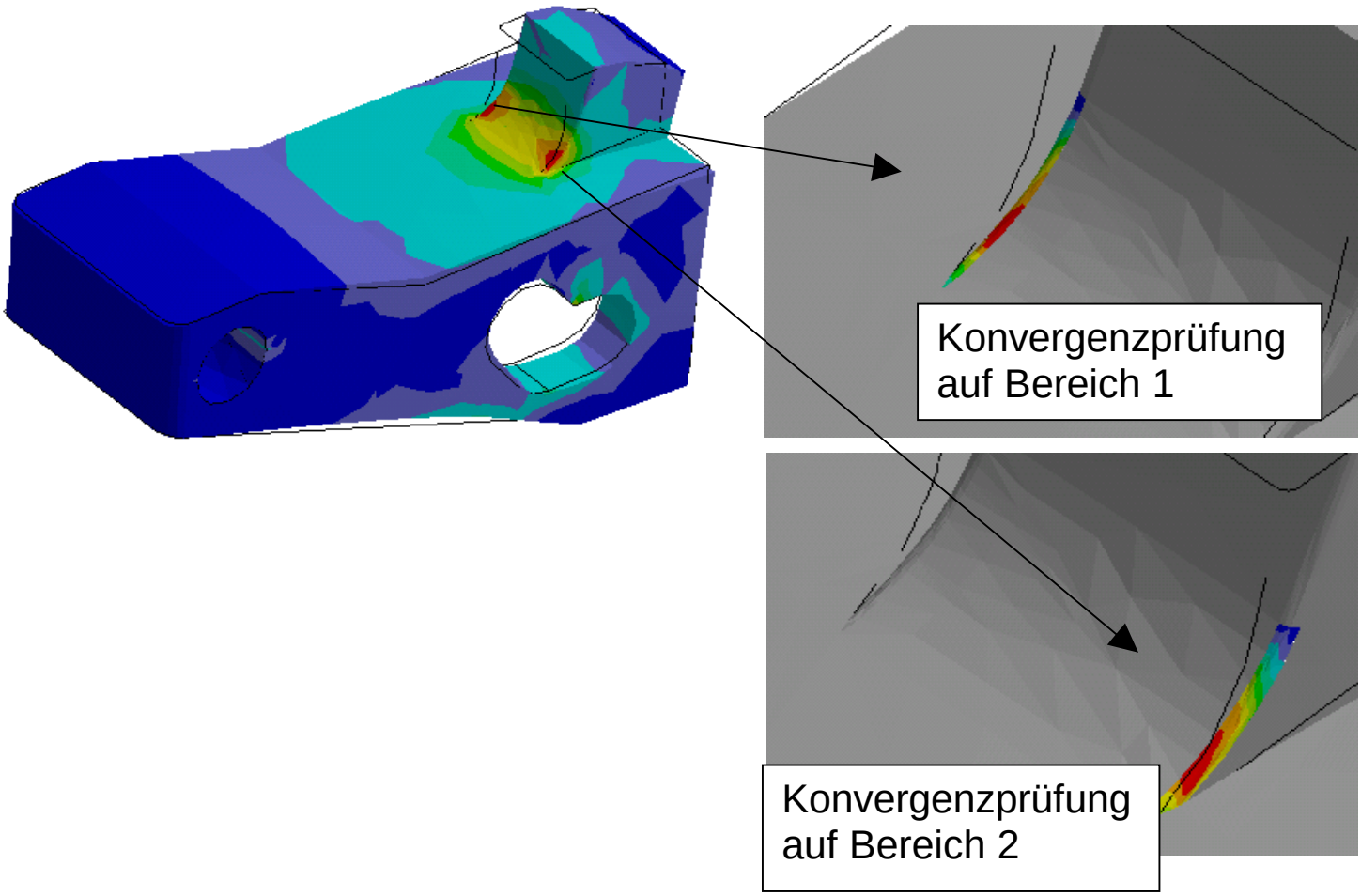
Zusätzlich ist die maximale Anzahl von Verfeinerungsschritten anzugeben. Diese steht per Default auf 1x. D. h. bei jedem Verfeinerungsschritt wird die Berechnung gestoppt, um das Zwischenergebnis zu kontrollieren. Ist dies nicht gewünscht, sollten Sie die Verfeinerungsschritte hoch setzen. Dabei ist jedoch darauf zu achten, dass primäre Ergebnisgrößen wie Verformungen und Temperaturen relativ schnell gute Konvergenz erreichen, abgeleitete Ergebnisse wie Spannungen oder Wärmeflüsse jedoch deutlich mehr Iterationsschritte und damit mehr Rechenzeit und Speicherplatz benötigen.

Wir empfehlen, die Verfeinerungsschritte auf ca. 3-4 zu setzen, da in vielen Fällen damit schon deutlich erkennbar ist, wie hoch die Genauigkeit eines Ergebnisses einzuschätzen ist, ob eine Spannung korrekt berechnet wird (konvergiert) oder eine singuläre Spannung vorliegt (divergiert). Ein höherer Wert führt im Falle von Singularitäten (siehe vorhergehender Abschnitt) zu unnötig hohen Rechenzeiten.



Die Verfeinerungstiefe bestimmt, wie schnell der Übergang von den groben zu den feinen Elementen stattfinden soll. Ein schneller Übergang (0) führt zu weniger Elementen, allerdings kann bei kniffligen Spannungsverläufen das Maximum nicht immer korrekt lokalisiert werden. Der sanftere Übergang (bis 3) erzeugt mehr Elemente, bietet dadurch aber auch die Sicherheit, den Spannungsverlauf besser zu berechnen.

Es ist empfehlenswert, die Konvergenzprüfung nur für fokussierte Ergebnisse (siehe Kapitel „Fokussierung der Ergebnisdarstellung“) zu aktivieren, da sonst die Gefahr besteht, dass singuläre Stellen in der Konvergenzprüfung mit aufgelöst werden. Dadurch steigt die Modellgröße und der Rechenaufwand unnötig an. Wir empfehlen daher, im ersten Schritt eine Analyse ohne Konvergenzprüfung vorzunehmen. Danach sollten die Bereiche mit genau zu berechnenden Ergebnisse EINZELN (!!!) fokussiert werden. D. h. jeder Spannungspeak sollte in einem separaten Fokus (ein oder mehrere Flächen) erfasst werden. Für jeden Fokus, also für jede Spannungskonzentration, sollte dann eine eigene Konvergenzprüfung eingeschaltet werden.



Nicht sinnvolle Ergebnisse wie z. B. Hauptzugspannungen im Bereich dominierender Hauptdruckspannungen sollten nicht mit einer Konvergenzprüfung versehen werden, da sie die Modellgröße unnötig vergrößern.

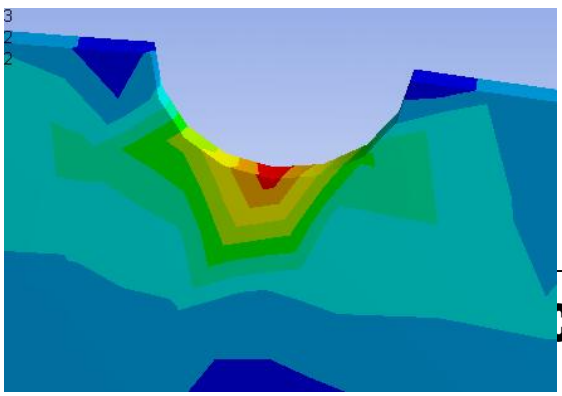
Im allgemeinen sollten verwendet werden:

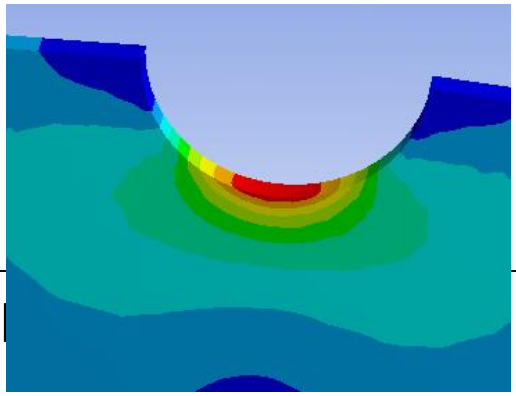
Manuelle Genauigkeitseinstellung mit

- „Relevanz -100“ für Demos, Schulung und Versuchsrechnungen
- „Relevanz 0“ mittlere Stellung für unkritische Bauteile, die lediglich auf Verformungen oder Schwingungen untersucht werden
- „Relevanz +100“ für vergleichende Spannungsaussagen
- Adaptive Genauigkeitseinstellung für hohe Ansprüche bzgl. der Genauigkeit (Konvergenz für das gewünschte Ergebnis aktivieren und einstellen).

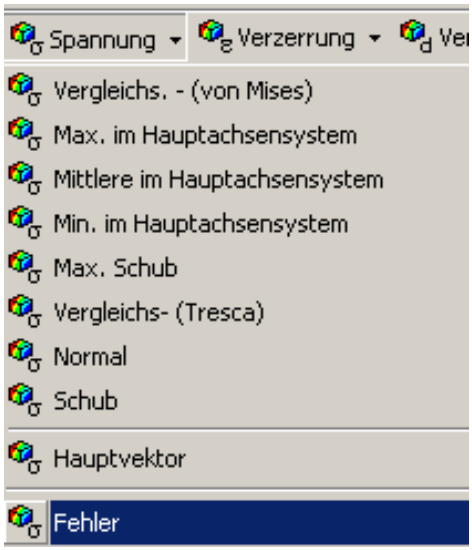
4.3 Kontrolle der numerischen Berechnungsgenauigkeit

Nach der Berechnung können Sie durch verschiedene Methoden prüfen, ob das Berechnungsergebnis bzgl. der numerischen Genauigkeit „gut“ oder „schlecht“ ist. „Das richtige Ergebnis“ ist nicht bekannt, d. h. eine absolute Aussage ist i. d. R. nicht möglich. Man muß sich also vielfach mit relativen Aussagen behelfen.
- Prüfen Sie, ob das Berechnungsergebnis von der Vernetzung unabhängig ist. Die adaptive Vernetzung mit Konvergenzprüfung macht genau dies automatisch. Sie können in zweifelhaften Fällen auch eine manuelle Netzverfeinerung an der interessanten Stelle definieren. Unterscheidet sich das Ergebnis mit dem verfeinerten Netz nicht deutlich von dem Ergebnis mit dem Ausgangnetz, war das Ausgangsnetz in Ordnung.
- Prüfen Sie den Verlauf der Spannungen, am besten in der Darstellung mit Farbbändern. In sehr zackigen Verläufen in der Spannungsdarstellung spiegelt sich der Verlauf der einzelnen Finiten Elementen – dem numerischen Verfahren. Es sollte stattdessen aber – wie in der Spannungsoptik – ein glatter, runder Verlauf sein

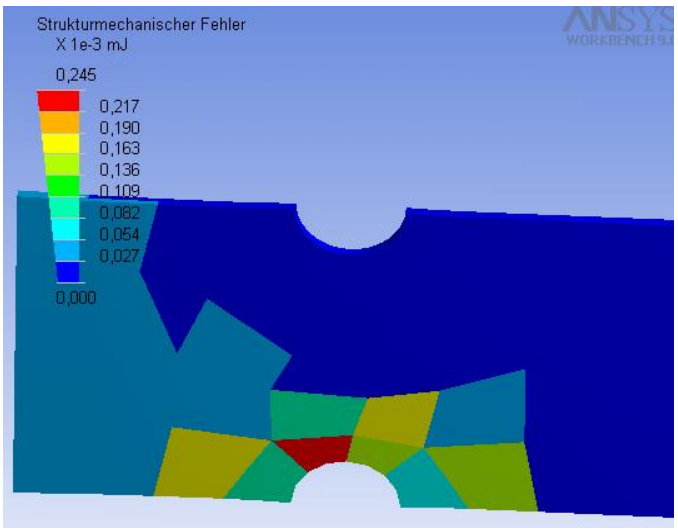




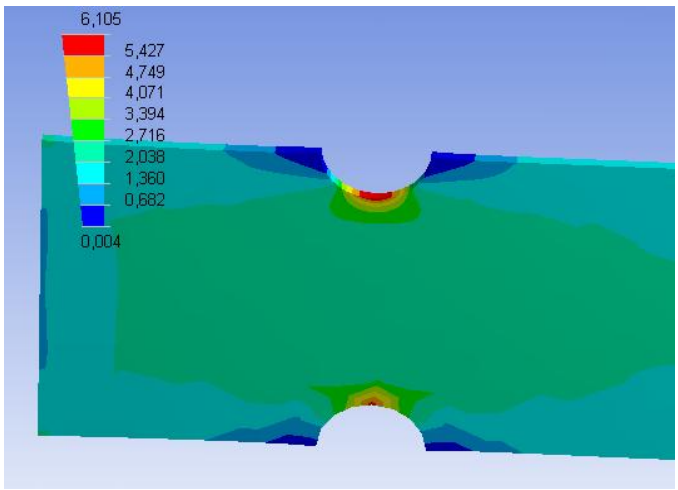
- Prüfen Sie den Fehler bei den Spannungen bzw. der Temperatur durch die sog. Fehlerenergie. Die Bereiche hoher Fehlerenergie sollten sich nicht mit den Bereichen denke, wo Sie Ergebnisse auswerten möchten.



Beispiel:



Die Fehlerenergie ist in den Finiten Elementen an der unteren Kerbe und auch noch am linken Ende hoch. Die obere Kerbe hat geringe Fehler-Energie.



Der Spannungsverlauf an der unteren Kerbe und am linken Ende ist grob, gezackt, was ebenfalls auf geringe Genauigkeit schliessen lässt. Der Spannungsverlauf an der oberen Kerbe ist glatt und rund, was – wie die geringe Fehlerenergie – auf gute Genauigkeit schliessen lässt.

4.4 Allgemeine Betrachtungen zur Genauigkeit

Durch die in DesignSpace verwendete Technologie der Finite-Element-Berechnung ist eine absolute Genauigkeitsangabe nicht möglich. Die Finite-Element-Methode ist ein Näherungsverfahren, das mit oben beschriebenen Verfahren aber eine gute Übereinstimmung mit der Praxis zeigt. Die automatische Genauigkeitssteuerung betrifft nur die Diskretisierung der Geometrie (Dichte des FE-Netzes). Unsicherheiten bei der Definition der Randbedingungen oder des Materials spielen in der Praxis meist eine deutlich grössere Rolle.

Neben der Vernetzungsgüte sollte bei jeder Berechnung die Realitätstreue der Simulation überprüft werden. Wenn Sie mit DesignSpace arbeiten, prüfen Sie bitte folgende Punkte:

- Wie gut trifft mein Berechnungsmodell das physikalische Problem?
- Ist das Einheitensystem korrekt gewählt?
- Ist das Materialverhalten ausreichend genau beschrieben? Tritt evtl. nichtlineares, temperaturabhängiges, orthotropes oder inhomogenes Material auf? Ist dies der Fall, sollte das Ergebnis vorsichtig interpretiert werden. Weitergehende Berechnungen, z. B. mit dem FEM-Programm ANSYS, können solche spezifischen Effekte mit berücksichtigen.
- Tritt bei gefertigten Bauteilen eine gewisse Streuung im Ergebnis auf? In solchen Fällen empfiehlt es sich, den Worst-Case zu simulieren.
- Ist die Belastung statisch? Wenn die Belastung stoßweise oder über die Zeit veränderlich wirkt, können größere Abweichungen zur berechneten statischen Lösung auftreten. Auch hier können weitergehende Berechnungen mit einem FE-Programm wie ANSYS für solche Belastungen genauere Aussagen liefern.
- Sind die Randbedingungen korrekt definiert? Ist die Kraftgröße und Richtung korrekt?
- Enthalten die Randbedingungen Singularitäten wie beispielsweise eine Einzelkraft, die auf einem Punkt wirkt (die

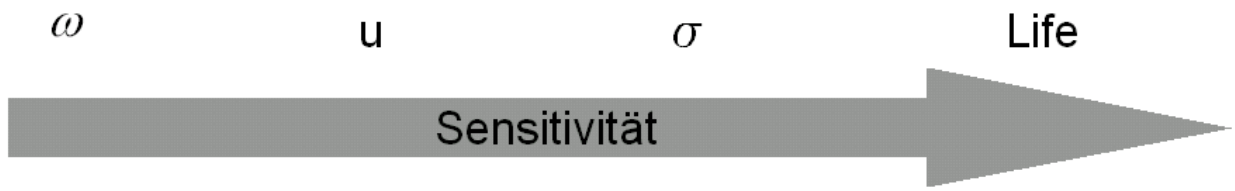
unendlich kleine Fläche bewirkt eine unendlich große Spannung). Eine ähnliche Situation tritt auf bei ”scharfen” Ecken, die wie singuläre Kräfte zu unrealistisch hohen Spannungen in der Berechnung führen. Entweder müssen diese Bereiche genauer modelliert werden (Kraft auf Fläche statt auf Punkt oder kleiner Ausrundungsradius statt der scharfen Ecke) oder bei der Ergebnisauswertung werden solche Bereiche ignoriert.

- Ist ein Bauteil sehr nachgiebig (elastisch) gelagert? In solchen Fällen können größere Abweichungen durch die anders definierte Lagerungssteifigkeit auftreten. Evtl. hilft hier eine Simulation als Baugruppe.
- Ist die maximale Belastung richtig erfasst? Ein Bauteil wird unter Umständen nicht während des Einsatzes sondern vielleicht während der Fertigung oder des Transports maximaler Belastung unterworfen.
- Sind in der Berechnung alle wesentlichen Einfüsse erfasst? Sollten einzelne Randbedingungen unklar spezifiziert sein, können vergleichende Untersuchungen mit einem oberen und unteren Grenzwert den Einfluss der Unschärfe auf das Ergebnis aufzeigen.
- Ist die Antwort plausibel? Untersuchen Sie das Bauteilverhalten, bis Sie es verstanden haben. Akzeptieren Sie keine unlogischen Ergebnisse.

Besondere Bedeutung kommt der Berechnungsgenauigkeit zu, wenn die errechneten Spannungswerte für eine Lebensdauerberechnung verwendet werden sollen. Die Lebensdauer erfordert extrem genaue Ergebnisse, da sie logarithmischer Natur ist. So kann z. B. bei einer Abweichung der Spannungen um 30% die Lebensdauer auf 1/6 herabgesetzt werden. Es ist daher empfehlenswert die Berechnungsgüte einer DesignSpace-Analyse von einem Berechnungsingenieur prüfen zu lassen, um sicherzugehen, dass alle Einflussgrößen (hier insbesondere die Randbedingungen) korrekt abgebildet sind.

Die Sensitivität von Berechnungsergebnissen hängt u.a. vom Analysetyp ab. So sind Eigenfrequenzen meist ohne grössen Aufwand von hoher Ergebnisgüte, während für Spannung- oder Lebensdauerberechnungen das Ergebnis meist erst mit einer adaptiven oder manuell verfeinerten Vernetzung ausreichend gut wird.

$\omega = \sqrt{k / m}$ F=k*u $\sigma = \varepsilon * E$ $\varepsilon = \Delta l / l$ Life = (load)$^{-k}$

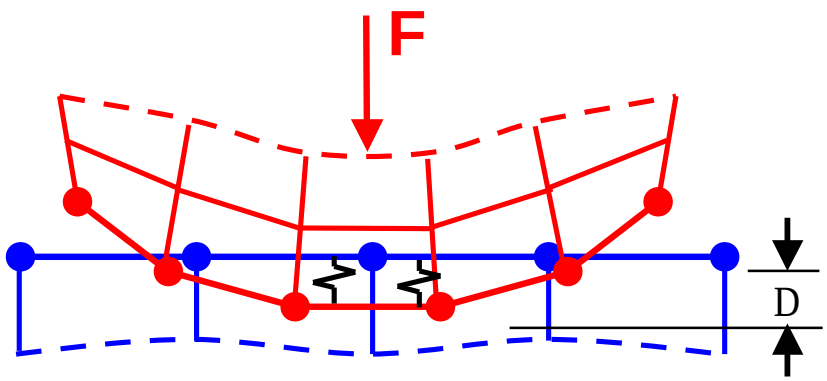


5 Baugruppen

In DesignSpace ist es möglich Baugruppen zu berechnen. Dazu wird die jeweils in ProE, UG, SW, SE, Inventor oder MDT geladene und aktivierte Baugruppe nach DesignSpace übernommen oder über ein CATIA-, SAT- oder Parasolid-File, das alle Bauteile enthält, eingeladen. Bei der Berechnung von Baugruppen werden zwischen den einzelnen Bauteilen automatisch Kontaktbereiche generiert. Diese Kontakte haben die Aufgabe sicherzustellen, dass gegenüberliegende Flächen sich nicht durchdringen. Der in DesignSpace verwendete Kontaktalgorithmus entspricht dem neuesten Stand der Technik: Flächen-Flächen-Kontaktelemente mit parabolischer Ansatzfunktion und automatische Konvergenzkontrolle sorgen für eine stabile und robuste Berechnung von Baugruppen.

5.1 Funktionsprinzip von Kontaktelementen

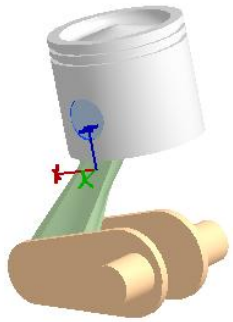
Die in DesignSpace verwendeten Kontaktelemente (ANSYS-Typ 173 und 174) werden automatisch an den Flächen generiert, die nahe beieinander liegen. Die Kontaktelemente prüfen, ob die jeweils zugehörige Kontakt-Partner-Fläche durchdrungen wird.



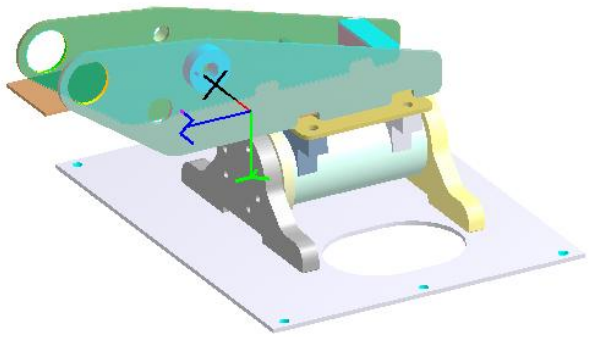
Ist dies der Fall, wirkt eine sogenannte Kontaktsteifigkeit – vergleichbar einer Rückstellfeder – dieser Durchdringung entgegen. In mehreren Iterationen wird die Durchdringung und die daraus resultierende Rückstellkraft gegenüber den äußeren Belastungen ins Gleichgewicht gebracht, bis die Durchdringung

vernachlässigbar klein geworden ist. Man spricht dann auch von einer konvergenten Lösung. Die in DesignSpace verwendeten Kontaktelemente werden per default automatisch als „bonded“ generiert, d. h. der Kontakt verhindert sowohl ein Durchdringen als auch ein Abheben der beiden Kontaktpartner. Bildlich gesprochen könnte man dies gedanklich auch als „verklebte“ Verbindung von Bauteilen betrachten. Auf Wunsch kann diese Verbindung umgestellt werden von „bonded“ auf „no separation“. Diese Kontaktoption bedeutet, dass die beiden Kontaktpartner sich in der Kontaktfläche relativ zueinander bewegen können. Ein Abheben und Durchdringen ist jedoch auch hierbei nicht möglich. Diese Kontaktbeschreibung entspricht einer reibungsfreien Anlage von 2 Bauteilen, die aufeinander gleiten können.
Eine genauere Beschreibung bei abhebenden, sich ganz oder teilweise lösenden Bauteilen erreicht man durch nichtlineare, abhebende Kontakte.

Kontakt-Typ	Eigenschaft
Bonded / Verbund	Fest, verklebt, verschweißt
No Separation / Keine Trennung	Reibungsfrei gleitend, nicht abhebend
Fricitonless / reibungsfrei	Abhebender Kontakt, reibungsfrei
Rough /rauh	Abhebender Kontakt, Reibfaktor unendlich



Bei der nebenstehenden Baugruppe „Kolben“ sind die einzelnen Bauteile mit der Kontaktoption „keine Trennung“ miteinander verbunden: Der Pleuel ist drehbar mit der Kurbelwelle verbunden. Eine Relativbewegung zwischen Pleuellagerfläche und Kurbelwellenexzenter wird dadurch ermöglicht. Ein Durchdringen der Pleuellagerfläche durch die Kurbelwellenexzenterfläche ist nicht möglich.



Eine „fest“ durch Schweißen, Kleben oder verschrauben miteinander verbundene Baugruppe wie nebenstehende Schweißkonstruktion wird in DesignSpace mit der „Verbund“-Option abgebildet.

Weitergehende Kontaktanalysen mit abebehnden Kontakten sind möglich. Es ist damit ein deutlich höherer Aufwand, sowohl numerisch als auch vom erforderlichen FEM-spezifischen Detailwissen erforderlich. In vielen Fällen hat man mit den beiden linearen Kontaktoptionen „bonded“ und „no separation“ ein günstiges Verhältnis von Aufwand zu Nutzen und verwendet dann vereinfachend diese.
Die erweiterten Kontaktoptionen „Reibungsfrei“ und „Rauh“ sollten nur nach entsprechender Einweisung in die Natur nichtlinearer Simulationen eingesetzt werden. Danach lassen sich aber auch diese beiden Kontaktoptionen effektiv nutzen, um Aussagen über Kontaktbereiche und Kontaktspannungen zu erhalten.

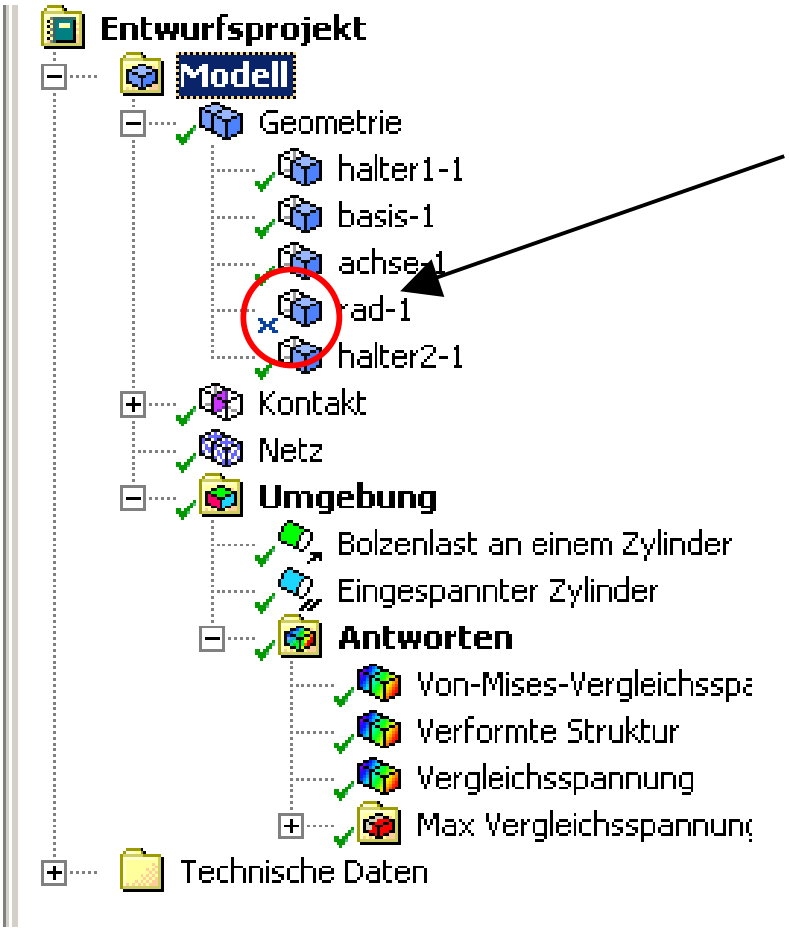
Weitergehende Analysen wie z. B. Kontakt mit Reibung oder grosse Verformungen lassen sich mit der Berechnungssoftware ANSYS durchführen, die auf den Daten des DesignSpace-Berechnungsmodells aufsetzen kann.

5.2 Baugruppen-Handling



Zentrales Instrument zum Handling der Baugruppe und zur Modifikation oder Definition von Kontakt-Bereichen ist das „Detail“-Window. Hier wird die Sichtbarkeit, der Status (unterdrückt/ nicht unterdrückt) und die Kontaktdefinition abgelegt.

Im Strukturbaum wird unter dem Punkt „Geometrie“ jedes Bauteil der Baugruppe aufgelistet. Die Bauteilnamen werden von CAD übernommen. Einzelne Teile können über das „Detail“-Window mit „Suppress“ in der Berechnung ignoriert werden. Dies empfiehlt sich jedoch nur für einzelne, wenige Bauteile. Sollen zahlreiche Bauteile in der Berechnung ignoriert werden, sind diese auf der CAD-Seite effektiver zu unterdrücken, da unterdrückte Bauteile in DesignSpace immer noch in der Bauteilliste erhalten bleiben. Unterdrückte Bauteile erhalten im Strukturbaum ein kleines X.



Um die Darstellung bei komplexen Bauteilen zu verbessern, kann die Visualisierung verändert werden. Dazu wird ein Bauteil selektiert und im „Detail“-Window die Parameter für die graphischen Eigenschaften verändert.

Im Strukturbaum kann über die rechte Maustaste ein oder mehrere Bauteile unterdrückt oder zurückgeholt werden oder der Status der unterdrücken /nicht unterdrücken Teile gewechselt werden. Sollen von einer Baugruppe mit 50 Teilen nur 2 berechnet werden, macht es Sinn, diese beiden zu unterdrücken und den „unterdrückenten Teilesatz umkehren“. Wenn Sie Bauteile nicht über den Namen sondern grafisch zum Unterdrücken auswählen möchten, wählen Sie jeweils 1 Fläche dieser Teile und gehen im Grafikfenster mit der rechten Maustaste auf „Gehe zu“ / „Entspr. Teile im Strukturbaum“, um sie dann unterdrücken zu können (Detailfenster oder rechte Maus im Strukturbaum).

Ebenfalls sinnvoll ist das Ein- und Ausblenden von Teilegruppen über die sog. „Named Selections“ oder „Auswahlgruppen“. Verschiedene Teile können zu einer Selektionsmenge zusammengefasst und gemeinsam ein- und ausgeblendet, bzw. unterdrückt und aktiviert werden.

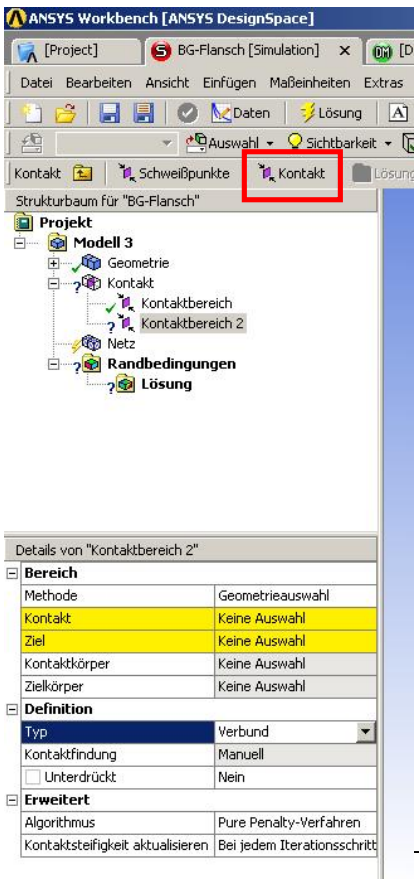


5.3 Kontakt-Definition

Beim Einlesen von Baugruppen werden automatisch Kontaktpaare erzeugt. Bei Selektion des Kontakts im Strukturbaum wird der Kontaktbereich im CAD-Fenster visualisiert. Zum jedem Kontakt kann im „Detail“-Window die Kontaktoption unter Typ von „verbunden“ zu „keine Trennung“, „rau“ oder „reibungsfrei“ geändert werden.

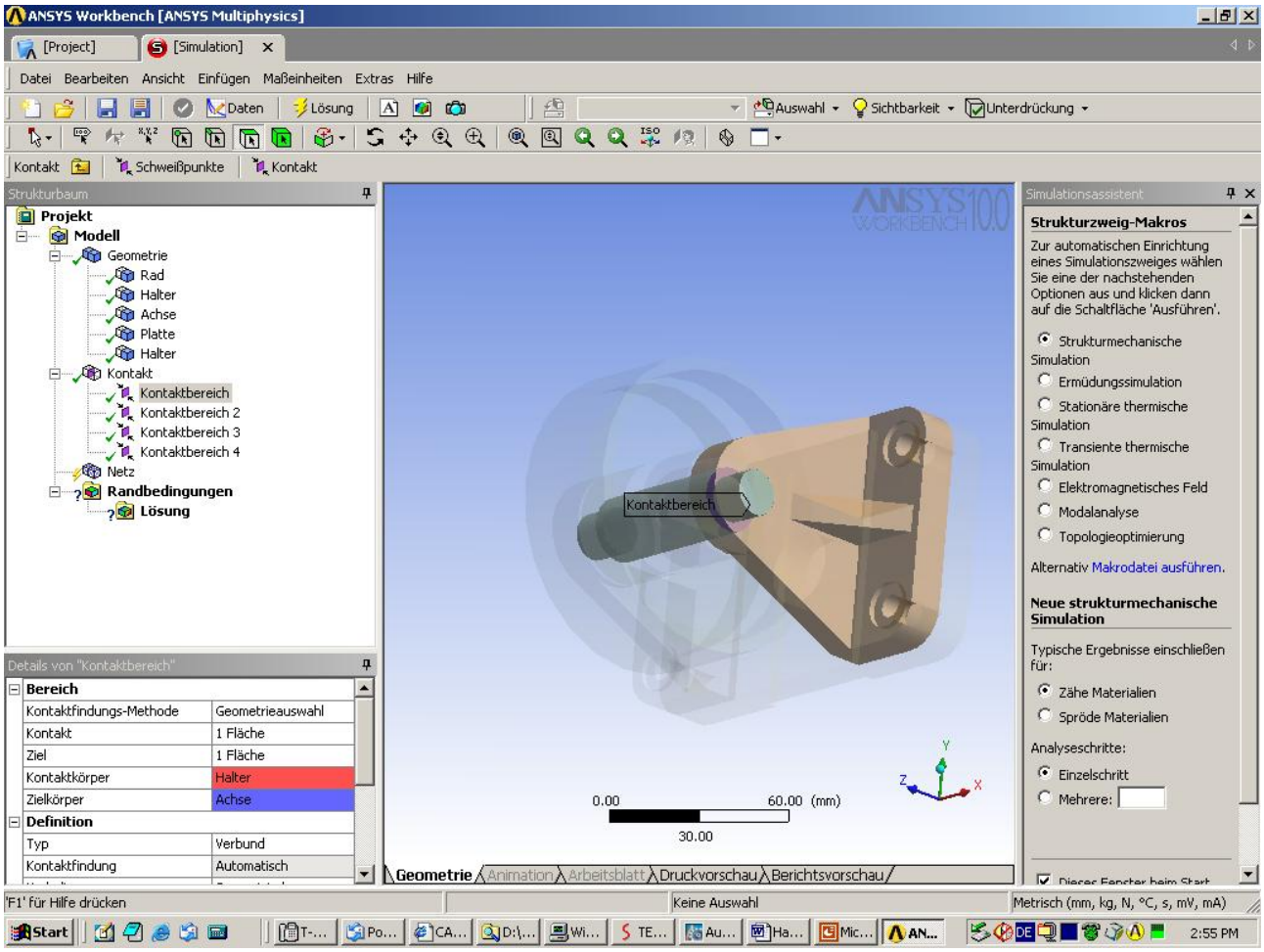


Kontakt-Typ	Eigenschaft
Bonded / Verbund	Fest, verklebt, verschweißt
No Separation / Keine Trennung	Reibungsfrei gleitend, nicht abhebend
Fricitonless / reibungsfrei	Abhebender Kontakt, reibungsfrei
Rough /rauh	Abhebender Kontakt, Reibfaktor unendlich

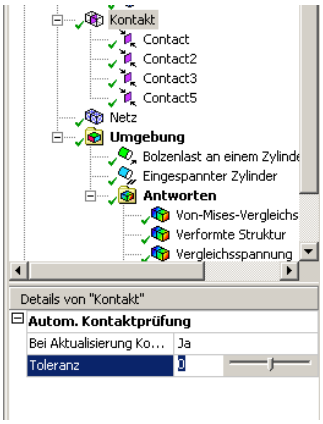


Um in einer Baugruppe zusätzliche Kontakte zu definieren, ist im Kontext-Bereich die Funktion „Kontakt“ verfügbar. Wählt man diese an, können im „Detail“-Window unter „Quelle“ und „Ziel“ die beiden Kontaktpartner (jeweils eine oder mehrere Flächen), sowie der Kontakt-Typ definiert werden.

Wenn Sie einen Kontakt anwählen, können Sie sich alle nicht am Kontakt beteiligten Bauteile nur schach, die beteiligten Kontaktpartner stärker darstellen lassen, der Kontakt dazwischen wird in Blau-Rot dargestellt.



Sind sehr viele Kontaktbereiche zu definieren, kann die automatische Kontakterzeugung von DesignSpace mit einstellbarer Kontakt-Erkennungs-Toleranz verwendet werden. Diese ist im

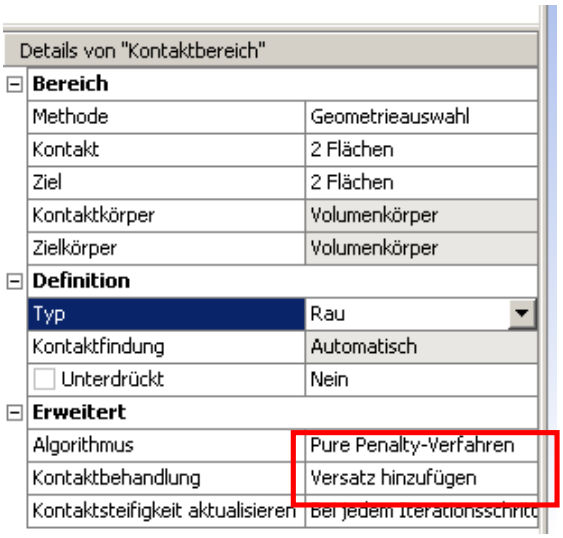


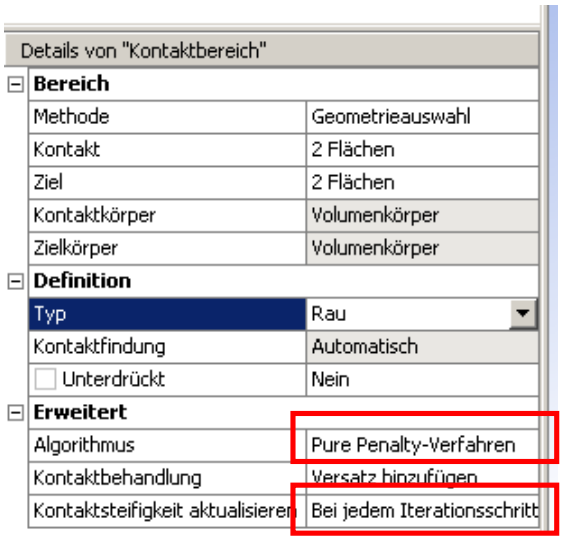
„Detail“-Window verfügbar, sobald im Strukturbaum die „Kontakt“-Ebene angewählt ist. Der hier vorhandene Schieberegler steuert die Entfernung, ab der Kontaktelemente zwischen nahegelegenen Flächen erzeugt werden. Die „Toleranz“ ist eine relative Größe in Bezug zur Bauteilgröße. Fährt man mit der Maus über das Modell, wird der akt. Such-Abstand durch einen Kreis am Fadenkreuz symbolisiert. Wenn der Kontakt-Ordner angewählt ist, kann die automat. Kontakterkennung mit der modifizierten Toleranz unter der rechten Maustaste gestartet werden. Ohne die erneute Kontakterkennung, wirkt sich eine Änderung der Toleranz nicht aus!

Die Eigenschaften der automatisch erzeugten Kontakte sind über Extras/Optionen/Kontakt einstellbar. Es ist sehr hilfreich, dort die Option „Kontaktsteifigkeit aktualisieren“ auf „bei jedem Iterationsschritt“ einzustellen, um bei abhebenden Kontakten (reibungsfrei, rau) ein besseres Konvergenzverhalten zu erreichen.

Um zu überprüfen, ob es Bauteile gibt, die nicht über Kontakt mit anderen Bauteilen verbunden sind („frei im Raum schweben“), gehen Sie im Grafik-Fenster mit der rechten Maustaste auf „gehe zu“ / „Bauteile ohne Kontaktflächen im Strukturbaum“. Wenn kein Teil im Strukturbaum angewählt wird, sind alle Bauteile mit mindestens 1 Kontakt versehen. In der Regel sollte jedes Teil mindestens einen Kontakt zu den anderen Teilen der Baugruppe besitzen, da sonst keine Interaktion (Kraftfluss, Wärmefluss) stattfinden kann.

Bei Spalten und Durchdringungen von Teilen wird dieser Versatz bei den Kontakttypen „Verbund“ und „Keine Trennung“ nicht berücksichtigt, so als ob beide Kontaktpartner berührend aneinander liegen, d. h. Durchdringung und Spalt werden ignoriert. Die beiden Kontaktarten „reibungsfrei“ und „rau“ bieten im Detail-Fenster unter „Erweitert“ die Möglichkeit, vorhandene Lücken oder Durchdringungen in der Berechnung mit zu berücksichtigen (Versatz hinzufügen) oder auszuschalten (auf Berührung anpassen, sinnvoll um z. B. ein konstruiertes Übermass zur Berechnung einer Presspassung auszuschalten).

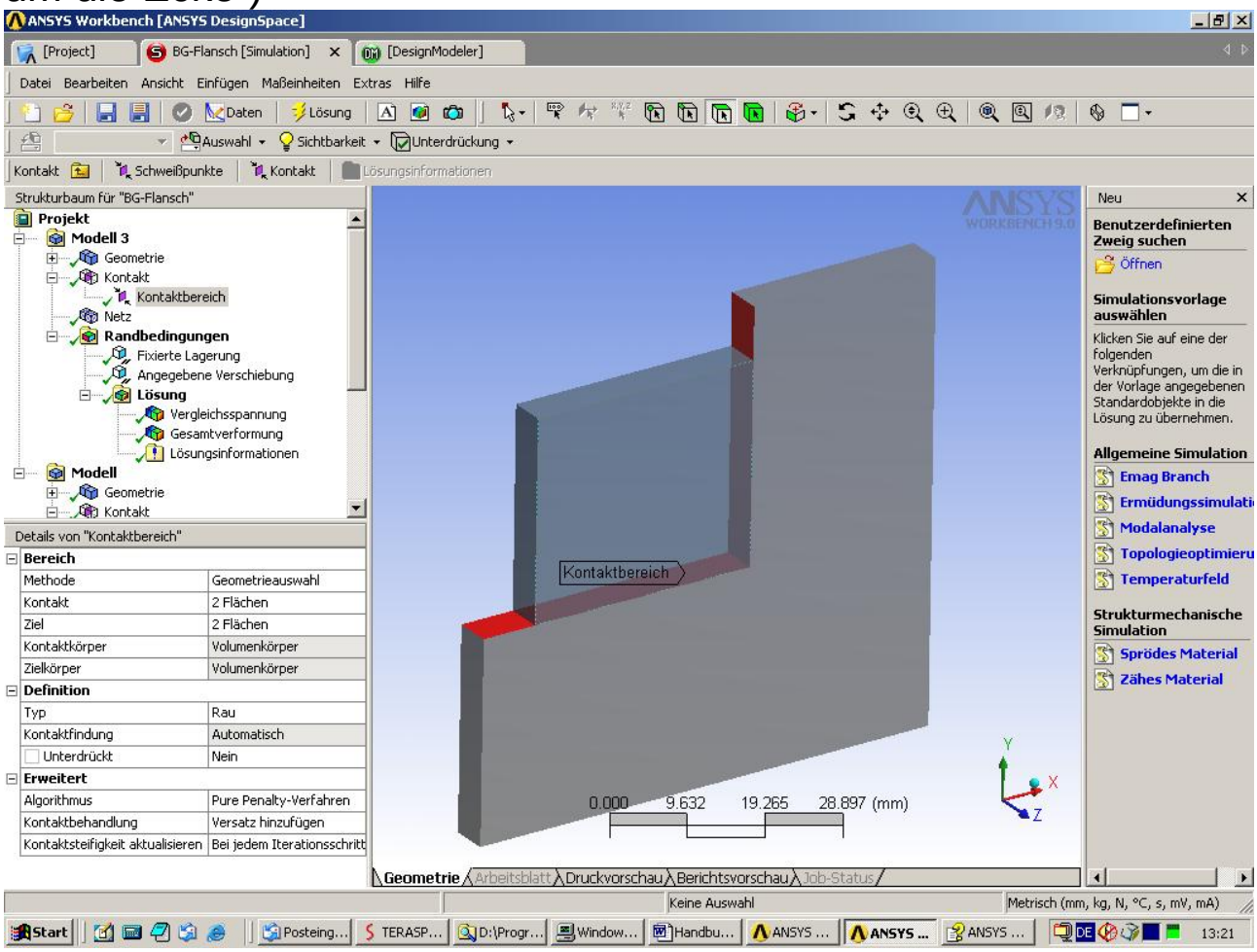


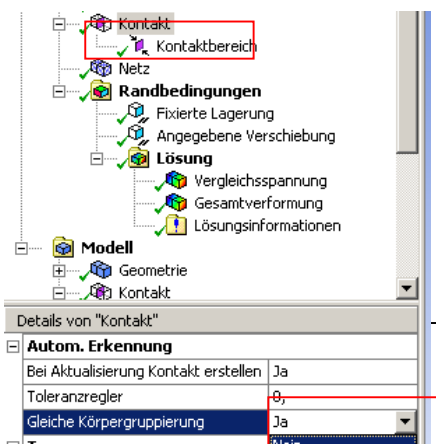


Eine weitere Kontakt-Eigenschaft betrifft das verwendete numerische Verfahren. Per Default ist das Pure-Penalty-Verfahren eingestellt. Es können aber auch andere Verfahren eingestellt werden. Pure Penalty ist ein sinnvoller Kompromiß zwischen universeller Einsetzbarkeit, Geschwindigkeit und Genauigkeit. Andere Einstellungen sollten Sie nur treffen, wenn Sie sich über die Vor- und Nachteile der einzelnen Verfahren bewusst sind (Schulung!!!).
Pure Penalty: Basis-Einstellung. Universell einsetzbar, geringe Rechenzeit, numerisch sensitiv, bei Abständen zwischen den Kontakt-Partnern z. T. problematisch
Augmented Lagrange: Höhere Genauigkeit, mehr Rechenzeit.
MPC-Verfahren: Nur bei Verbund-Kontakt verfügbar. Höhere Genauigkeit bei Abständen zwischen Kontakt-Partnern. Gefahr bei verschachtelten Kontakten („overconstraint“-Problem)

Lagrange-Verfahren: Hohe Genauigkeit, deutlich höhere Rechenzeit (keine iterativen Solver), eingeschränktes Einsatzspektrum
Für die abhebenden Kontakte Rau und Reibungsfrei sollte die Kontaktsteifigkeit bei jedem Iterationsschritt aktualisiert sein (je nach Algorithmus). Dies kann auch als Voreinstellung definiert werden (siehe oben).

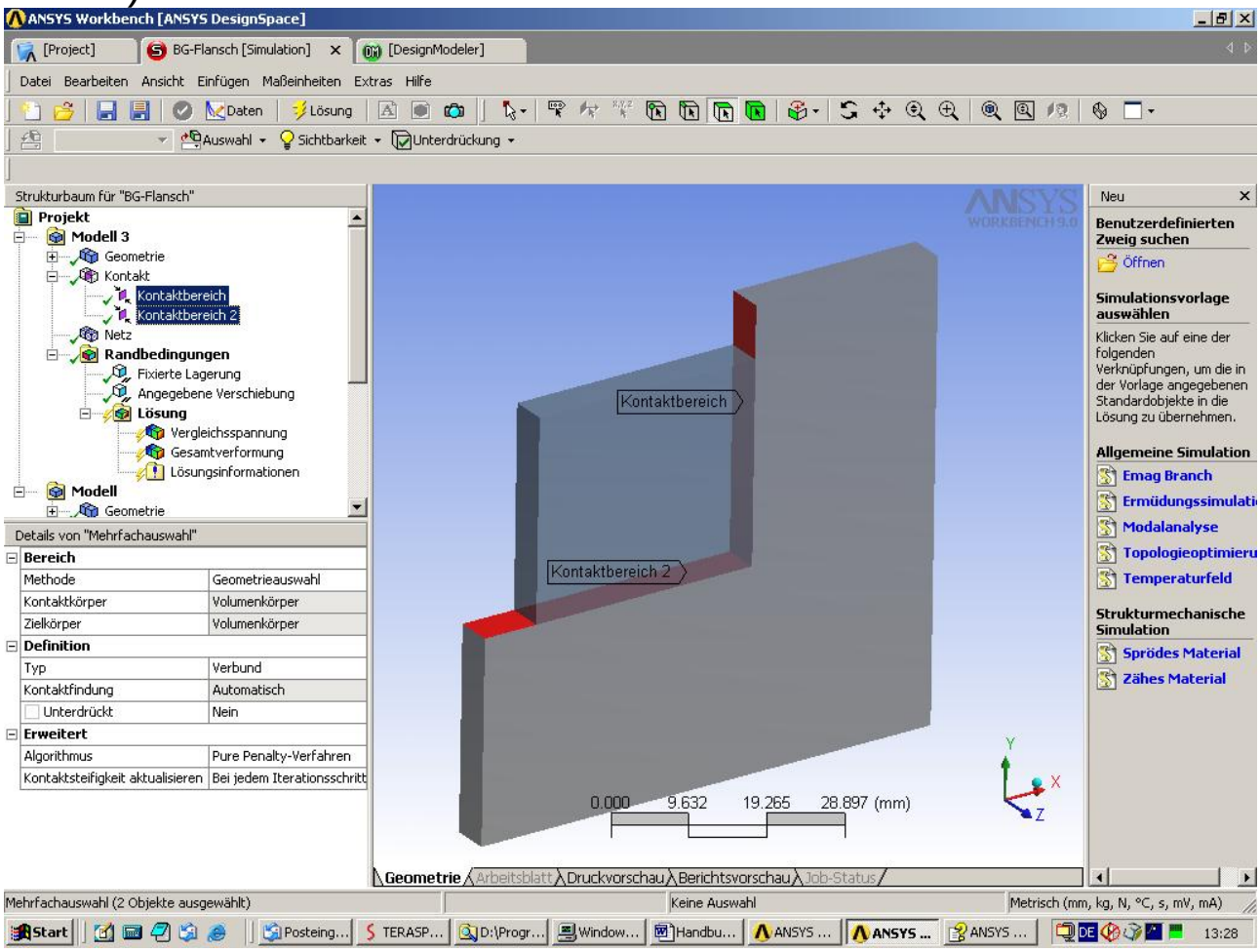
Bei Kontakten zwischen 2 Bauteilen, die sich über mehrere Regionen erstrecken werden alle Kontakte in einer Kontaktdefinition zusammengefasst (siehe Bild, der Kontakt „geht um die Ecke“)





Wenn man in verschiedenen Regionen unterschiedliche Eigenschaften (Verbund, Keine Trennung, Reibungsfrei, Rau, Versatz, Verfahren etc.) definieren möchte, müssen dazu die Kontakte aufgesplittet werden. Dies kann in DesignSpace durch

das Ausschalten der „gleichen Körpergruppierung“ und Neuberechnen des Kontaktes (rechte Maustaste, automat. Kontaktfindung) erreicht werden.
Damit werden automatisch passende Kontakt-Paare erzeugt, denen einzeln Eigenschaften vergeben werden können (siehe Bild, der Kontakt geht jeweils nur noch bis zur Ecke, nicht mehr darüber hinaus).



Auf diese Weise lassen sich z. B. einzelne Regionen über Verbund-Kontakt, andere über abhebende Kontakte definieren.

5.4 Baugruppen-Berechnung

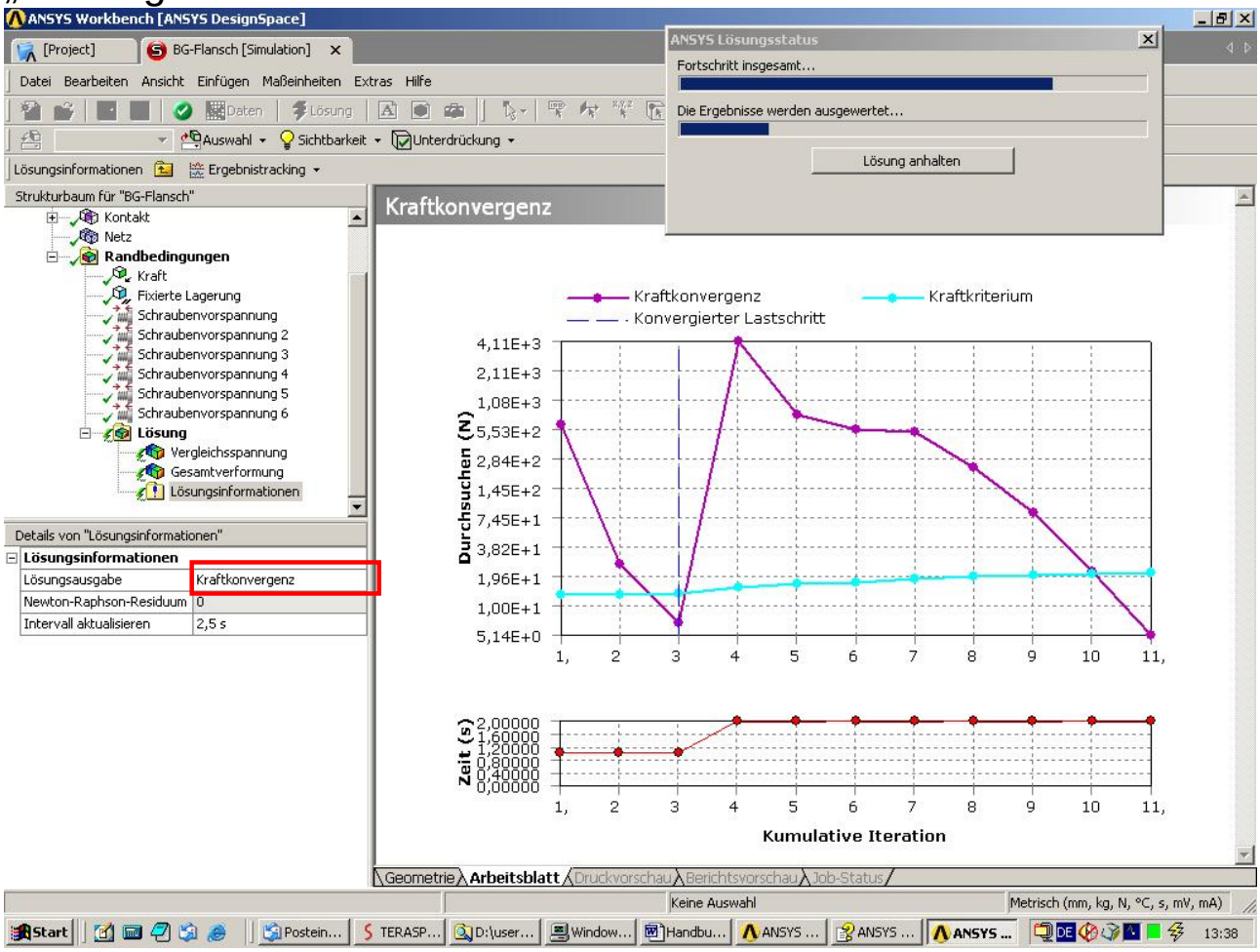
Aufgrund der höheren Zahl von Bauteilen und des iterativen Berechnungsverfahrens bei nichtlinearen Kontaktelementen, spielt die Berechnungszeit bei Baugruppen eine größere Rolle als bei Einzelteilen. Deshalb sollten folgende Punkte dringend beachtet werden:

- Der Speicherplatz im TEMP-Verzeichnis muss soweit wie möglich freigeräumt werden.
- Die Anzahl der Bauteile sollte soweit wie möglich begrenzt werden.
- Die Vernetzung sollte für Teile, die lediglich für die Übertragung von Kräften und Momenten in der Baugruppe enthalten sind, so grob wie möglich angesetzt werden (Elementgröße für Volumen definieren).
- Bei der Ergebnisdarstellung ist die Fokussierung (siehe Abschnitt 3.3.2) zu nutzen, um jedes Bauteil für sich auswerten zu können.
- Bei nichtlinearen Kontaktberechnungen sind mehrere Berechnungsiterationen notwendig, die jeweils dem Umfang einer linearen Analyse entsprechen. Das Kräfteungleichgewicht zwischen äußeren und inneren Kräften sollte mit fortschreitender Iteration immer geringer werden. Dies kann auch während der Berechnung durch Einfügen von „Lösungsinformation“ geschehen. (im Strukturbaum Lösung wählen, im Kontextbereich Extras/Lösungsinformation). Im Arbeitsblatt erhalten Sie folgende Solver-Ausgabe:

```
EQUIL ITER   1 COMPLETED.  NEW TRIANG MATRIX.  MAX DOF INC=  -1.304
LINE SEARCH PARAMETER =   1.000     SCALED MAX DOF INC =  -1.304
FORCE CONVERGENCE VALUE  = 0.2265E+07  CRITERION= 0.3405E+05
EQUIL ITER   2 COMPLETED.  NEW TRIANG MATRIX.  MAX DOF INC=  0.3223
LINE SEARCH PARAMETER =  0.8414     SCALED MAX DOF INC =  0.2712
FORCE CONVERGENCE VALUE  = 0.3896E+06  CRITERION= 0.3464E+05
EQUIL ITER   3 COMPLETED.  NEW TRIANG MATRIX.  MAX DOF INC=  0.2728
LINE SEARCH PARAMETER =  0.3901     SCALED MAX DOF INC =  0.1064
FORCE CONVERGENCE VALUE  = 0.2413E+06  CRITERION= 0.3549E+05
EQUIL ITER   4 COMPLETED.  NEW TRIANG MATRIX.  MAX DOF INC=  0.2651E-01
LINE SEARCH PARAMETER =  0.8167     SCALED MAX DOF INC =  0.2165E-01
FORCE CONVERGENCE VALUE  = 0.4531E+05  CRITERION= 0.3621E+05
```

```
EQUIL ITER   5 COMPLETED.  NEW TRIANG MATRIX.  MAX DOF INC=  0.2443E-01
LINE SEARCH PARAMETER =  0.3964     SCALED MAX DOF INC =  0.9686E-02
FORCE CONVERGENCE VALUE  = 0.2705E+05  CRITERION= 0.3696E+05 <<< CONVERGED
>>> SOLUTION CONVERGED AFTER EQUILIBRIUM ITERATION   5
```

Man sieht, wie das Kräfte-Ungleichgewicht immer kleiner wird, bis es einen Grenzwert unterschreitet und damit die Lösung „konvergiert“.



Sie sehen am Konvergenzverlauf, ob und wie schnell Sie eine Lösung erwarten können. Konvergiert Ihre Berechnung nicht, prüfen Sie bitte folgende Punkte:

- Sind alle Bauteile gelagert? Ist ein Bauteil komplett frei beweglich, kann dies zu Problemen führen.
- Hat jedes nicht gelagerte (fixierte) Bauteil mindestens einen Kontakt? Prüfen Sie dies im Grafik-Fenster mit „Gehe zu/Körper ohne Kontaktflächen im Strukturbaum“. Im Strukturbaum werden dann die Bauteile markiert, die keinen Kontakt zu anderen Bauteilen haben
- Gibt es Bauteile, die nur über abhebende Kontakte definiert sind? Prüfen Sie, ob sie mit Verbund-Kontakt oder Keine

Trennung arbeiten können. Sind diese Bauteile mit einer Kraft belastet, ersetzen Sie diese durch eine angegebene Verschiebung (die Sie nach der Berechnung anhand der sich einstellenden Reaktionskraft wieder anpassen müssen).

- Denken Sie bei der Randbedingung Schraubenvorspannung daran, dass die Schraube für die Berechnung zerteilt wird. Sind die beiden „Hälften“ der Schraube mit anderen Bauteilen in Kontakt? Idealerweise ist der Kontakt zwischen dem Schraubemkopf und dem anliegenden Flansch ein Verbund-Kontakt, ebenso der Kontakt zwischen dem eingeschraubten Gewindeschaft der Schraube und der Gewindebohrung. Vergessen Sie nicht dafür zu sorgen, dass beide Schraubenenden mit Kontakt versehen sind. Insbesondere bei Schrauben mit Nenndurchmesser und Gewindebohrung mit Kerndurchmesser ist der Abstand der Kontaktpartner zur groß für eine automat. Kontaktfindung. Sorgen Sie dafür, dass die Fläche, auf die die Schraubenvorspannkraft wirkt NICHT in einer Kontaktdefinition verwendet wird (Schraube selektieren, rechte Maus, Gehe zu/Kontakte für ausgewählte Körper).
- Prüfen Sie, ob sie bei den abhebenden Kontakten Rau und Reibungsfrei die Option „Kontaktsteifigkeit aktualisieren“ auf „bei jedem Iterationsschritt“ eingestellt haben.
- Prüfen Sie, ob durch das freie gleiten bei reibungsfreien oder Keine-Trennung-Kontakten Bauteile frei verschieblich sind. Stellen Sie evtl. die Kontakt-Option auf den entsprechenden Kontakt-Typ um, der NICHT gleitet.
- Definieren Sie eine feinere Netzdichte IM KONTAKTBEREICH (nicht global).
- Falls alles nichts hilft: Rechnen Sie Ihre Baugruppe zuerst einmal mit nicht-abhebenden Kontakten. Prüfen Sie die Randbedingungen. Stimmen diese? Prüfen Sie die Verformungen. Auch und gerade auf große, freie Bewegungsmöglichkeiten einzelner Bauteile oder Baugruppen.

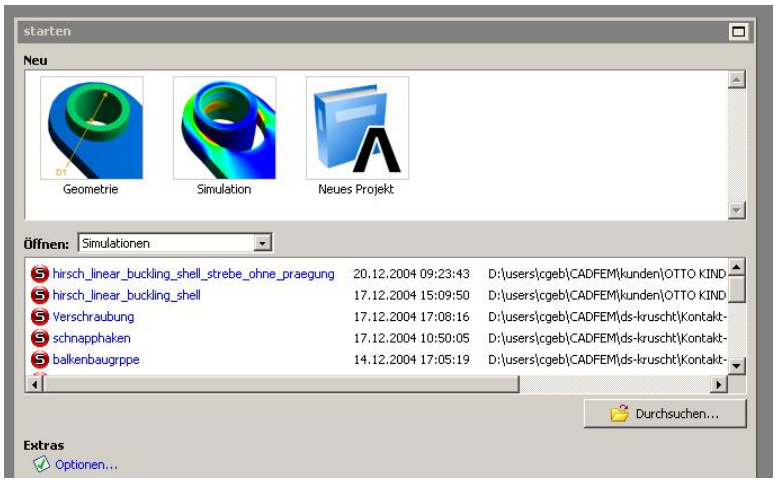
6 Analysen in 2D

In vielen Fällen lässt sich ein Problem in 2D hinreichend gut beschreiben, so dass man darauf verzichten kann, ein 3D-Modell zu definieren. Der Vorteil ist eine bessere Performance und manchmal auch eine genauere Abbildung des zu berechnenden Zustandes.
Man unterscheidet dabei 3 Varianten

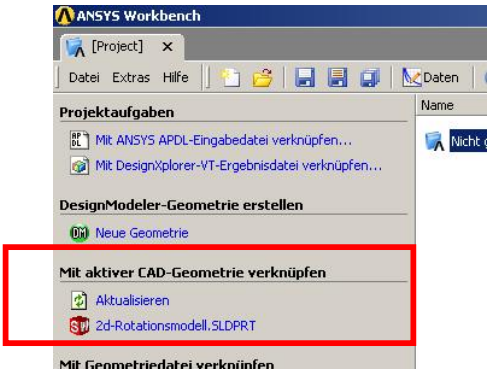
- Ebener Spannungszustand: Die Spannungen senkrecht zur Betrachtungsebene sind Null, die Dimensionen senkrecht zur Ebene sind deutlich geringer als in der Ebene. Die Dicke ist für die Berechnung notwendig. Belastungen liegen in der Ebene. Beispiel: Runde Blech-Scheibe unter Fliehkraft.
- Ebener Verzerrungszustand: Die Verformungen senkrecht zur Betrachtungsebene sind Null, die Dimensionen senkrecht zur Ebene sind deutlich größer als in der Ebene. Die Tiefe des Profils ist eigentlich unendlich, es wird jedoch nur ein Ausschnitt von der Tiefe 1 gerechnet (1 mm, 1cm, 1 m, Einheitensystem der Geometrie-Erzeugung). Belastungen liegen in der Ebene über die gesamte Tiefe des Profils. Beispiel: Flächenlast auf einem Straßenbahn-Profil.
- Axialsymmetrie: Ein axialsymmetrisches Bauteil wird nur in seinem Querschnitt untersucht. Die Y-Richtung ist die Rotationsachse Lasten gelten für die gesamte Geometrie (360 Grad).

Es können jedoch nur symmetrische Lasten und Ergebnisse berechnet werden. Daher scheidet die 2D-Analyse für Modalanalysen meist aus, da unebene (unsymmetrische) Moden nicht berechnet werden können. Ebenso für eine rotationssymmetrische Welle unter Biegung.

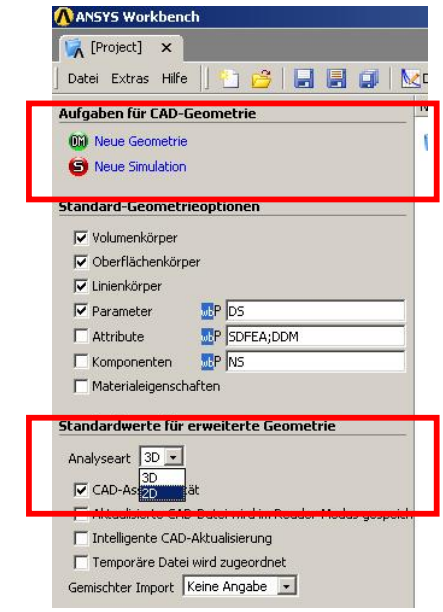
Die Geometrie muß sich in der X-Y-Ebene befinden, bei axialsymmetrischen Bauteilen im positiven x- und y-Bereich (1. Quadrant). In 2D können keine Kontakte verwendet werden.



Beim Importieren der Geometrie muss die Berechnung als 2D definiert werden. Dazu nicht direkt die Simulation sondern ANSYS Workbench starten. Wählen Sie dort „Neues Projekt“....

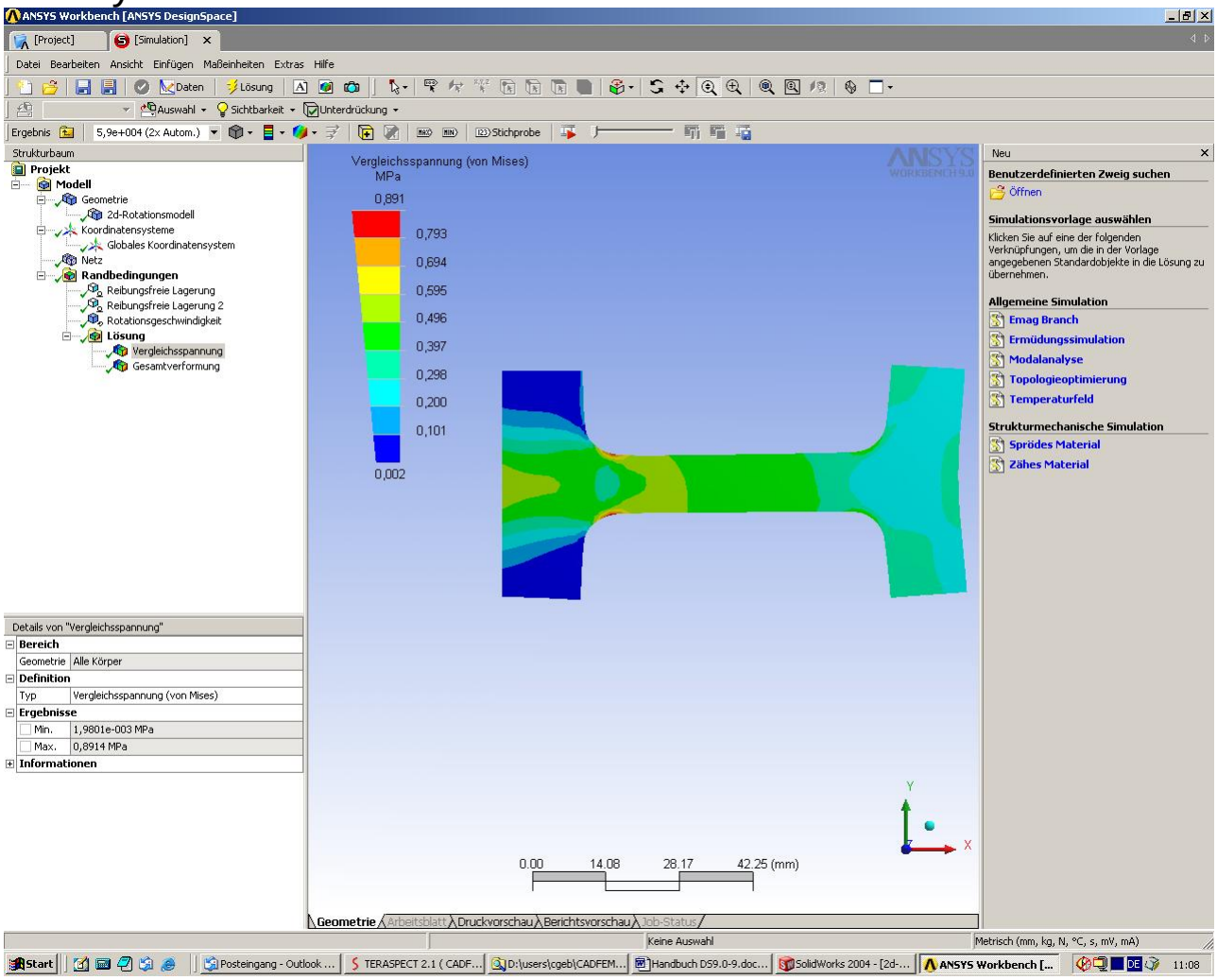


... wählen Sie dann unter „mit aktiver CAD-Geometrie verkünpfen“ Ihre aktive CAD-Geometrie aus...



... ändern Sie dann unter „Standardwerte für erweiterte Gemometrie“ die Analyseart auf 2D und starten Sie dann oben unter „Aufgaben für CAD-Geometrie“ eine „Neue Simulation“.

Definieren Sie dann die 2D-Analyseart, indem Sie im Strukturbaum das Bauteil anwählen und dann im Detail-Fenster unter „Verhalten“ Ebenen Spannungs-, ebenen Verzerrungszustand oder Axialsymmetrie einstellen.

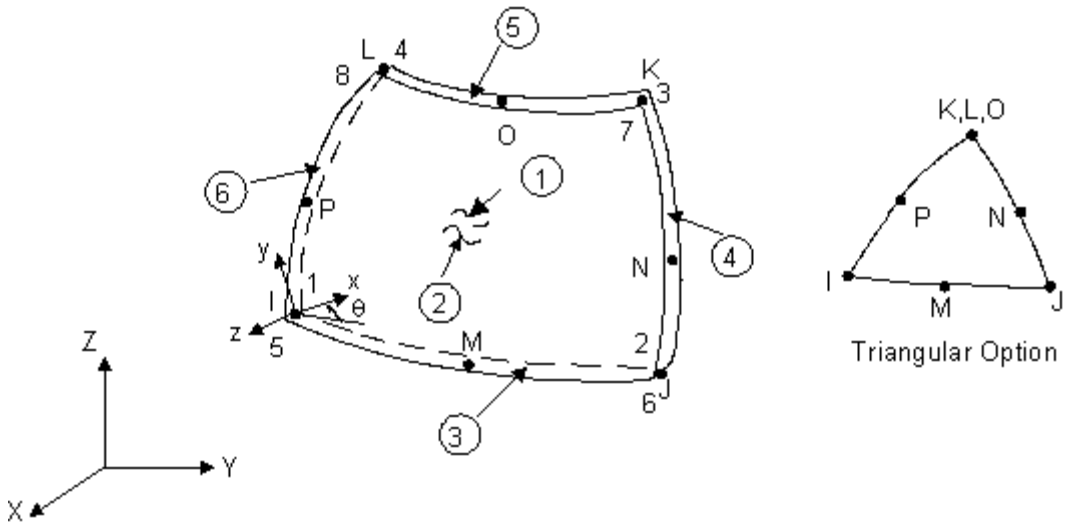


Es können alle Randbedingungen verwendet werden ausser der Schraubenvorspannung.

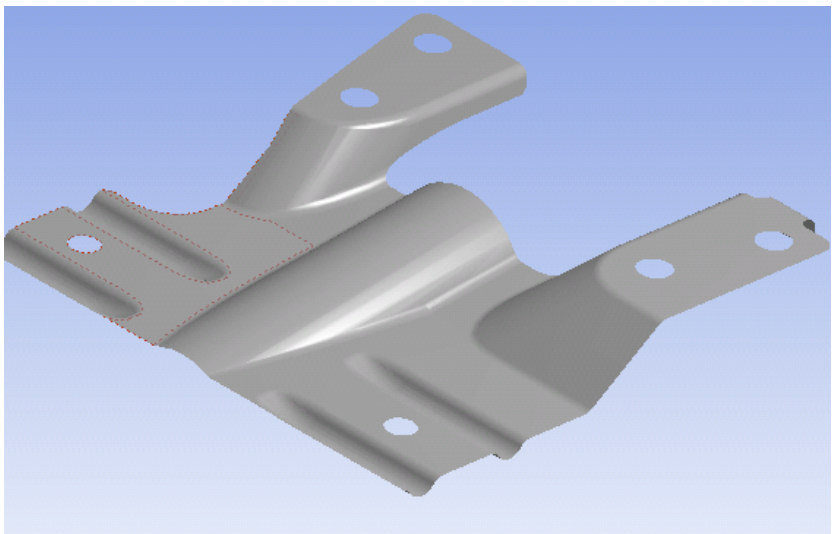
Die Berechnung in 2D liefert in geeigneten Fällen das Ergebnis sehr viel schneller als ein 3D-Modell. Es müssen allerdings die Lasten UND die Geometrie in der jeweiligen Ebene liegen.

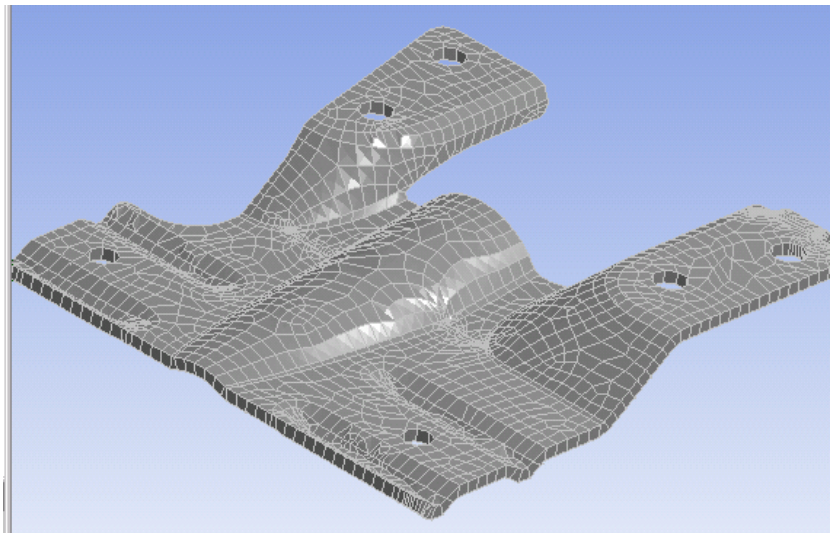
7 Schalen

Für dünnwandige Bauteile (typisch: Bauteile aus Blech) besteht in DesignSpace die Möglichkeit, Schalenelemente zu verwenden. Dabei wird die Geometrie nicht über das gesamte Volumen abgebildet, sondern lediglich über eine Fläche, die eine Dickeninformation besitzt.

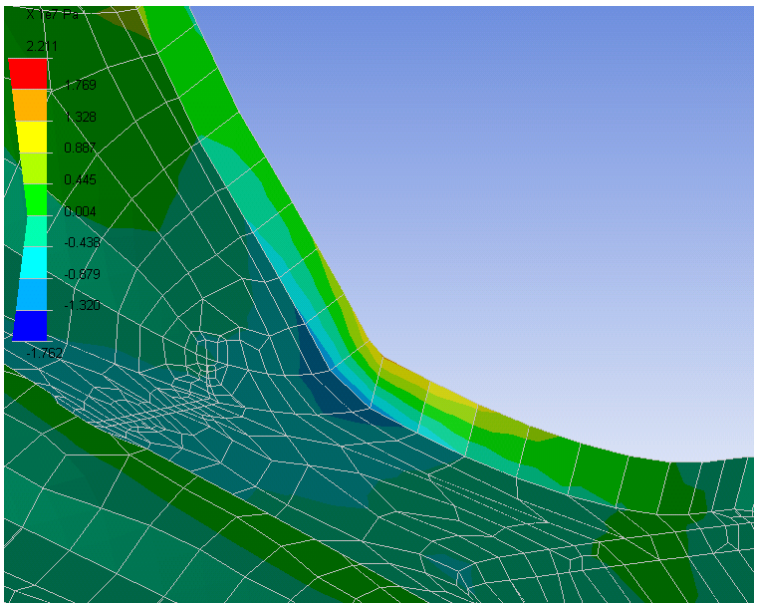


Voraussetzung für die Schalenelemente ist, dass die Geometrie als Fläche vorliegt und damit die wesentliche Geometrie-Information (zzgl. Der Dicke) beinhaltet. Viele CAD-Systeme bieten Funktionen, um Volumengeometrie in Flächenmodelle umzuwandeln. Im Idealfall ist dies ein Mittelflächenmodell (in der Mitte der Volumengeometrie), es wird aber oft auch eine der beiden Außenflächen verwendet.





Die Vernetzung erfolgt mit Dreieck- oder Viereck-Elementen. Diese Elemente werden jedoch als Prismen oder Würfel in „aufgedickter“ Form dargestellt.

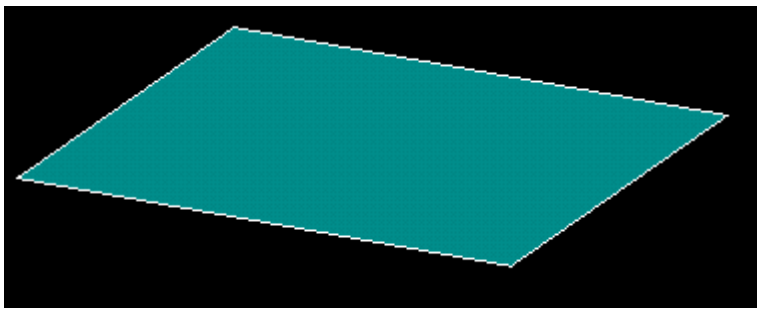


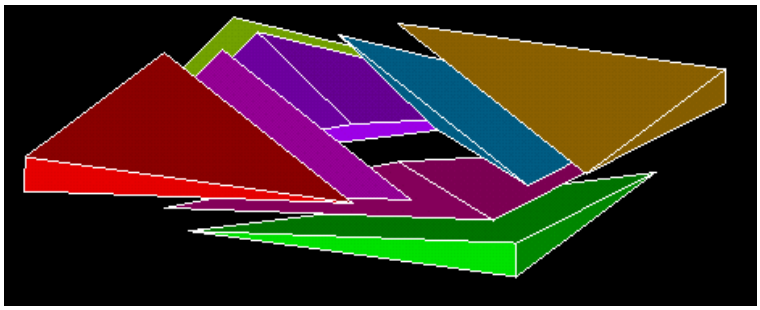
Bei der Ergebnis-darstellung wird ebenfalls die „aufgedickte“ Darstellung verwendet. Das Ergebnis wird an seinem wahren Ort dargestellt. Es braucht also nicht wie in vielen klassischen FE-Systemen die Ebene (Top-Mid-Bottom) ausgewählt werden, sondern man sieht das Ergebnis an der jeweiligen Stelle.

Mit diesen Schalenelementen lassen sich Felder errechnen, die über die Dicke einen konstanten oder linearen Spannungsverlauf besitzen. Sie sind also in der Mechanik z. B. dazu geeignet, Normal- und Biegespannungen abzubilden. Lokale Effekte über die Dicke lassen sich damit jedoch nicht abbilden. So sind z. B. keine Spannungsaussagen an Dickensprüngen zwischen verschiedenen Schalendicken möglich. Ebenso ist der T-Stoß von 2 Schalenelementen eine singuläre Stelle ohne Spannungsaussage. Auch die außermittige Krafteinleitung kann über Schalenmodelle nicht abgebildet werden. Wenn Spannungsergebnisse an solchen

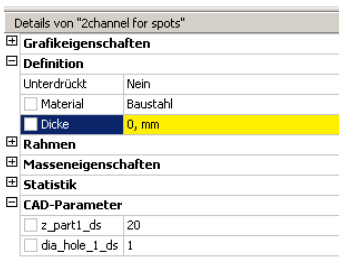
Stellen gewünscht sind, muss hier die Geometrie mit Volumen genauer abgebildet werden.

Für dünnwandige Bauteile bieten Schalenelemente jedoch hohe Performance-Vorteile. Bei dünnwandigen Volumen müsste ein Tetraedernetz extrem viele Elemente beinhalten, um die Verzerrung der Tetraeder (Grenze: Seitenverhältnis 1:10) und damit den Fehler klein zu halten. Setzt man eine gleichgroße Elementierung voraus, benötigt man für die Volumenelemente etwa



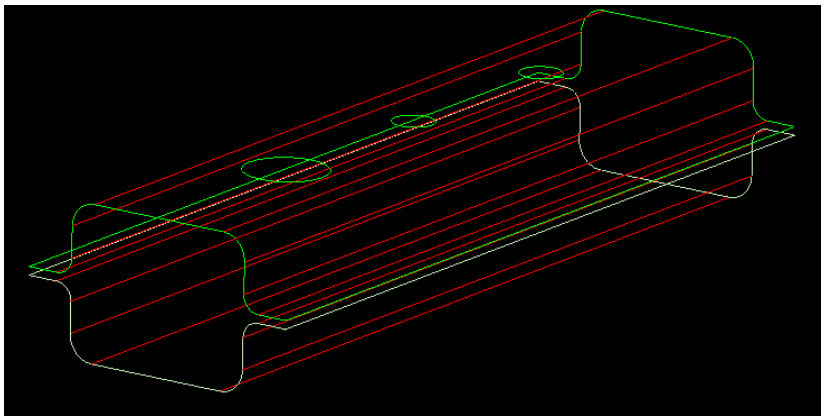


10 mal so viele Knoten und fünfmal so viele Freiheitsgrade. Schalenelemente sind also ein effektiver Weg, den Berechnungsaufwand bei dünnwandigen Bauteilen zu reduzieren. Da in der Praxis der Aufwand zur Ableitung von Schalenmodellen aus einer bestehenden Volumengeometrie oft nicht ohne manuelle Handarbeit möglich ist, geht die Tendenz dazu, auch solche Bauteile mehr und mehr über Volumen zu rechnen. Trotz grösserer FE-Modelle ist der gesamte Bearbeitungsaufwand für eine automat. Tetraedervernetzung soviel geringer, dass dadurch die höhere Berechnungszeit mehr als kompensiert wird.

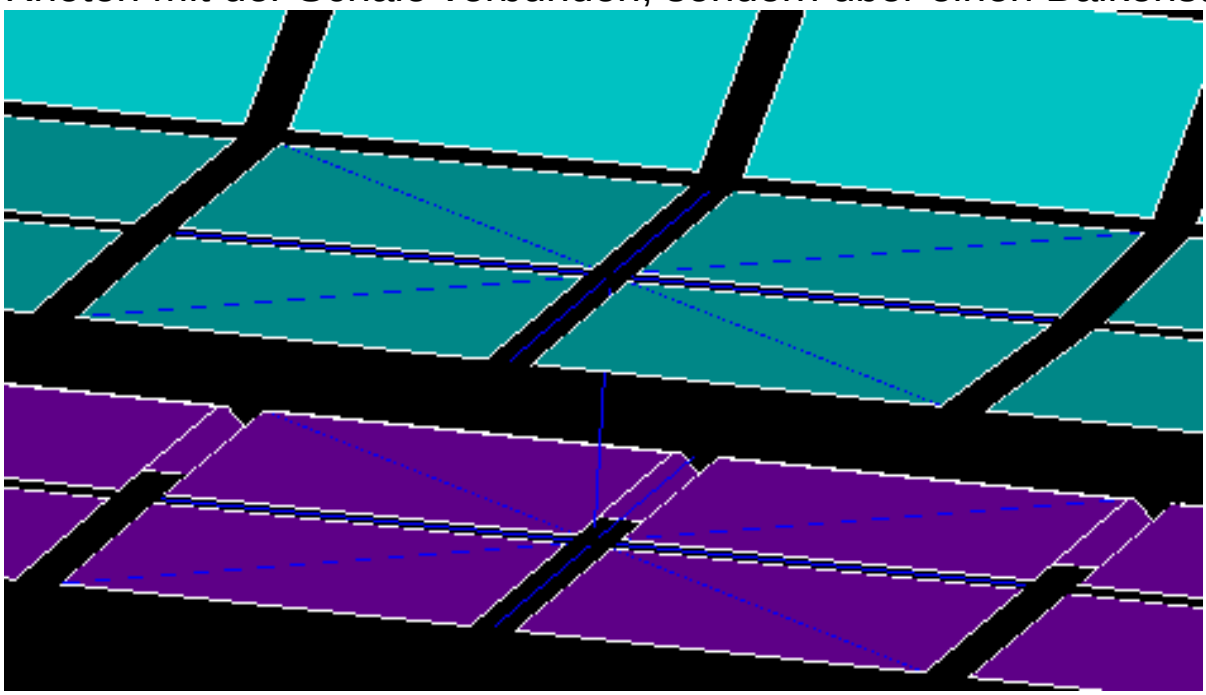


Bei Schalengeometrien wird eine zusammenhängende Fläche, die aus mehreren Teilflächen besteht als ein Schalenbauteil mit einer gleichbleibenden Dicke definiert. Diese muss nach dem Einlesen im „Detail“-Menü eingegeben werden.

Durch die Farbgebung der Linien im Drahtmodus kann man erkennen, wo was zu einem zusammenhängenden Schalenbauteil gehört. Rote Linien zeigen zusammenhängede Flächen, grüne Linien sind Randlinien einer Schale.



Bei mehr als einer Schale oder einem Modell, das Schalen und Volumen enthält, kann eine Verbindung (Kontakt) zwischen diesen Teilen über sog. Spotwelds, Punktverbindungen definiert werden. Im Finite-Element-Modell wird an dieser Stelle ein Balkenelement erzeugt, das die beiden Schalen miteinander verbindet. Das Balkenelement ist nicht nur über einen einzelnen Knoten mit der Schale verbunden, sondern über einen Balkenstern.



Diese Spotweld-Kontakte können manuell zwischen nicht-koinzidenten Punkten in DesignSpace erzeugt werden. Eine komfortablere Möglichkeit ist die Definition von Spotweld-Mustern im CAD-System (derzeit unterstützt von UG) oder in

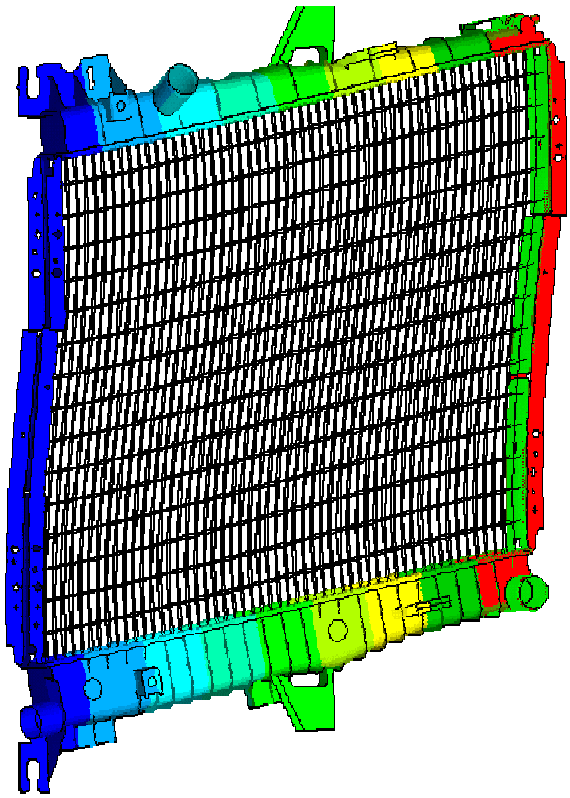
DesignModeler von ANSYS Inc., einem Programm zur Aufbereitung von Geometrie für FEM-Analysen.

8 Balken

Bei Strukturen, die aus Profilen aufgebaut sind wie z. B. Kräne, wird statt einer detaillierten Beschreibung über das Volumen oft eine reduzierte Form als Linien verwendet. Den Linien werden Querschnitte zugeordnet, aus denen steifigkeitsgebende Informationen abgeleitet werden. Der Vorteil: Sehr geringer Berechnungsaufwand, leichte Änderbarkeit der Profile. Der Nachteil: Das Geometriemodell muss meist neu – als Linienmodell - erstellt werden, CAD-Daten lassen sich kaum verwenden.

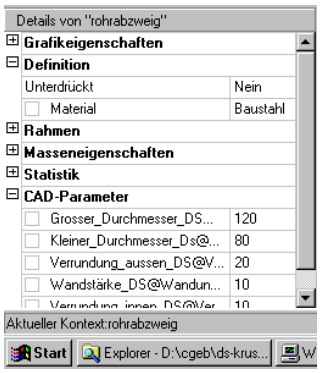
Die Erzeugung von Liniengeometrien als Grundlage für FE-Balkenmodelle erfolgt bei DesignSpace in dem DesignModeler. Neben den eigentlichen Linien werden hier auch die Querschnitte bereits definiert. So erzeugte Geometrien werden in DesignSpace automatisch mit Balken-Elementen vernetzt und berechnet.

Diese Vorgehensweise erfordert weitergehende Kenntnisse, die im Rahmen dieses Tutorials nicht behandelt werden.



9 Parameterstudien

Durch die assoziativen CAD-Schnittstellen zu ProE, UG, SolidWorks, SolidEdge, Mechanical Desktop und Inventor ist es möglich, nach einer Berechnung eines Entwurfs und der Interpretation der Ergebnisse, im CAD-System eine Änderung vorzunehmen und das DesignSpace-Modell zu aktualisieren. Alle Lasten und Lagerungen bleiben dabei dem Modell korrekt zugeordnet.
Die Parameterstudien, erlauben es darüber hinaus, mehrere Was-wäre-wenn-Studien zu definieren, die sowohl CAD-Modell-Parameter als auch DesignSpace-Eingaben beinhalten. Dadurch ist eine automatisierte Änderung und Neuberechnung „auf Vorrat“ durchgeführt. Durch die Berechnung mehrerer Varianten lassen sich die Zusammenhänge für sinnvolle konstruktive Maßnahmen besser erkennen, gerade wenn mehrere variable Größen vorhanden sind.
Da es nicht sinnvoll ist, per default alle Parameter eines CAD-Modells nach DesignSpace zu übernehmen, können die zu übertragenden Parameter gekennzeichnet werden. Dies geschieht im CAD-System durch die Zeichenkette „DS“ im Variabelennamen.

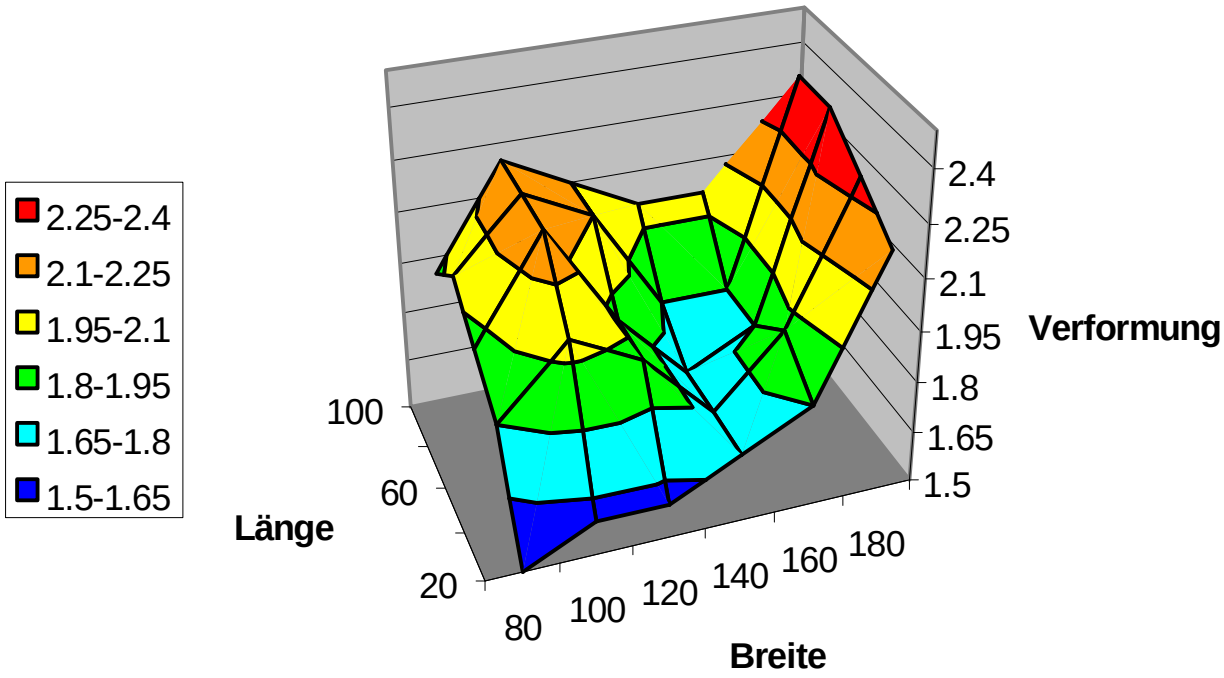


Wählt man im Strukturbaum unter „Geometry“ den entsprechenden Bauteilnamen an, erschein im „Detail“-Fenster unter dem Punkt „CAD-Parameter“ eine Liste der übertragenen Parameter. Um diese auch in DesignSpace als veränderbare Parameter zu kennzeichnen, muss vor jedem Parameter das „P“ in der Checkbox aktiviert werden. Um die Geometrie eines CAD-Modells manuell zu ändern, kann der Parameter im „Detail“-Fenster geändert werden. Mit „Aktualisieren“ (Kontext Menü) wird dann die neue Geometrie in DesignSpace nachgeladen. Die Definition der Berechnung erfolgt in DesignSpace wie gewohnt. Lediglich die Eingaben, in den späteren Studien verändert werden sollen, werden ebenfalls durch ein „P“ als Parameter gekennzeichnet. So können Belastungen oder auch Materialeigenschaften als veränderbare Größen definiert werden. Damit die Auswertung

möglich ist, muss der zu untersuchende Wert (Spannung, Verformung, auch auf Oberflächen oder Bauteile fokussiert) ebenfalls mit „P“ als Parameter definiert werden. Um die verschiedenen Studien zu definieren, wird im Strukturbaum die Ebene „Lösung“ angewählt und im Kontext-Bereich oder mit der rechten Maustaste der „Parameter-Manager“.
Im oberen Bereich erscheinen dann die definierten Parameter, denen in der Spalte „Name“ ein kürzerer, sprechender Name zugeordnet werden kann. Im unteren Bereich können unter „Szenarien“ mehrere Studien definiert werden. Dazu werden zuerst mit „Hier klicken, um ein neues Szenarion einzufügen“ eine oder mehrere neue Zeilen definiert. Anschließend können die entsprechenden Werte der einzelnen Parameter geändert werden. Damit Materialdaten in dieser Tabelle ausgewählt werden können, muss im Strukturbaum unter „Technische Daten“ mit der rechten Maustaste und „einfügen/Material von Datei“ ein zusätzliches Material eingefügt werden.
Mit „Lösungsvorgang“ kann die Berechnung für alle definierten Studien gestartet werden (CAD-System muss offen sein!). Die fett hervorgehobene Zeile repräsentiert den gerade aktuellen Zustand des Modells im Strukturbaum. Dies gilt auch während und nach der Berechnung. Am Ende der Berechnung erhält man eine Tabelle, die z. B. die Maximalspannung der verschiedenen Varianten für die ausgewählte Stelle listet.

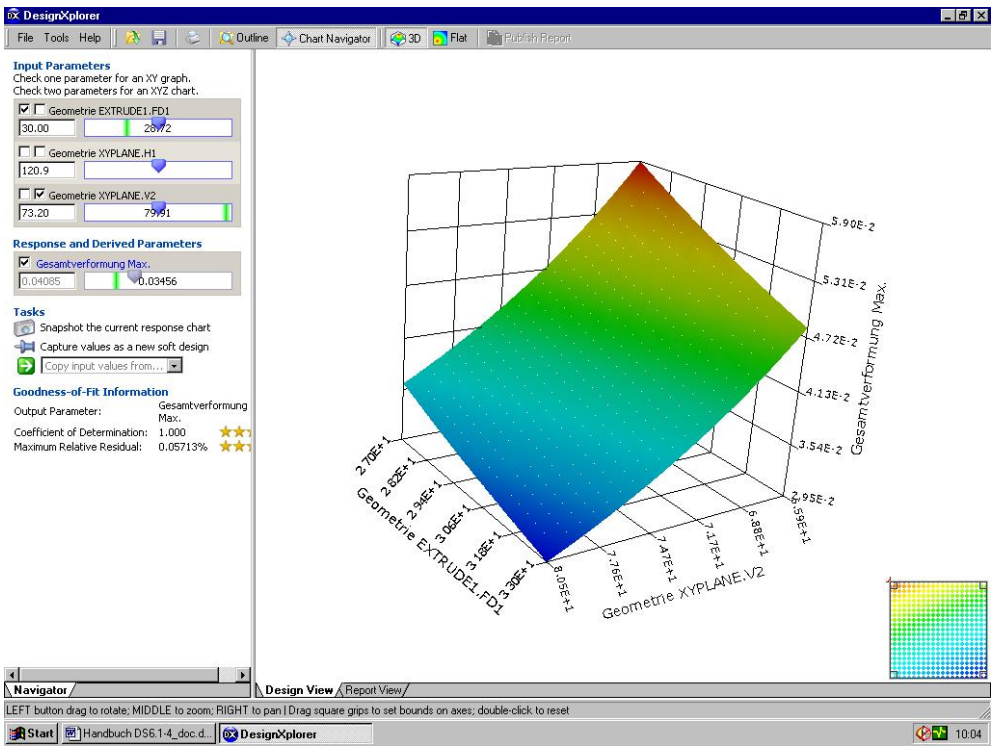
Run		Parametermoc	Durchr	Grosser	Rundui	Stegt	Equivalent Stres MPa	Equivalent Stress Maxi MPa	Status
1	☐	Structural Ste	25.	25.	10.	10.	4.8871e-002	3.8935	Done
2	☐	Structural Ste	10.	25.	10.	10.	1.5013e-002	2.0642	Done
3	☐	Structural Ste	12.	25.	10.	10.	1.8347e-002	2.145	Done
4	☐	Structural Ste	13.	25.	10.	10.	3.6299e-002	2.2873	Done
5	☐	**Structural S**	**14.**	**25.**	**10.**	**10.**	**3.504e-002**	**1.6859**	**Done**
*	Click here to add a new scenario.								

Diese Tabelle kann exportiert werden, indem man im Strukturbaum „Parameter-Manager“ anwählt und unter der rechten Maustaste „Export“. Damit wird ein Excel-File geschrieben, so dass die Auswertung mit den bekannten Werkzeugen in Excel vorgenommen werden kann. Auf diese Weise lassen sich gerade für mehrere Parameter verschiedene Graphiken erstellen.



10 Design-Variationen mit DesignXplorer (Zusatzmodul)

Während der Entwicklung von Bauteilen gibt es meist mehrere Möglichkeiten der konstruktiven Ausführung. Der Entwickler muss also Entscheidungen treffen, ob es z. B. besser ist, eine Wandstärke zu erhöhen oder eine Rippe einzuziehen bzw. eine Rippe länger, breiter oder höher zu machen. Diese konstruktiven Massnahmen bedeuten zugleich auch eine mehr oder starke Beeinflussung des physikalischen Verhaltens. Um diese Einflüsse untersuchen zu können, können mit dem optional verfügbaren DesignXplorer verschiedene Einflussgrössen definiert werden (z. B. Material, Lasten, Geometrie-Parameter), für die der Einfluss auf eine bestimmte Ergebnisgrösse (z. B. Verformung, Spannung) ermittelt wird. Als Ergebnis erhält man eine Response-Surface, die das Ergebnis in Abhängigkeit von den Einflussgrössen darstellt. Dadurch sieht man sehr deutlich, wie gross der Einfluss des jeweiligen Parameters ist. So kann z. B. sehr leicht die Effektivität einer konstruktiven Massnahme bewertet werden. Im Unterschied zu den Parameterstudien werden hier die erforderlichen Berechnungsvariationen automatisch definiert und durchgeführt.

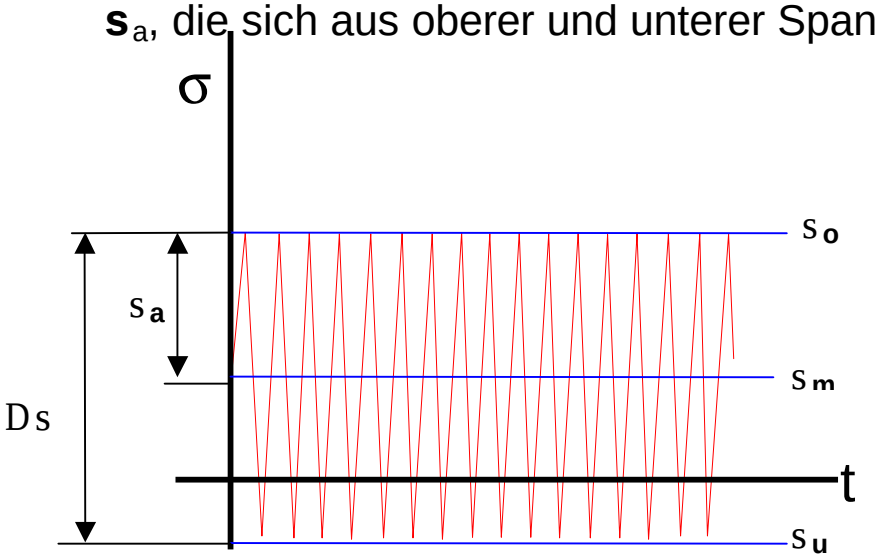


11 Lebensdauer – Fatigue (Zusatzmodul)

Beim Versagen von Bauteilen unterscheidet man zwischen Gewalt- und Dauerbruch. Der Gewaltbruch findet bei statischen Lastfällen durch Überschreiten der statischen Festigkeitswerte wie Fliess- bzw. Bruchgrenze statt. Bei zyklischer Belastung tritt dagegen der sog. Dauerbruch bereits bei sehr viel geringeren Spannungswerten auf. Kann ein Bauteil eine beliebig hohe Anzahl von Lastzyklen ertragen, bezeichnet man es als dauerfest. In der Praxis wird dies z. B. durch eine Lastspielzahl von 10^6 repräsentiert. Daneben gibt es auch Bauteile, die nur für eine begrenzte Anzahl von Lastzyklen ausgelegt und demnach einer Lebensdaueruntersuchung unterzogen werden. Durch die hohe Anzahl von Lastzyklen sind die Zeiten für reale Versuche relativ hoch. Dazu kommt, dass aufgrund der Streuung der Messergebnisse mehrere Versuche durchgeführt werden müssen, um statistisch abgesicherte Werte zu erhalten. Es besteht daher oft der Wunsch, aufbauend auf bestehenden Berechnungsergebnissen vergleichende Aussagen für unterschiedliche Bauteil- oder Lastvarianten zu bekommen.

11.1 Lebensdauer Grundlagen

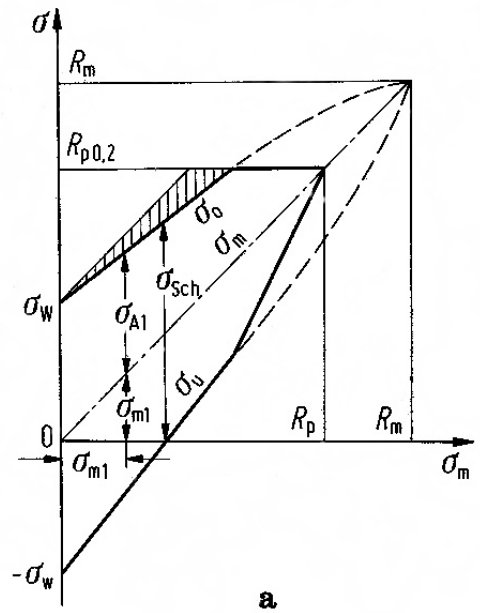
Bei einer harmonischen Belastung lässt sicht der Spannungszustand durch 2 Kenngrössen hinreichend gut beschreiben: Der Mittelspannung σ_m und der Spannungsamplitude σ_a, die sich aus oberer und unterer Spannung errechnen lassen.



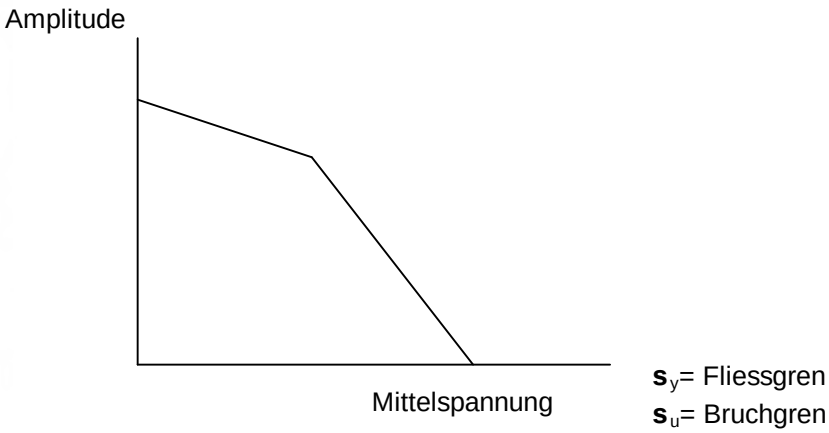
$$\sigma_m = \frac{\sigma_o + \sigma_u}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_o - \sigma_u}{2}$$

Je höher die Mittelspannung ist, desto geringer sind die zulässigen Spannungsamplituden. Die Smith- und Haigh-Diagramme zeigen für einen Werkstoff die zulässigen Spannungsamplituden in Abhängigkeit von der Mittelspannung für eine hohe Anzahl von Lastspielen (Dauerfestigkeit).



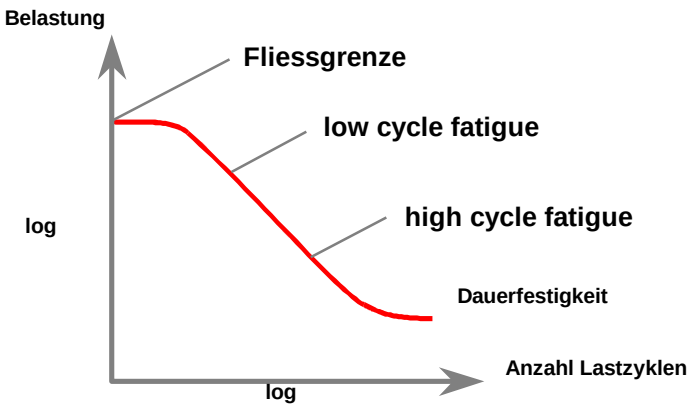
Smith-Diagramm



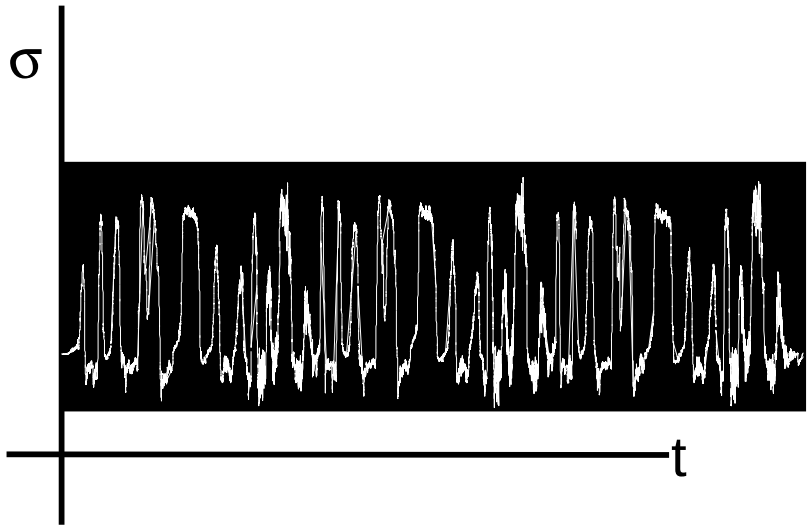
Haigh-Diagramm

Um den Einsfluss der zulässigen Spannungsamplituden über der Zahl der Lastspiele zu erkennen wird im Wöhlerversuch ein Bauteil mit konstanter Spannungsamplitude bis zum Anriss belastet. Durch eine Vielzahl dieser Versuche mit unterschiedlichen Spannungsamplituden lässt sich dann die Lebensdauerkurve, d. h. die maximale Spannungsamplitude in Abhängigkeit von der Anzahl der Lastspiele auftragen (Wöhlerdiagramm)

.



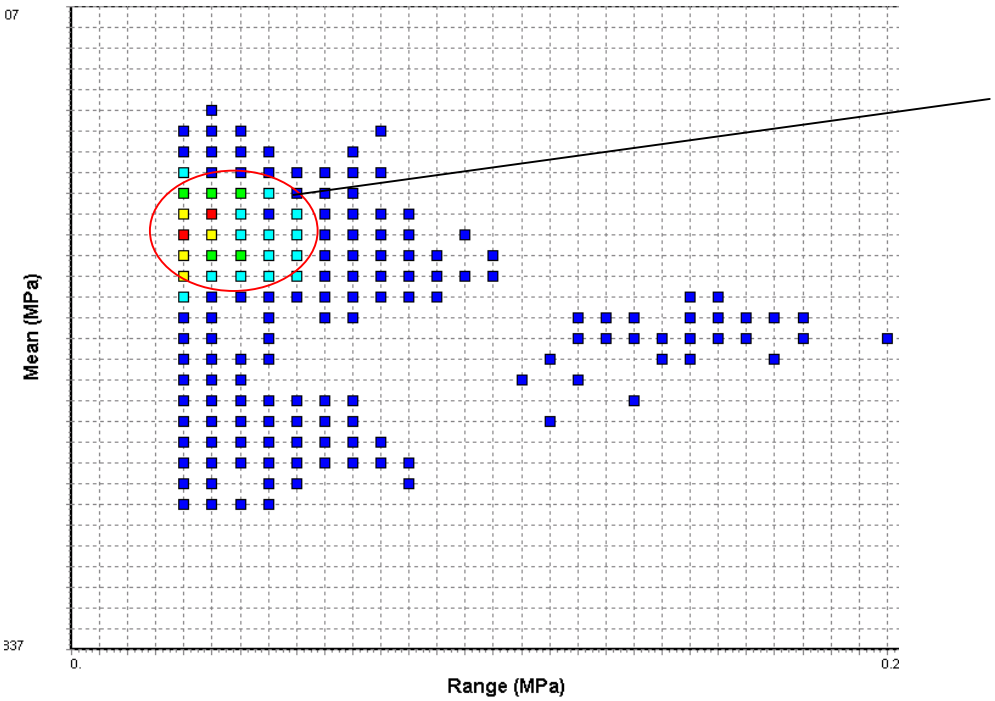
Neben harmonischen Belastungen treten vielfach auch zeitlich veränderliche Lasten auf.



Bei diesen unterscheidet man zwischen propotionalen und nichtproportionalen Lasten: Proportionale Lasten bezeichnen veränderliche Lasten über der Zeit, die durch eine Skalierung eines Einheitslastfalles beschreibbar sind. Nichtproportionale Lasten dagegen beinhalten drehende Hauptspannungsrichtungen im zeitlichen Verlauf. Die Lebensdaueranalyse mit DesignSpace kann nur proportionalen Lasten berücksichtigen.

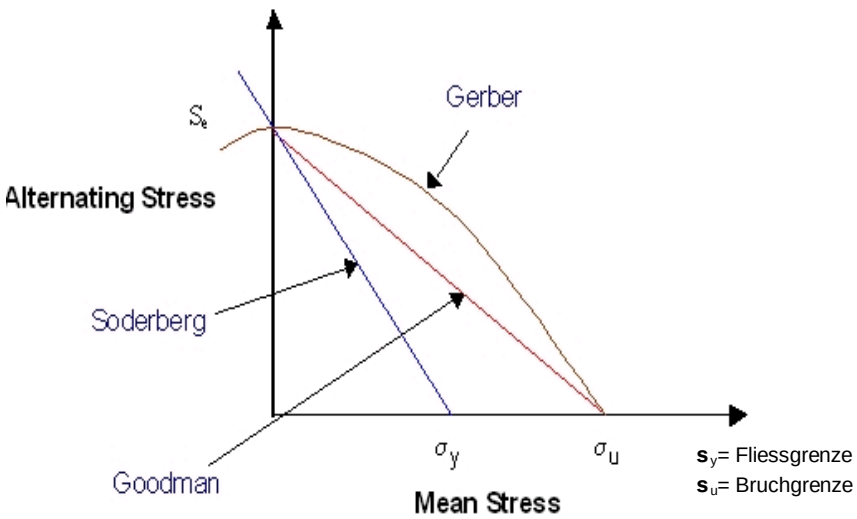
Für eine richtlinienkonforme Untersuchung werden oft Normkollektive mit p-Wert verwendet. Diese können von CAD-FEM für die Anwendung in DesignSpace zur Verfügung gestellt werden.

Bei zeitlich veränderlichen Lasten kann der Belastungszustand vereinfacht werden. Es werden Kategorien von Teil-Lasten gebildet, die beschrieben werden mit Mittelspannung und Amplitude. Die Anzahl solcher Teil-Lasten im zeitlichen Verlauf der vorliegenden Lastgeschichte wird gezählt und in der sog. Rainflow-Matrix dargestellt. Dabei geht die zeitliche Abfolge der einzelnen Lasten verloren, man erhält jedoch einen Überblick über die Häufigkeit der verschiedenen Kombinationen von Mittelspannung und Amplitude.

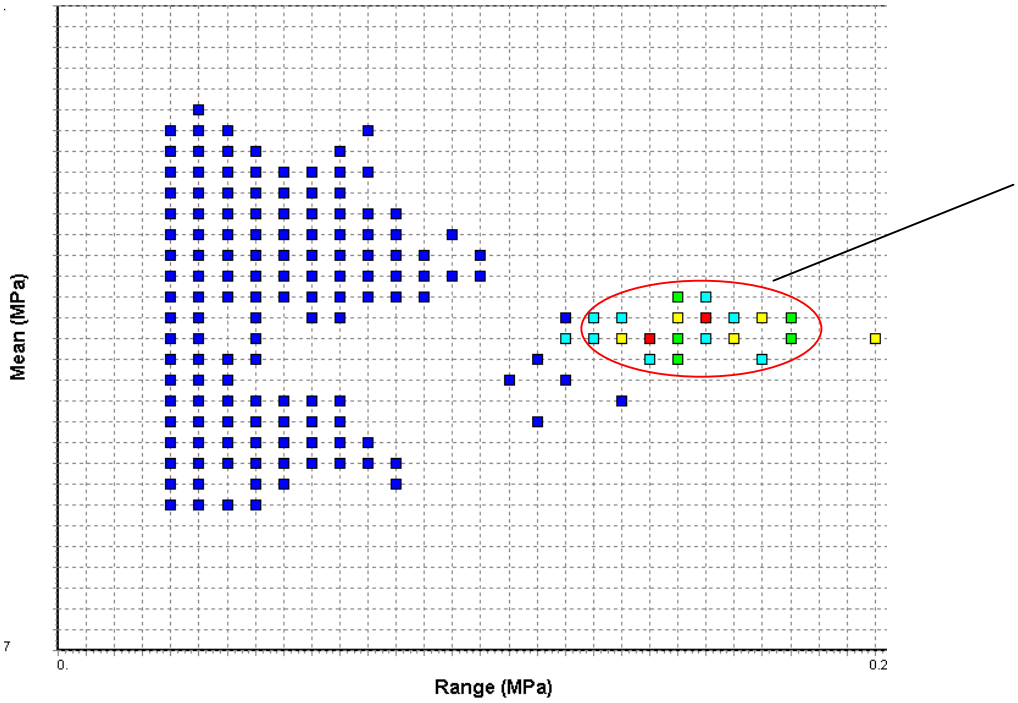


Bereich vieler Lastzyklen

Für jede dieser Teil-Lasten von Mittelspannung und Amplitude kann jetzt die Schädigung ermittelt werden. Die Schädigungen für die Teil-Lasten werden aufsummiert zur Gesamt-Schädigung. Die Schädigung bezeichnet die Ausschöpfung der Lebensdauer die Belastung. Bei einer Schädigung von 1 geht man von einem Anriss (Versagen) des Bauteils aus.
Da im Versuch die Mittelspannung oft Null ist (wechselnde Belastung) gibt es verschiedene Theorien (nach Soderberg, Goodman, Gerber; vgl. Haigh-Diagramm), um die Absenkung der zulässigen Amplitude bei verschobenen Mittelspannungen zu berücksichtigen.



In der Schädigungsmatrix kann man erkennen, welchen Anteil die einzelnen Lasten an der Gesamt-Schädigung besitzen.



In diesem Fall sind z. B. relativ wenige Lastzyklen mit hoher Amplitude für einen Grossteil der Schädigung verantwortlich.

11.2 Einflussgrössen

Die Wöhlerkurve ist nicht nur vom Werkstoff abhängig. Neben der Oberfläche des Bauteils, dessen Grösse, dem Fertigungsverfahren, der Temperatur und dem Gefüge ist auch der Spannungszustand eine sehr wesentliche Einflussgrösse. Dabei ist nicht nur die Grösse der Maximalspannung entscheidend, sondern auch der Spannungsgradient und das Verhältnis von Mittelspannung und Amplitude. Die im Wöhlerversuch ermittelte Lebensdauerkurve ist also nur auf Belastungszustände und Bauteile ähnlich wie im gemessenen Zustand anwendbar, jedoch nicht auf beliebige Fälle übertragbar. Bei einer Anwendung solcher bauteil- und belastungsbezogenen Wöhlerkurven spricht man auch vom Nennspannungskonzept. Andere Verfahren wie das Strukturspannungs- oder das Dehnungskonzept versuchen die Abhängigkeit der dynamischen Festigkeitseigenschaften von

Bauteil und Lastfall zu entkoppeln Sie setzen jedoch erweiterte Berechnungsverfahren voraus und sollen hier nicht behandelt werden.
Für die Anwendung einer Lebensdauerberechnung nach dem Nennspannungskonzept in DesignSpace sind also Wöhlerkurven vorauszusetzen, die mit Lastfällen und Geometrien wie im zu untersuchenden Fall ermittelt worden sind. Da diese Bedingungen in der Praxis wg. grossem Messaufwand oder einem noch nicht vorliegenden Bauteil oft nicht zu erfüllen sind, sind Absolut-Aussagen über die Anzahl der Lastspiele kaum möglich. Trotzdem lassen sich mit DesignSpace sinnvolle Untersuchungen durchführen, nähere hierzu im Kapitel 8.4.

11.3 Eingaben

Die folgenden Eingabefelder können Sie in DesignSpace im Details-Window definieren:
Der „Dauerfestigkeitsfaktor“ im Fatigue-Tool ermöglicht als Abminderungsfaktor (<1) das Absenken der Wöhlerkurve aufgrund des von Oberflächenbeschaffenheit, Grösse oder anderen negativen Einflüssen, die in der Wöhlerkurve des Materials nicht enthalten sind.
Der Belastungstyp kann direkt als wechselnd (vollständig umgekehrt), schwellend (auf Nullbasis), über Verlaufsdaten oder über das Lastverhältnis R definiert werden. R errechnet sich als Quotient der beiden Lasten L2/L1. Für wechselnde Lasten ergibt sich damit z. B. R=-1, für schwellende R=0. Für zeitlich veränderliche Lasten besteht die Möglichkeit, den Last-Zeit-Verlauf in Form einer Datei einzulesen.
Der Skalierungsfaktor im DesignSpace-Fenster „Details“ ermöglich ein Skalieren der Belastung.
Unter den Analyse-Optionen kann das Verfahren zur Korrektur für verschobene Mittelspannungen gewählt werden, die zu verarbeitende Spannungskomponente, die Grösse der Rainflow- und Schädigungs-Matrix, sowie die Zahl der Lastspiele, die als dauerfest gezählt wird.

11.4 Ergebnisse

Trotz der Schwierigkeiten aufgrund fehlender, passender Wöhlerkurven absolute Aussagen über die zu erwartende Anzahl von Lastzyklen treffen zu können, kann mit der Lebensdauerberechnung in DesignSpace eine Trendaussage gemacht werden. Man erkennt, wo die kritischen Stellen liegen, welche Lastfälle kritisch sind, welche Teil-Lasten besonders hohe Schädigung verursachen und welche Geometrie-Varianten durch ein gutes Spannungsverhältnis (Mittelspannung/Amplitude) sich günstig auf die Lebensdauer auswirken. Im Einzelnen lassen sich folgende Ergebnisse in DesignSpace berechnen:

Lebensdauer:
Anzahl der Lastzyklen. Bei Eingabe von Lastgeschichten entspricht dies der Anzahl der Wiederholungen dieser Lastgeschichte.

Schaden (Schädigung):
Grad der Ausnutzung der Lebensdauer. Schädigung =1 entspricht dem Anriss.

Sicherheitsfaktor:
Sicherheit.

Anzeige von 2axialen Spannungszuständen (Biaxiale Indikation):
Darstellung, ob der Spannungszustand die Voraussetzung des einachsigen Spannungszustandes an der zu untersuchenden Stelle erfüllt (0= einachsig, -1=Schub, 1=zweiachsig), S3/S1

Rainflow-Matrix:
Darstellung der Anzahl der einzelnen Teil-Lasten von Mittelspannung und Amplitude von zeitlich veränderlichen Lasten

Schadens-Matrix:
Darstellung der Schädigung der einzelnen Teil-Lasten von Mittelspannung und Amplitude von zeitlich veränderlichen Lasten

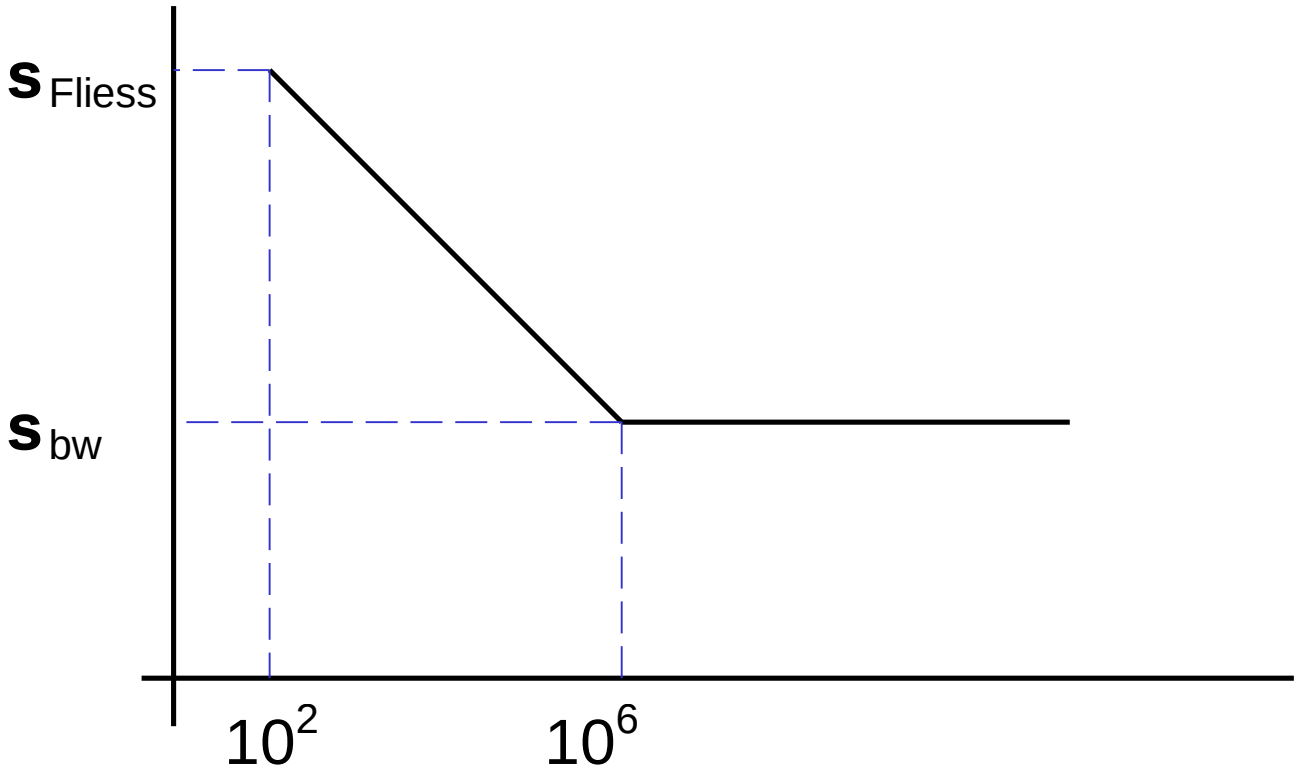
Materialermüdungsempfindlichkeit:

Einfluss der Lastgrösse auf die Lebensdauer, Sensitivität

Werkstoffdaten

Aufgrund des hohen Zeit- und Kostenaufwandes ist es oft schwierig, die passenden Werkstoffdaten zu bekommen. Um nun trotzdem zumindest vergleichende Untersuchungen durchführen zu können, wird vereinfachend oft mit synthetischen Wöhlerkurven gearbeitet. Der Vorteil dieses Verfahrens ist, dass man aus den gängigen Werkstoffdaten wie z. B. Zugfestigkeit eine Wöhlerkurve ableiten kann. Es ist jedoch zu beachten, dass eine quantitative Aussage auf einer solchen Basis nicht zulässig ist. Es lassen sich dann aber zumindest Tendenzen erkennen und Relativ-Aussagen machen.
Es gibt verschiedene Verfahren, aus den gängigen Werkstoffgrössen eine Wöhlerkurve zu errechnen (siehe FKM-Richtlinie, Leitfaden VBFEh im FDEh). Nach Haibach kann z. B. eine Steigung k=5 im doppeltlogarithmischen SN-Diagramm angenommen werden und eine Grenzschwingspielzahl 1e6, ab der die Wöhlerkurve horizontal läuft (Miner original) oder mit der Steigung k*=2k-1 (Miner modifiziert nach Haibach).

Grob vereinfachend kann eine Wöhlerkurve für erste Abschätzungen auch wie folgt „gebastelt“ werden:

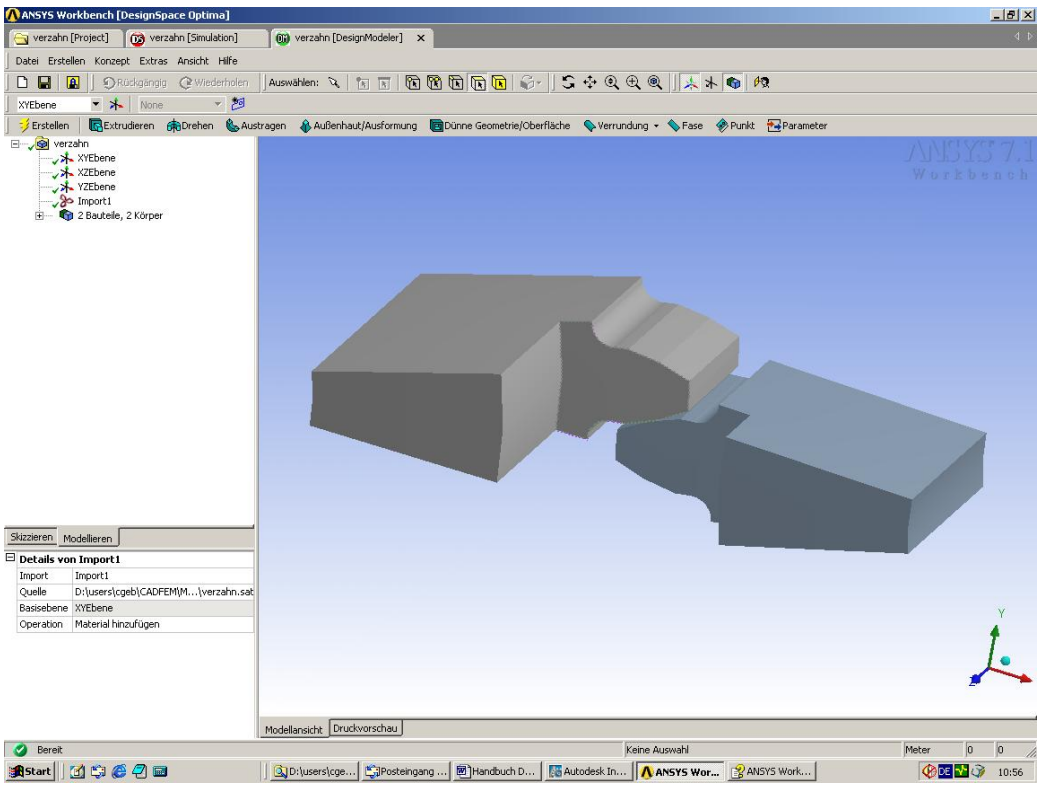


Mit einer solchen „Wöhlerkurve“ ist natürlich keine Absolutaussage über die Lebensdauer möglich. Es lässt sich aber eine vergleichende, grobe Abschätzung durchführen, auch wenn keine detaillierteren Werkstoffdaten vorliegen.

Weitere sehr wertvolle Informationen zu vereinfachenden Werkstoffgesetzen finden Sie in der FKM-Richtlinie oder im Leitfaden VBFEh. Wir empfehlen Ihnen auch den Besuch unseres Seminars „Lebensduauer in der Praxis“, das wir in Zusammenarbeit mit Prof. Dr. Zammert von der FH Esslingen anbieten.

12 Modellieren mit DesignModeler (Zusatzmodul)

DesignSpace ist als Werkzeug für den Konstrukteur typischerweise immer in Verbindung mit einem CAD-System im Einsatz. D. h. wenn Modifikationen in der Geometrie erforderlich sind (z. B. Symmetrie-Schnitte, auftrennen von Geometrien für lokale Randbedingungen) können diese in der Regel im CAD-System vorgenommen werden. Als Alternative kann aber auch der jetzt optional verfügbare DesignModeler eine hilfreiche Ergänzung sein, z. B. wenn kein CAD-Know-How verfügbar ist, keine CAD-Lizenz frei ist etc. Dieser Modellierkern AGP kann Geometrie neu erstellen oder bestehende CAD-Modelle einladen und bearbeiten. Darüber hinaus bietet AGP besondere Funktionen um Modelle für die Berechnung aufzubereiten, so z. B. die Definition von Flächenmodellen, Schnitten, Flächentrennungen oder Punkte für Punktschweissverbindungen und Lasteinleitungen. Die in AGP erstelle Geometrie ist parametrisch, so dass sowohl Änderungen im CAD-Modell als auch in der in DesignSpace definierten zusätzlichen Geometrien sehr einfach realisiert werden können. Der DesignModeler ist über die Tab-Leiste nahtlos in DesignSpace und den Projektmanager integriert.



13 Ablauf einer Berechung

Grundsätzliches

- FE-Analysen erfordern eine gewisse Erfahrung und ingenieurmäßiges Verständnis.
- Die Definition von Lasten und Randbedingungen ist ein wesentliches Kriterium für die Berechnungsgüte.

Die FEM kann nicht die Realität mit absoluter Genauigkeit abbilden, sondern ist ein Näherungsverfahren mit dem ein mathematisches Modell gelöst wird. Ein typischer Ablauf einer FEM-Analyse sieht wie folgt aus:

1. Definition der Aufgabe
2. Aufbau des Modells
3. Aufbringen der Lasten und Randbedingungen
4. Lösen des Gleichungssystems
5. Interpretation der Ergebnisse
6. "Feintuning" durch Iterationen
   zwischen Punkten 2 bis 5 evtl. sogar 1 bis 5

13.1 Aufgabe definieren

- Was ist das Ziel der Berechnung? Statische Verformung, Festigkeit oder Eigenfrequenzen? Je nach Analyseart, muss der Detaillierungsgrad mehr oder weniger fein sein. So erfordern Spannungsaussagen eine deutlich ausgeprägte Feingestalt, während es für Verformungs- oder Schwingungsberechnungen mehr auf die globale Massen- und Steifigkeitsverteilung ankommt.
- Kann das Problem lokal eingegrenzt werden? Kann die Aufgabe auf einen bestimmten Teilbereich eingegrenzt werden? Können Symmetrien genutzt werden?

- Können Vereinfachungen vorgenommen werden? Müssen alle Einzelheiten der Geometrie abgebildet werden? Je nach gefordertem Ergebnis können kleine Bohrungen, Rundungen oder Fasen unterdrückt werden (Geometry Simplification).

13.2 Projektdefinition

Auswahl des Analysetyps: Statik oder Dynamik

- **Statische Berechungen** ermitteln die Verformung, Spannungen und Dehnungen in Bauteilen in Abhängigkeit von äußeren, ruhenden Lasten ohne dynamische oder dämpfende Effekte.

- **Dynamische Berechnungen** ermitteln die Eigenfrequenzen und die Schwingungsformen einer Struktur. Die Eigenfrequenzen werden als Vergleichswerte für mögliche Anregungen herangezogen (Resonanz), die Schwingungsformen zeigen Ansatzpunkte für mögliche Versteifungen zur Erhöhung der jeweiligen Frequenz.

13.3 Modell definieren

Das Einheitensystem bei Baugruppen muss konsistent sein. DesignSpace bricht das Kontinuum in diskrete, tetraederförmige Komponenten (Elemente) auf, die über Knoten miteinander verbunden sind. Knoten existieren dabei nicht nur an den 4 Eckknoten sondern auch an den 6 Elementkanten (10 node Tetraeder, quadrat. Ansatzfunktion).

13.4 Vernetzung in Abhängigkeit von...

13.4.1 ... der Analyseart

Verformungsanalysen und Eigenfrequenzen sind relativ unkritisch, Spannungsanalysen sehr sensibel bzgl. der Netzdichte:

- "schnelle" Berechnung nur für Testberechnungen, zur Kontrolle der Randbedingungen, Vorabuntersuchungen oder Vergleiche
- "genaue" Berechnung sollte Standardeinstellung sein

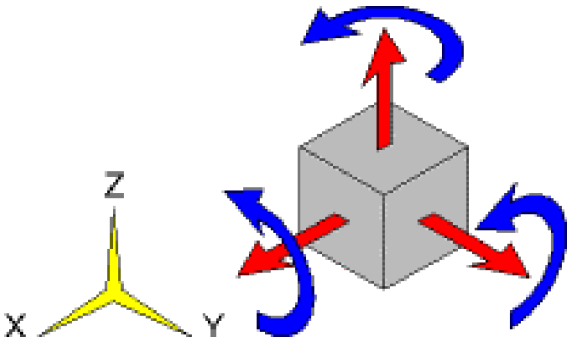
13.4.2 ... der Belastungsart

Kerbspannungen erfordern eine sehr viel feinere Diskretisierung, da ein sehr hoher Gradient in den Spannungen vorliegt. Biegespannungen sind ebenfalls feiner aufzulösen als Normalspannungen, da der Gradient größer ist.

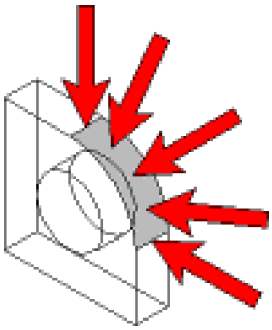
Nach der Berechnung kann eine Fehlerabschätzung durchgeführt werden:
Der Verlauf der Maximalspannung in Abhängigkeit von der Netzdichte zeigt das Konvergenzverhalten der berechneten Spannungen (siehe Übung 3). Alternativ kann in DesignSpace auch die adaptive Vernetzung eingeschaltet werden, so dass eine einstellbare Diskretisierungsgüte automatisch sichergestellt ist. In den vorliegenden Beispielen kann als Vergleichswert immer die automatische Netzverdichtung eingeschaltet werden. Sie erfordert jedoch etwas mehr Rechenzeit als die manuelle Steuerung.

13.5 Randbedingungen definieren

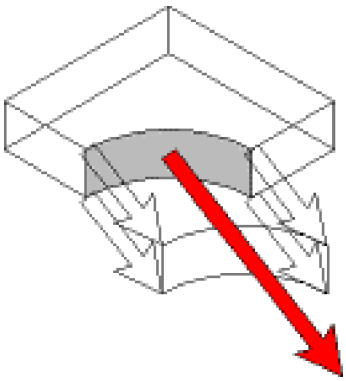
- Idealisierung an den Randbedingungen beachten! (Lokaleffekte bei Einzelkräften u. Einspannungen)
- Definition von Randbedingungen nur in Abhängigkeit von der Geometrie möglich
- translatorische Beschleunigung (z. B. Erdanziehung)
- Winkelgeschwindigkeit um eine der 3 Hauptachsen (z. B. drehende Nockenwelle)
- Temperatur zur Berechnung thermischer Ausdehnung



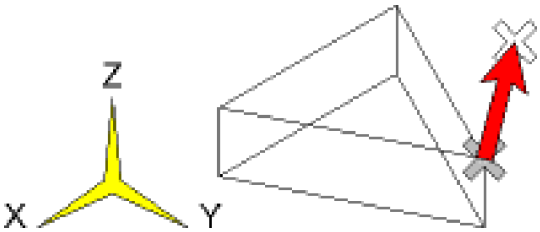
Lasten und Randbedingungen
Jedes Bauteil besitzt 6 Freiheitsgrade (Degree of Freedom, DOF), 3 Verschiebungen und 3 Rotationen, jeweils entlang bzw. um eine der Hauptachsen. Auch wenn ein Bauteil rein rechnerisch durch äußere Kräfte im Gleichgewicht ist, muss es aus numerischen Gründen über eine Lagerung (Support) gehalten werden.



Gleichmäßiger Druck auf einer Fläche (uniform pressure)
Druck wirkt immer normal (senkrecht) auf eine Fläche, die sowohl eben als auch gekrümmt sein kann. Positiver Druck wirkt in die Fläche, d. h. das Bauteil wird komprimiert. Ändert sich durch geometrische Änderungen der Flächeninhalt, ändert sich auch die Kraftresultierende bei gleichbleibendem Druck.

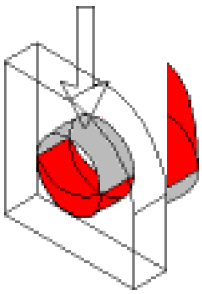


Kraft verteilt auf einer Fläche (force distributed over a surface)
Falls sich durch geometrische Änderungen die Fläche ändert, bleibt die Kraftsumme identisch, der Druck jedoch ändert sich.

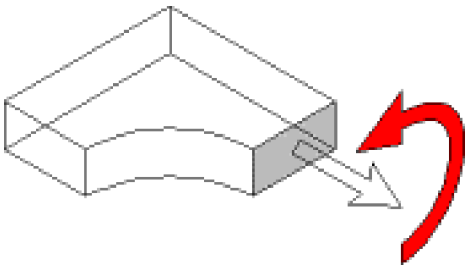


Kraft an einem Eckpunkt (force concentrated at a vertex)
Eine Kraft, die konzentriert über einen Punkt eingeleitet wird, ist nicht realistisch und führt zu unrealistisch hohen lokalen

Spannungen an der Einleitungsstelle. Sie sollten diese lokalen Effekte aus der Ergebnisauswertung herausfiltern.

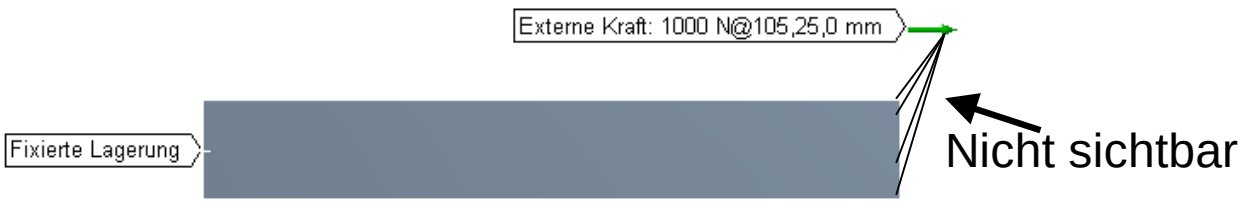


Bolzenlast auf einer Zylinderfläche (bolt load on a cylinder, DesignSpace 3.0 und höher)
Auf einer Zylinderfläche, die an den Enden mit Kreisbögen beschrieben ist, wird eine variable Kraftverteilung definiert. Der Bereich erstreckt sich über 180° in Kraftrichtung. Die axiale Komponente ist gleichmäßig verteilt.



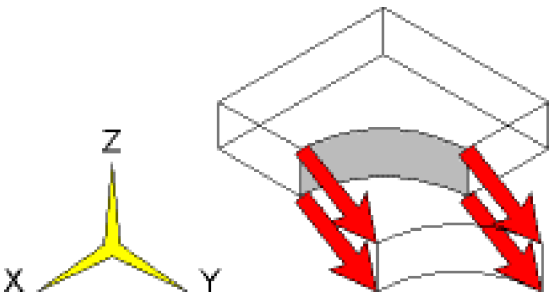
Moment auf einer Fläche (moment over a surface)
Verteilt ein vorgegebenes Moment über eine Fläche. Das Moment wird über die Rechte-Hand-Regel über einen Vektor definiert.

Externe Kraft:
Eine externe Kraft greift nicht direkt am zu berechnenden Bauteil an, sondern über Bauteile, die im Berechnungsmodell nicht vorhanden sind. Der Ort des Kraftangriffes kann über lokale Koordinatensysteme definiert werden. Zwischen diesem Punkt und der zugewiesenen Geometrie (dort wo die Kraft im Bauteil eingeleitet wird) werden automatisch Koppelgleichungen eingefügt.

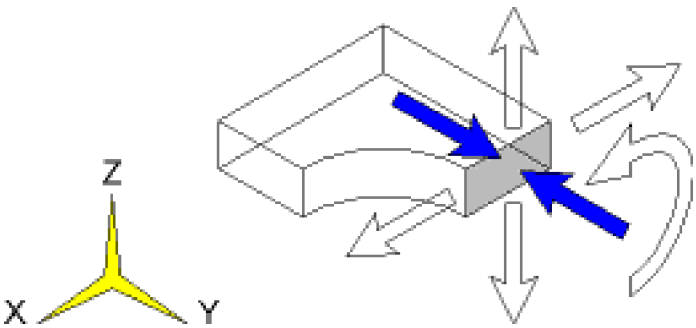


Analog kann mit aeiner externen angegebenen Verschiebung ein Weg oder eine Verschiebung (und auch ein Lager) definiert

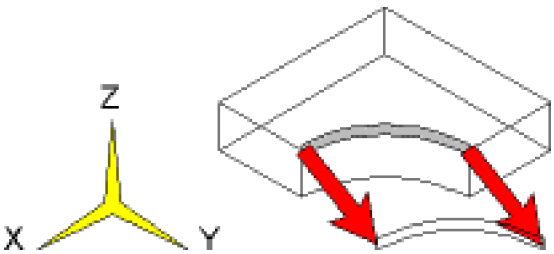
werden.



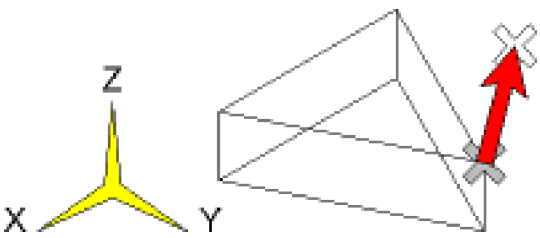
Verschiebung über einer Fläche (displacement specified across a surface). Statt einer Kraft oder eines Druckes, kann als Belastung auch eine vorgegebene Verschiebung definiert werden. Die Verschiebung bezieht sich als Delta gegenüber der Originallage (unverformt). Wenn alle 3 Verschiebungskomponenten festgehalten werden, ist das Bauteil über diese Fläche komplett eingespannt.



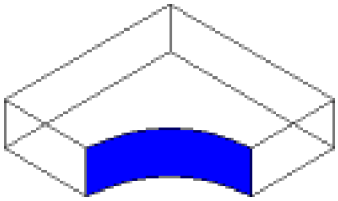
Reibungsfreie Lagerung/Fritctionless Surface
Bei der Einspannung nur einer Komponente (z. B. Y), kann das Bauteil in den anderen beiden Achsen verschoben und in einer Achse rotiert werden (hier um Y).



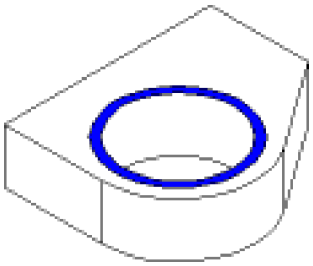
Verschiebung über einer Kante (displacement specified along an Edge)
Entlang einer Kante kann eine vorgegebene Verschiebung definiert werden. Auch hier werden unrealistisch hohe Spannungen auftreten, die bei der Ergebnisinterpretation entsprechend herausgefiltert werden müssen.



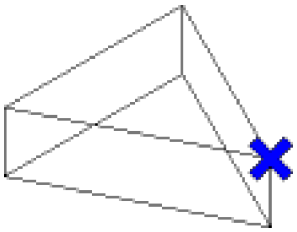
Verschiebung an einem Eckpunkt (displacement at a vertex)
An einem Geometriepunkt wird die Verschiebung fest vorgegeben. Auch hier treten lokale Spannungsspitzen auf.



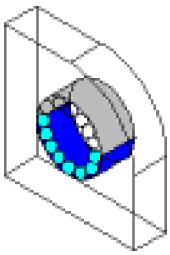
Einspannung einer Fläche (Fixed surface)
Verhindert die Verformung und Bewegung einer Fläche



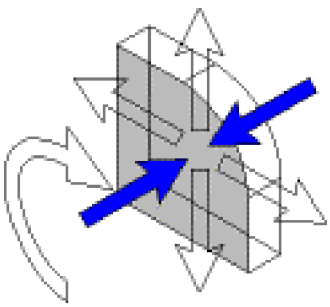
Einspannung einer Kante (fixed edge)
Verhindert die Verformung und Bewegung einer Kante. Lokale Spannungsspitzen sind nicht realistisch. Achten Sie auf vollständige Lagerung!



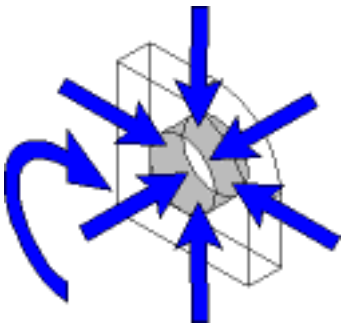
Einspannung eines Eckpunktes (fixed vertex)
Verhindert die Bewegung eines Geometriepunktes. Lokale Spannungsspitzen sind nicht realistisch. Achten Sie auf vollständige Lagerung!



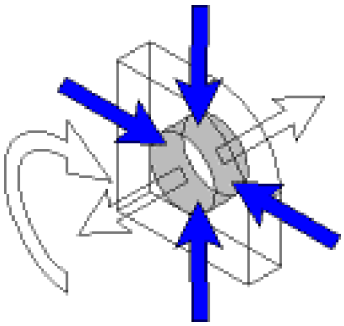
Gelagerter Zylinder
Beliebige Flächen (nicht nur zylindrische!) werden so gelagert, dass lediglich Druckkräfte übertragen werden. Dabei wird eine nichtlineare Approximation durchgeführt, die etwas mehr Rechenzeit erfordert.



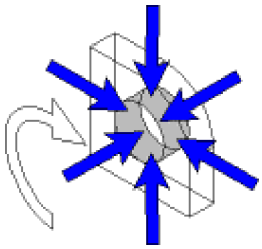
Einspannung normal zu einer Fläche (frictionless surface)
Eine ebene oder gekrümmte Fläche kann sich nicht normal aus sich heraus bewegen oder verformen. Alle anderen Bewegungsmöglichkeiten bleiben erhalten (3 DOF fest, 3 DOF frei).



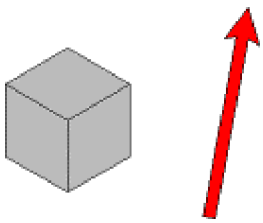
Fixierter Zylinder (fixed clyinder)
Verhindert, dass sich eine Zylinderfläche aus sich heraus verformt oder bewegt.



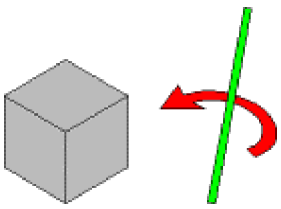
Radial eingespannter Zylinder (radially supported cylinder)
Verhindert, dass eine Zylinderfläche in radialer Richtung verformt oder bewegt wird. Alle anderen Bewegungen (axial, tangential) sind frei.



Radial und axial fixierter Zylinder (radially and axially supported cylinder)
Lässt lediglich eine tangentiale Bewegung und Deformation einer Zylinderfläche zu.



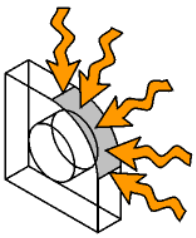
Beschleunigung
Um den Effekt durch Eigengewicht oder sonstige Beschleunigungen mit zu berücksichtigen, geben Sie bitte die Beschleunigung im richtigen Einheitensystem an.



Winkelgeschwindigkeit
Rotierende Bauteile können in einer statischen Rechnung simuliert werden. Die Aufweitung aufgrund der Drehzahl kann hiermit ermittelt werden.

Konstante Temperatur

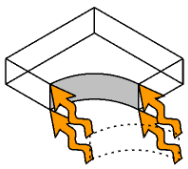
Durch Temperaturfelder können thermische Dehnungen und Spannungen verursacht werden. Die thermische Dehnung errechnet sich zu $a(T_d-T_r)$, wobei T_d die Arbeitstemperatur und T_r die Referenztemperatur (spannungsfrei) ist.



Temperaturfluss

Ein oder mehrere gleichartige Temperaturflüsse wirken auf eine gerade oder gerundete Fläche. Der Temperaturfluss ist definiert als Energie pro Zeiteinheit und Wirkungsfläche.

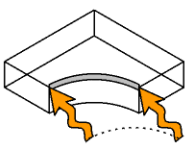
Ein einheitlicher positiver Temperaturfluss strömt auf eine Fläche, wodurch Energie auf das Bauteil wirkt. Werden unterschiedliche Flächen bei der Angabe des Temperaturflusses gewählt, wird derselbe Wert für alle gewählten Flächen herangezogen. Wenn eine Fläche in Folge der Änderung von Modellparametern vergrößert wird, steigt bei konstantem Temperaturfluss die Gesamtlast, die auf die Fläche wirkt.



Temperaturfluss durch Fläche („Surface Heat Flow Rate“)

Hier wird die Temperaturflussrate spezifiziert, die durch eine oder mehrere gerade oder runde Flächen strömt. Ein einheitlicher positiver Temperaturfluss wirkt auf eine Fläche, wodurch Energie auf das Bauteil wirkt. Der Temperaturfluss ist definiert als Energie pro Zeiteinheit.

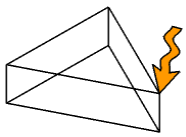
Werden unterschiedliche Flächen bei der Angabe der Temperaturflussrate gewählt, wird deren Größe über alle gewählten Flächen verteilt. Wenn eine Fläche in Folge der Änderung von Modellparametern vergrößert wird, sinkt bei konstantem Temperaturfluss die Gesamtlast, die auf die Fläche wirkt.



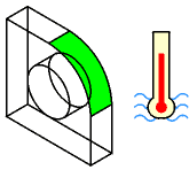
Temperaturfluss durch Kante („Edge Heat Flow Rate“)

Hier wird die Rate des Temperaturflusses spezifiziert, die durch eine gerade oder gerundete

Kante strömt. Ein einheitlicher positiver Temperaturfluss wirkt auf eine Kante, wodurch Energie auf das Bauteil strömt. Der Temperaturfluss ist definiert als Energie pro Zeiteinheit. Werden unterschiedliche Kanten bei der Angabe der Temperaturflussrate gewählt, wird deren Größe über alle gewählten Kanten verteilt. Wenn eine Kante in Folge der Änderung von Modellparametern vergrößert wird, sinkt bei konstantem Temperaturfluss die Gesamtlast, die auf die Kante wirkt.

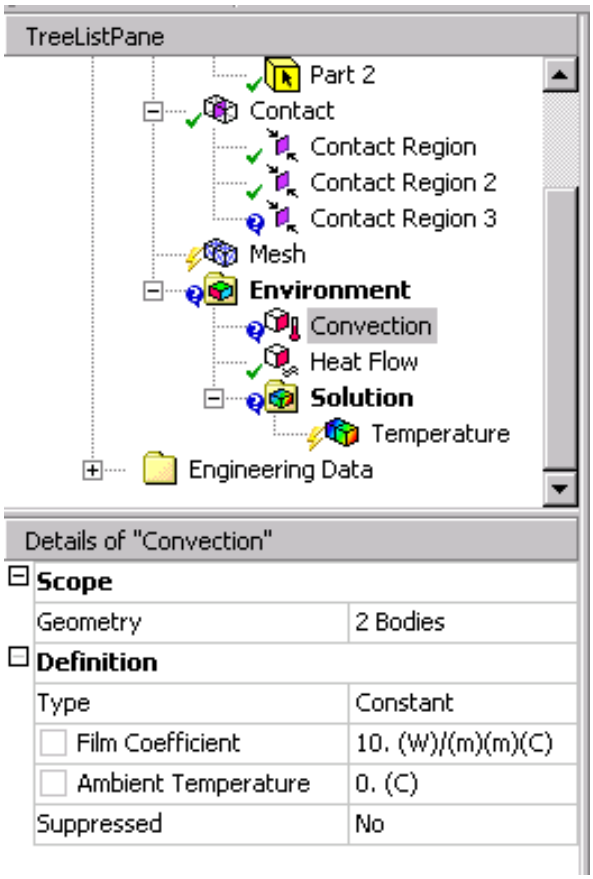


Temperaturfluss durch Ecke („Vertex Heat Flow Rate“)
Hier wird die Rate des Temperaturflusses spezifiziert, die durch eine oder mehrere Ecken wirkt. Ein einheitlicher positiver Temperaturfluss wirkt auf eine Ecke, wodurch Energie auf das Bauteil strömt. Der Temperaturfluss ist definiert als Energie pro Zeiteinheit. Werden unterschiedliche Ecken bei der Angabe der Temperaturflussrate gewählt, wird deren Größe über alle gewählten Ecken verteilt.

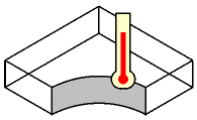


Konvektion

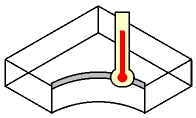
Hier wird ein konvektiver Temperaturübergang auf einer geraden oder gebogene Fläche hervorgerufen.



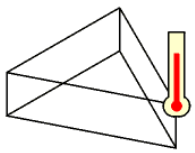
Der Wärmeübergangskoeffizient („film coefficient“) ist ein empirisch ermittelter Wert, der vom Medium und den Strömungsbedingungen abhängt. Für genaue Angaben des „film coeffizient“ sollten entsprechende Handbücher zum Thema Temperaturfelder herangezogen werden. Dieser Wärmeübergangskoeffizient kann aus entsprechenden Tabellenwerken entnommen und für jede einzelne Berechnung neu eingegeben werden. Um den Beschaffungsaufwand für diese Wärmeübergangskennzahlen gering zu halten, können diese Werte auch in einer DesignSpace-Datenbank hinterlegt und eingeladen werden. Zur Definition dieser Werte siehe Kapitel „Eigene Material- und Konvektionswerte“



Die bekannte Flächentemperatur („Known Surface Temperature“)
Hier wird eine konstante Temperatur auf einer oder mehreren geraden oder gebogenen Flächen festgelegt. Werden unterschiedliche Flächen bei der Angabe der Temperatur gewählt, wird derselbe Wert auf alle gewählten Flächen angewandt.



Die bekannte Kantentemperatur („Known Edge Temperature“)
Hier wird eine konstante Temperatur auf einer oder mehreren geraden oder gebogenen Kanten festgelegt. Werden unterschiedliche Kanten bei der Angabe der Temperatur gewählt, wird derselbe Wert auf alle gewählten Kanten angewandt.

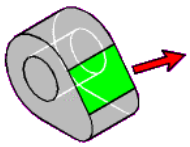


Die bekannte Eckentemperatur („Known Vertex Temperature“)
Hier wird eine konstante Temperatur auf einer oder mehreren Ecken festgelegt. Werden unterschiedliche Ecken bei der Angabe der Temperatur gewählt, wird derselbe Wert auf alle gewählten Ecken angewandt.

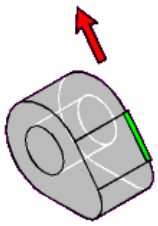
Strukturmechanische Belastungen können auf 2 unterschiedliche Arten definiert werden: Nach dem Koordinatensystem mit entsprechenden Komponenten in x, y, z oder über geometrische Orientierung. Im „Detail“-Window kann man umschalten zwischen „Components“ (Komponenten bzgl. Des Koordinatensystems) und „Vector“ (geometrische Orientierung). Die geometrische oder Vektororientierung erlaubt es z. B. eine Kraft über eine Ebene (normal) oder eine Kante (kolinear) orientiert werden. Die jeweilige Richtung wird dann während der Definition am Modell angezeigt.

Orientierung von Kräften

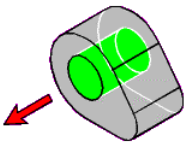
Beim Orientieren wird eine beliebige Geometrie verwendet, um die Kraft richtig anzugeben. Die Kraft selbst wirkt jedoch immer an dem zuerst selektierten geometrischen Element.



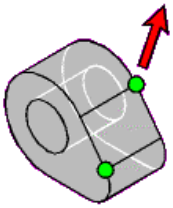
Ebene Fläche („Planar Face“)
Fläche selektieren: Kraft wirkt normal zur Fläche.



Kante („Edge“)
Kante selektieren: Kraft wirkt in Kantenrichtung.



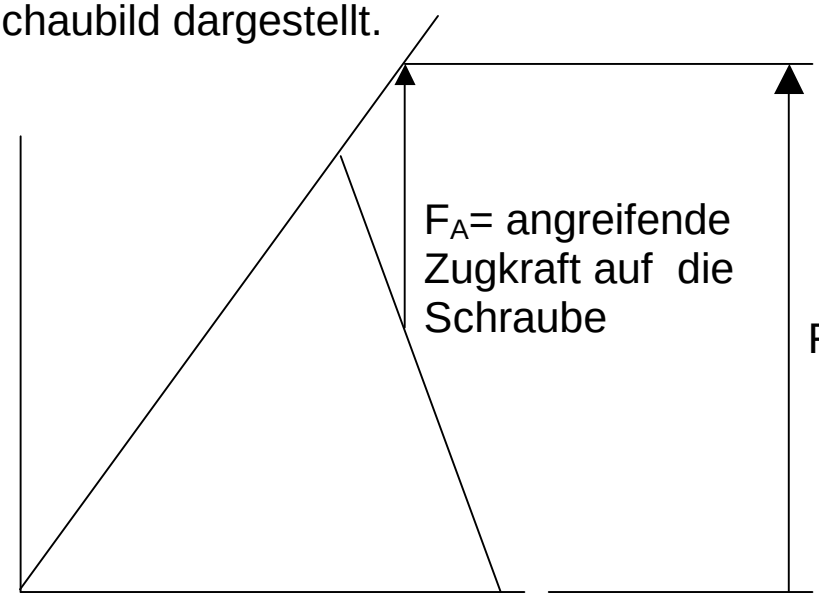
Geometrische Achsen („Geometric Axis“)
Zylinderfläche selektieren: Kraft wirkt in Achsenrichtung.



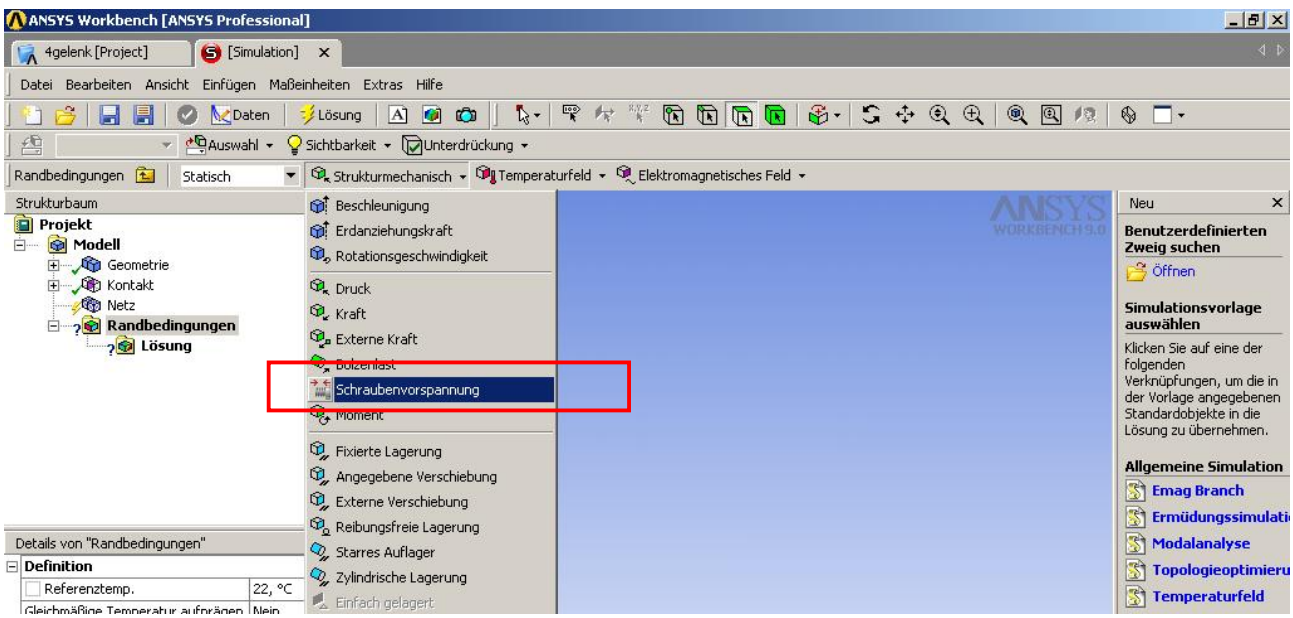
Zwei Ecken („2 Vertices“)
Control-Taste halten und zwei Punkte selektieren.

13.6 Schrauben

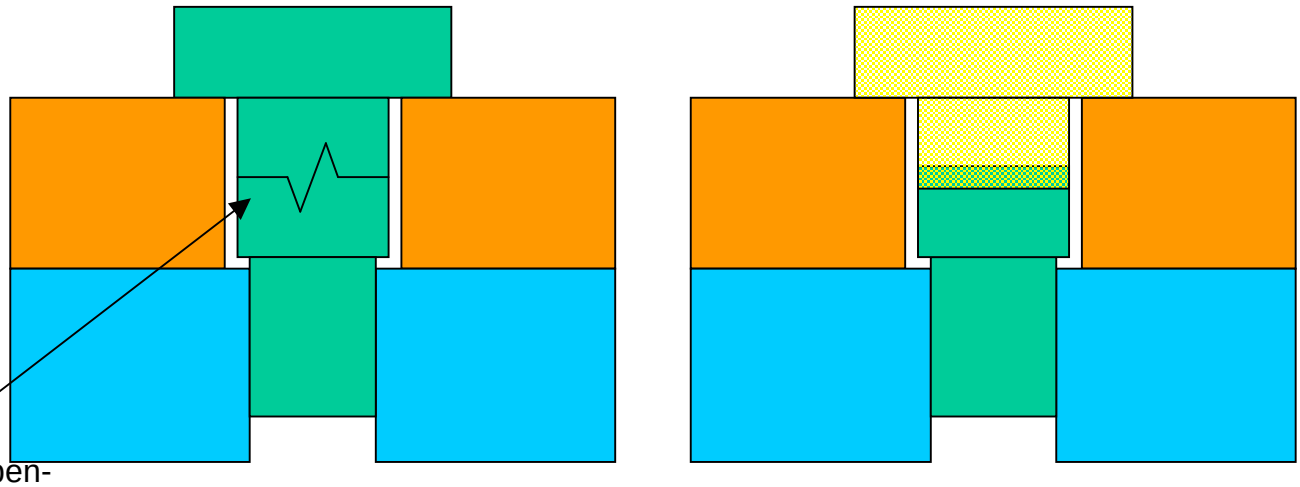
Die Verwendung von Schrauben in Berechnungsmodellen ermöglicht es, Betriebskräfte für die Schrauben zu ermitteln und die Steifigkeit (und damit Verformung und Spannungsverteilung) in den verschraubten Bereichen besser abzubilden. Die Wirkungsweise einer Schraube kann nicht einfach durch äußere Kräfte simuliert werden, weil die Schraubenkräfte unter Belastung (Betriebskraft) größer oder kleiner sind als die Schraubenvorspannkraft. Dies hängt von der Größe der Vorspannung und der Flansch- und Schraubensteifigkeit ab und wird oft in einem Verspannungs-Schaubild dargestellt.



Diese Art der Belastung steht in DesignSpace über die strukturmechanische Randbedingung „Schraubenvorspannkraft“ zur Verfügung.



Mittels dieser Randbedingung wird der Körper, in axialer Richtung mittig der gewählten Zylinderfläche intern in 2 Teile gespalten. Diese beiden Teile werden in einem ersten Berechnungsschritt (noch ohne äussere Kraftwirkung) gegeneinander versetzt.



Schrauben-
vorspannung

In Abhängigkeit von den Flanschsteifigkeiten ergibt sich dann eine Reaktionskraft (Schraubenvorspannkraft). Der Versatz wird nun so modifiziert, dass sich die korrekte Schraubenvorspannkraft ergibt, gleichzeitig wird auch die äußere Kraft aktiviert und in Ihrer Wirkung berechnet.

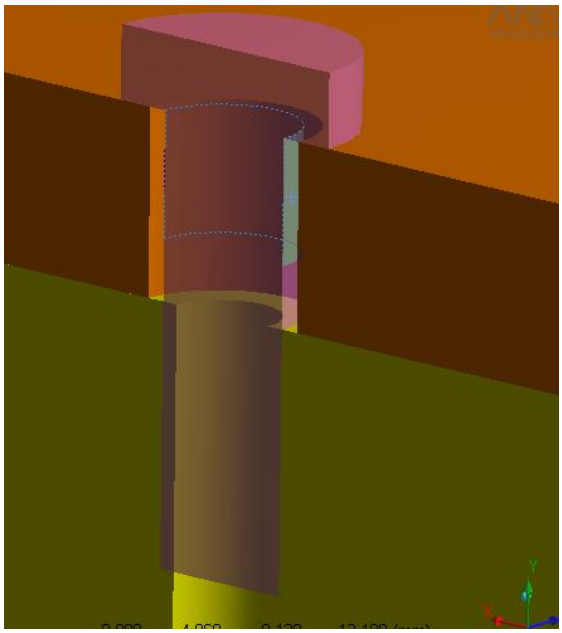
Achten Sie auf folgende Punkte

- Kontakt-Erkennung: Sind alle Kontakte erzeugt die notwendig sind? Zum Einen der Kontakt zwischen Schraubenkopf-Unterseite und Flansch, zum Anderen Kontakt zwischen unterem Schraubenschaft und Gewindebohrung. Kontakt-Erkennungs-Toleranz modifizieren oder Kontakte manuell definieren.
- Kontakt-Erkennung 2: Sind KEINE Kontakte definiert, wo keine wirken sollen. Hier ist insbesondere die DURCHGANGSBOHRUNG zu beachten. Dort soll typischerweise KEIN Kontakt definiert sein
- Welche Kontakt-Eigenschaften sind definiert? Idealer Kompromiß zwischen Berechnungs-Aufwand und Modell-Güte: Unter dem Schraubenkopf und im eingeschraubten Gewinde sollte Verbund-Kontakt definiert sein. Zwischen den beiden verschraubten Bauteilen ein abhebender Kontakt

(typischerweise Rau, da die Schraube durch Reibschluss die beiden Teile am Gleiten hindert, in manchen Fällen Rau, wenn die Größe der Betriebslast die zentrale Rolle spielt, siehe Ende dieses Kapitels).

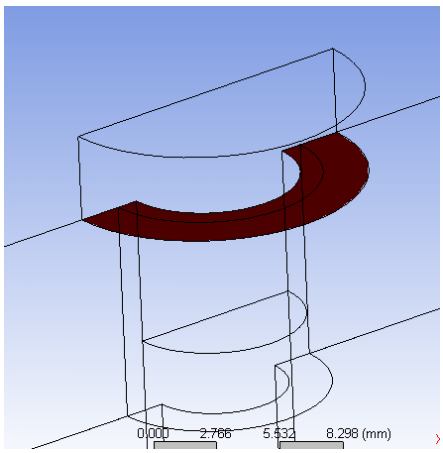
- Die Schraubenvorspannkraft darf nur auf zylindrischen Flächen definiert werden, auf denen sonst keine Randbedingung und vor allem KEIN KONTAKT definiert ist (Achtung mit der automat. Kontakterkennung). Deshalb muss man den Schraubenschaft i. d. r. Teilen. Entweder durch die Funktion „Trennen“ (falls das CAD-System dies unterstützt) oder durch einen Absatz. Achten Sie darauf, dass das Zerteilen der Schraube in der Mitte der Zylinderfläche stattfindet, auf der die Schraubenvorspannkraft definiert ist. Definieren Sie die Trennung so, dass der Bereich für die Randbedingung „Schraubenvorspannung“ etwas weniger lang ist als die Durchgangsbohrung (siehe Skizze vorige Seite).
- Bei zylindrischen Schrauben, deren Zylinderfläche in 2 Hälften –Halbschalen mit je 180°- geteilt ist (z. B. in ProE) wird nur eine Hälfte mit der gesamten Schraubenvorspannkraft definiert. Die Zylinderfläche identifiziert eindeutig, in welche Richtung die Schraubenvorspannkraft wirkt, wie gross diese ist und wo (axial in der Mitte) der zylindrische Teil der Schraube geteilt und gegeneinander verspannt wird.

Ein einfaches, aber die wesentlichen Effekte abbildendes Modell einer Schraubverbindung könne wie folgt aussehen:

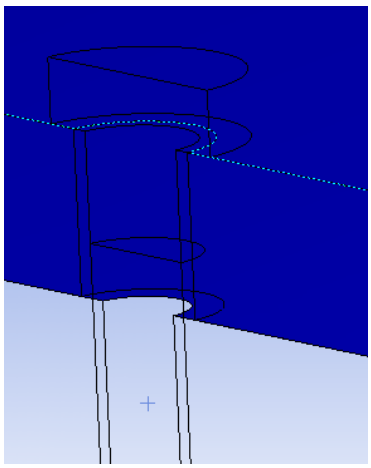


Beachten Sie bitte, dass in diesem Beispiel die Schraube aus 2 Zylindern besteht. Der lange Zylinder ist jedoch in axialer Richtung geteilt. Die gerade selektierte Fläche kann mit einer Schraubenvorspannkraft versehen werden, weil diese Fläche in keiner Kontakt-Definition enthalten ist.

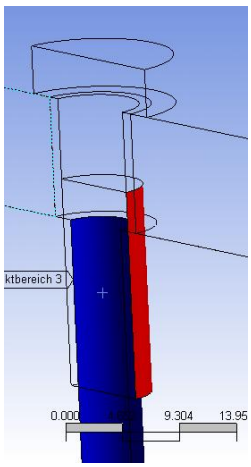
Die Kontakte zwischen den einzelnen Bauteilen:



Verbund zwischen Schraubenkopf und Flansch



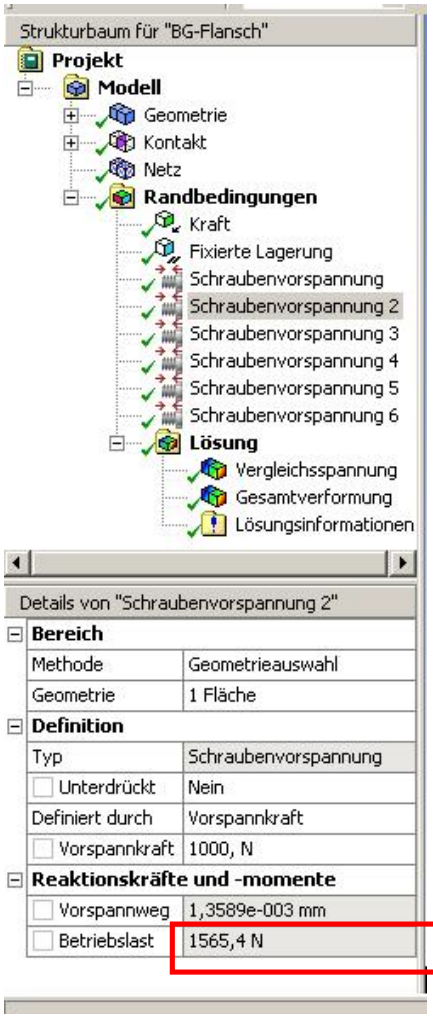
Rau oder Reibungsfrei zwischen den Flanschen

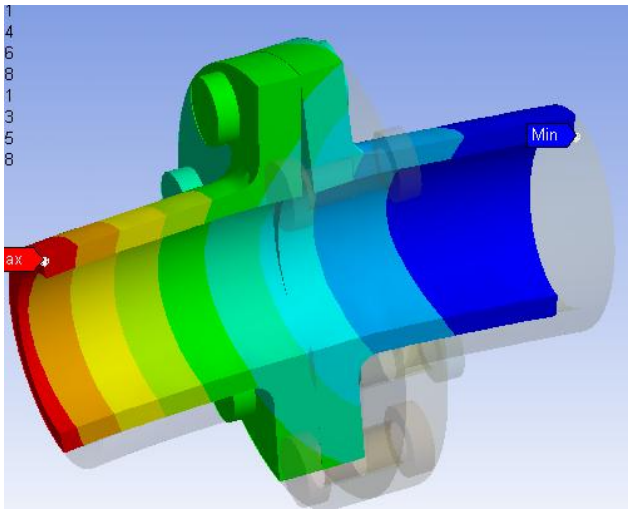


Verbund zwischen unterem (!) Teil der Schraube und „Gewindebohrung“

Wenn das CAD-System die Funktion „Trennen von Flächen“ mittels einer Linie nicht unterstützt, ist es eine gute Alternative, den unteren Bereich des Schraubenschaftes mit dem „Gewinde“-Bohrungs-Durchmesser zu definieren, weil dann die Kontaktfindung dort automatisch laufen kann.

Als Berechnungsergebnis erhält man für jede Schraube die Betriebskraft F_{smax} und die korrekte Abbildung der Steifigkeiten: In einigen Bereichen liegen die verschrauben Teile aneinander an, in anderen Bereichen besteht die Tendenz zu klaffen.



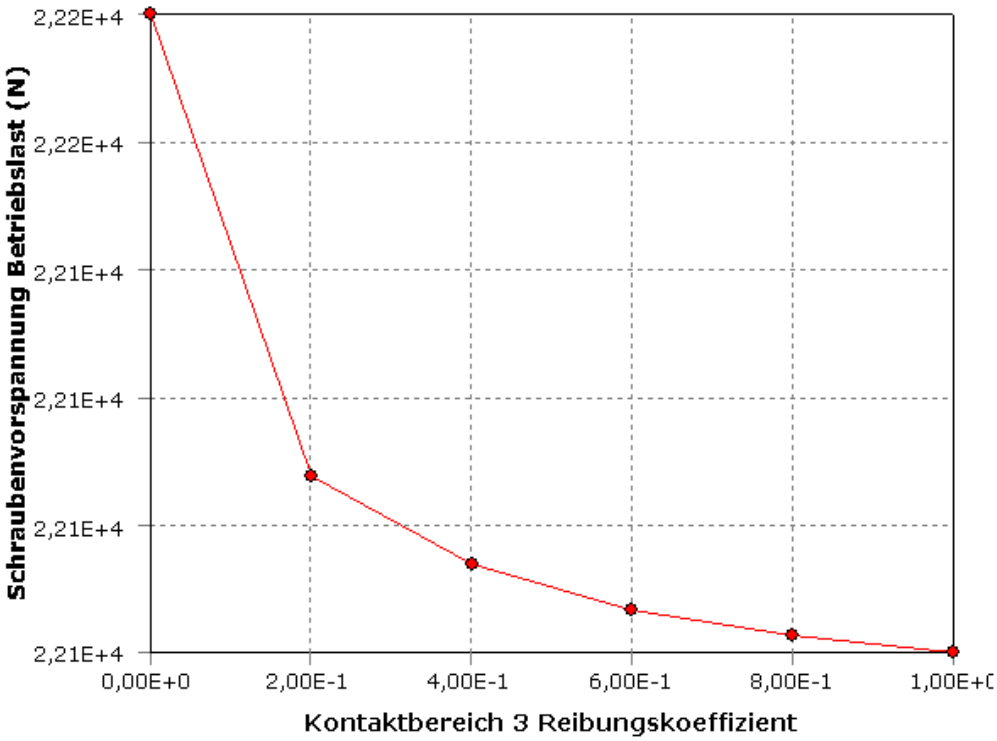


Bitte beachten Sie, dass während der Berechnung 2 Lastschritte berechnet werden. Im ersten Lastschritt wird die äussere Kraft auf die Baugruppe deaktiviert, um die Verspannung (Vorspannweg) der Schraube als Längenänderung zu ermitteln, die u. a. von den Flanschsteifigkeiten abhängt. Erst im zweiten Lastschritt wirkt die äußere Last, so dass die in der Schraube wirksame Kraft erhöht (Zug) oder erniedrigt (Druck) wird.

Die Schraubverbindung muss an 3 Stellen der DesignSpace-Analyse vereinfacht werden: Unter dem Schraubenkopf, im Flansch und im Gewinde. Das Gewinde sollte in jedem Fall über einen Verbund-Kontakt definiert werden (am besten mit MPC-Algorithmus).
Der Kontakt zwischen Schraubenkopf-Unterseite und Flansch muss ebenfalls vereinfacht werden. Durch die hohen Schraubenkräfte kann ein Abheben in der Regel ausgeschlossen werden, so dass ein nicht-abhebender Kontakt (Verbund, Keine Trennung) sinnvoll

erscheint. Welcher dieser beiden verwendet wird, leitet sich aus der Höhe der Reibung ab. Da man den realen Reibwert nicht eingeben kann muss zwischen den beiden Polen keine Reibung und unendlich hohe Reibung gewählt werden. Es hat sich eingebürgert, den Kopf mit dem Flansch als reibschlüssig zu betrachten, daher verwendet man i. A. den Kontakt Verbund (auch hier am besten mit dem MPC-Algorithmus).
Zwischen den beiden Flanschen (bzw. den zu verschraubenden Teilen) ist eine ähnliche Überlegung anzustellen. Hohe Reibung (Kontakt-Typ Rau) spiegelt die Steifigkeit, insbesondere bei hohen Querkräften besser ab als keine Reibung (Kontakt-Typ Reibungsfrei), allerdings sind die Betriebslasten der Schraube dann etwas geringer. Ein praxisnaher Ansatz könnte so aussehen, dass der Kontakt einmal als reibungsfrei und einmal als rau berechnet wird. Die Realität liegt dann irgendwo dazwischen.
Wenn genauere Aussagen erforderlich sind, gibt es die Möglichkeit, die DesignSpace-Datenbasis in ANSYS einzuladen und dort einen reibungsbehafteten Kontakt mit einem selbst zu definierenden Reibwert zu versehen. Dann ergibt sich beispielsweise für die Schrauben-Betriebskraft eine Abhängigkeit von der Reibung wie folgt:

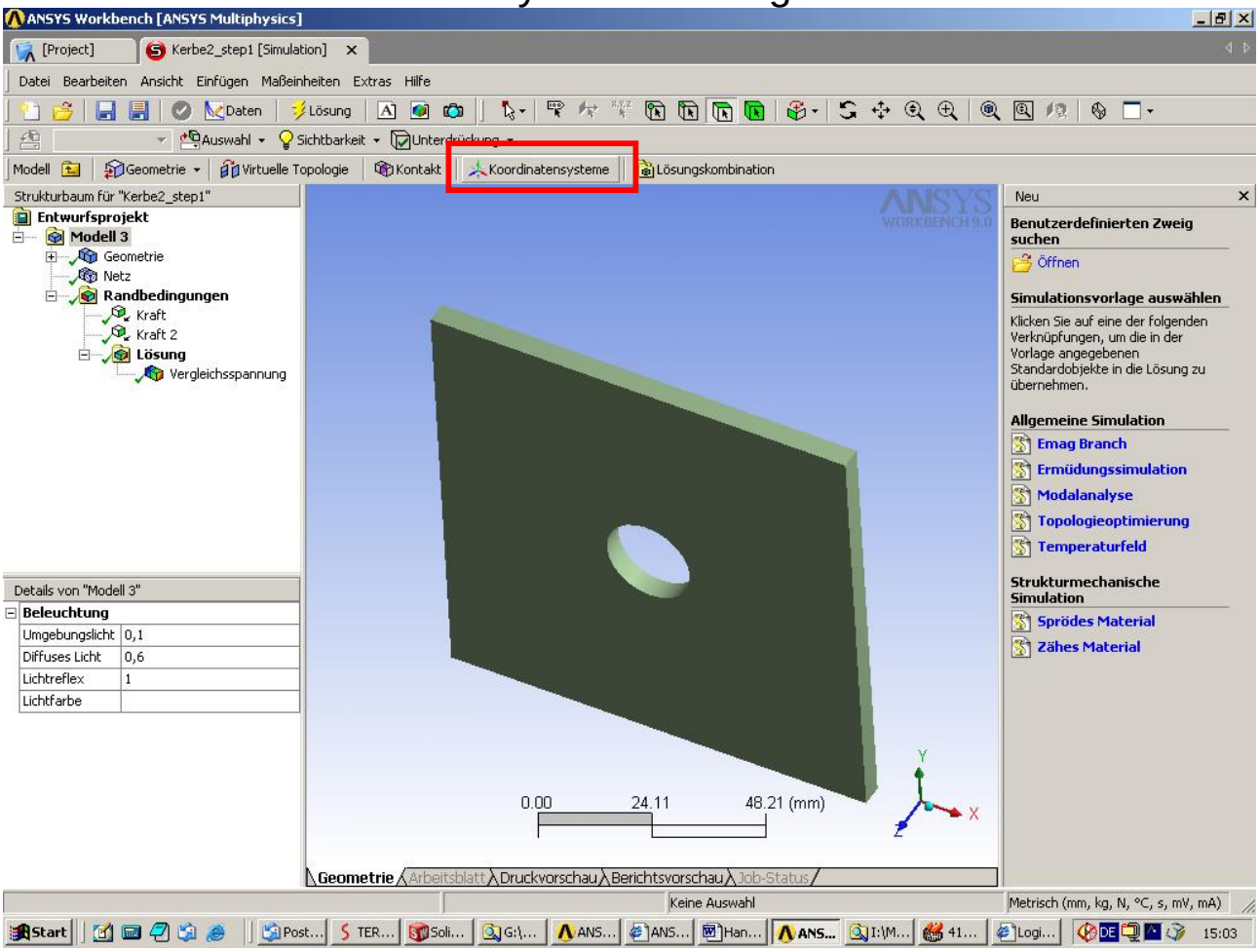
Details von "Kontaktbereich 3"	
Bereich	
Methode	Geometrieauswahl
Kontakt	1 Fläche
Ziel	1 Fläche
Kontaktkörper	Volumenkörper
Zielkörper	Volumenkörper
Definition	
Typ	Reibungsbehaftet
Reibungskoeffizient	0,2
Kontaktfindung	Automatisch
Verhalten	Symmetrisch
Unterdrückt	Nein
Erweitert	
Algorithmus	Pure Penalty-Verfahren
Kontaktbehandlung	Versatz hinzufügen
Versatz hinzufügen	0, mm
Kontaktsteifigkeit	Programmgesteuert
Kontaktsteifigkeit aktualisieren	Nie



13.7 Lokale Koordinatensysteme

Lokale Koordinatensysteme können dazu verwendet werden, bezogen auf gewisse Richtungen, Lasten zu definieren oder Ergebnisse auszuwerten.

Dazu müssen Koordinatensysteme erzeugt und verwaltet werden.

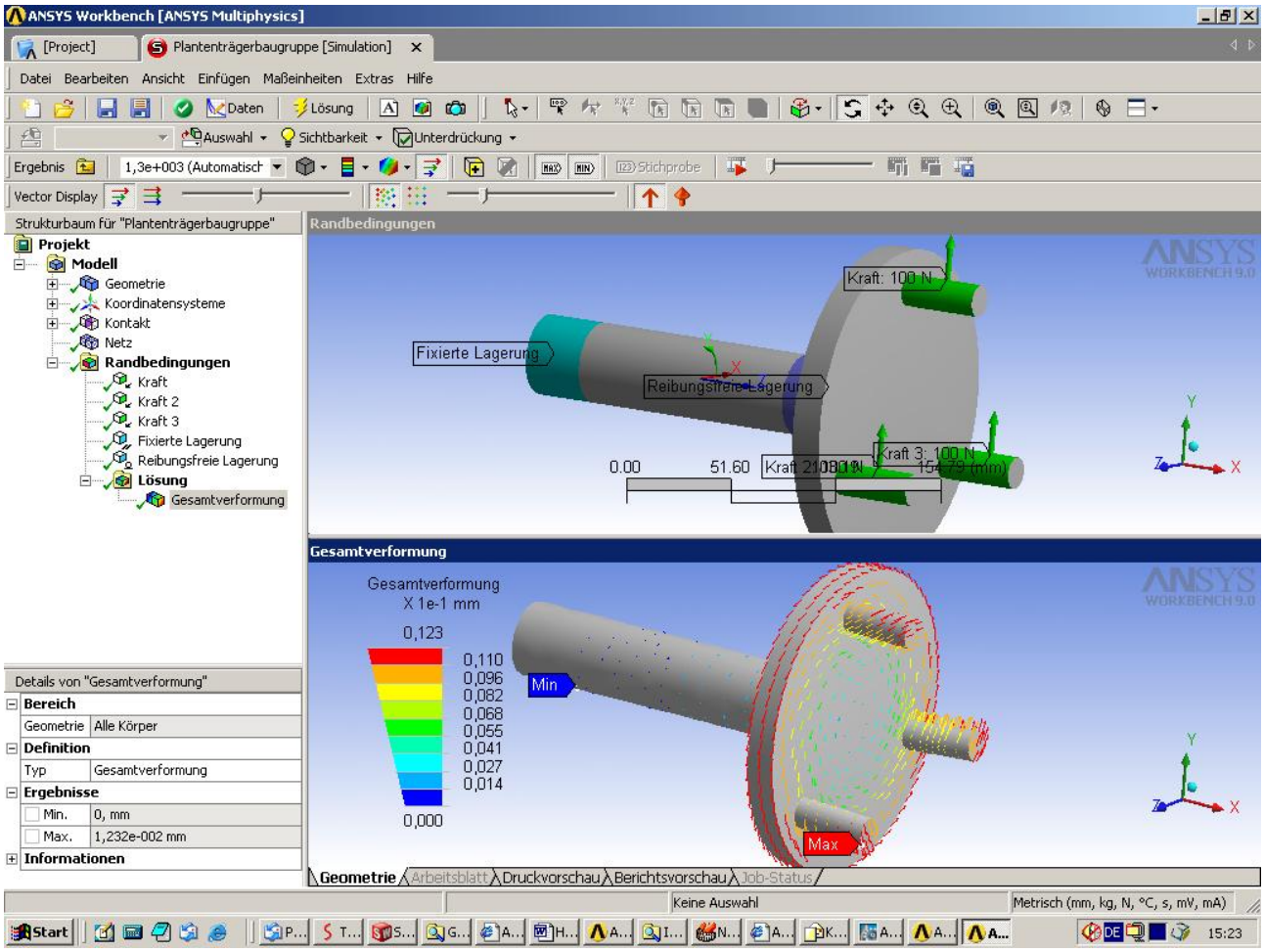


Mit dem Betätigen von „Koordinatensysteme“ im Kontext-Bereich wird im Strukturbaum ein Ordner „Koordinatensysteme“ eingeblendet, der mindestens ein Koordinatensystem beinhaltet. Das globale Koordinatensystem wird vom CAD-Modell übernommen, entweder das Bauteil-Koordinatensystem oder das Baugruppen-Koordinatensystem. Je nach CAD-System werden auch lokale Koordinatensysteme übernommen.

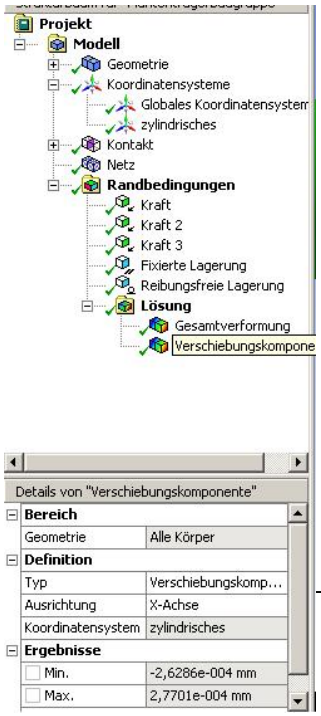
Es können mit der rechten Maustaste mit „Einfügen“ weitere Koordinatensysteme erzeugt werden. Dazu am besten zuerst eine Geometrie selektieren, nach folgender Logik wird dann der Ursprung definiert:
Punkt **à** Ursprung am Punkt
Linie **à** Ursprung in der Mitte
Kreislinie und Bogen **à** Ursprung im Zentrum
Ebene Fläche **à** Ursprung in der Ebene, im Flächenschwerpunkt
Zylinderfläche **à** Ursprung in der Rotationsachse, axial in der Mitte

Jedes Koordinatensystem kann neben dem Ursprung noch in seiner Ausrichtung definiert werden. Dazu in den Strukturbaum auf „Koordinatensysteme“ klicken und im Detail-Fenster bei der jeweiligen Achse auf „Zum Ändern klicken“ klicken. Geometrie auswählen, die die Richtung passend definiert, dann im Detail-Fenster auf „Anwenden“.
Es gibt 2 Arten von Koordinatensysteme. Kartesische und zylindrische. Bei zylindrischen Koordinatensysteme stehen die Komponenten x,y,z für radial, tangential, axial.

Definition von Lasten
Bei Kräften oder Verschiebungen können – sofern Koordinatensysteme definiert sind – diese zur Definition der Richtung der Komponeten x, y, z verwendet werden. Auf diese Weise lassen sich z. B. Kräfte in Umfangsrichtung (y) definieren, wenn ein zylindrisches Koordinatensystem zugrunde liegt. Wichtig: Bei der Darstellung der Symbole wird die Kraft nicht im lokalen Koordinatensystem angezeigt, d. h. die Darstellung des Kraftvektors ist nicht korrekt, er wirkt aber in Umfangsrichtung (siehe Beispiel).



Die Kräfte wurden in dem lokalen zylindrischen Koordinatensystem in y-Richtung (d. h. tangential) definiert. Sie werden aber in dem globalen Koordinatensystem in y-Richtung dargestellt. Die Berechnung erfolgt allerdings korrekt, die Deformation ist eine Torsion, die über die Stehbolzen tangential eingeleitet wird.



Analog können auch Ergebnisse in lokalen Koordinatensystemen dargestellt werden. Also z. B. Verformungen in radialer und tangentialer Richtung. Dazu muß bei der Ergebnisdarstellung bei einer gerichteten Größe (z. B. Verschiebungskomponente) eine Richtung z. B. x und ein Koordinatensystem (z. B. das zylindrische) ausgewählt werden. Dieses Ergebnis ist dann die radiale Verformung des Bauteils. Neben radialen und tangentialen Verformungen lassen sich so auch radiale und tangentiale Spannungen auswerten

13.8 Ergebnisinterpretation

Neben der Definition der Lasten und Randbedingungen die wichtigste Phase der Berechnung

Modellbewertung:

- Ist die Genauigkeit ausreichend?
- Sind die Vereinfachungen und Annahmen für diese Art des Ergebnisses zulässig? (keine Auswertung an Orten hohen Vereinfachung! Achtung bei Randbedingungen!)
- Ist die Verformung plausibel?
- Ist die erste Eigenform ähnlich einer Verformung unter Eigengewicht?
- Evtl. Vergleich mit einer Überschlagsrechnung zur Abschätzung der Größenordnung (Zehnerpotenzen!)

physikalische Auswertung:

- Wird das Bauteil unter diesen Lasten die zulässigen Verformungen nicht überschreiten?
- Sind die Dehnungen/Spannungen unterhalb der zulässigen Dehnung (Bruch/Fließen)
- Welche Werkstoffgrenze ist überhaupt relevant? Fließgrenze, Bruchgrenze? Dauerfestigkeit? Ist es überhaupt ein Festigkeitsproblem? Ist vielleicht Knicken oder Beulen das eigentliche Problem?
- Wo liegt die erste Eigenfrequenz?
- Liegt eine der Eigenfrequenzen in der Nähe einer Erregerfrequenz?

Arbeiten Sie die Übungen im folgenden Kapitel durch. Steigern Sie langsam die Komplexität. Berechnen Sie zuerst Bauteile, deren Verhalten Sie aus der Praxis schon kennen, bevor Sie sich an neue wagen.

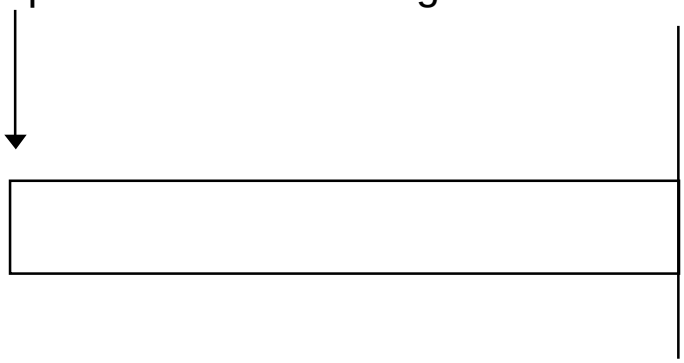
14 Übungen

Damit Sie etwas vertrauter werden mit der Bedienung des Programms und auch den Einfluss von verschiedenen Eingabegrößen auf Ihr Ergebnis sehen, sollten Sie die folgenden Übungen praktisch am Rechner durcharbeiten. Es empfiehlt sich, mit ganz einfachen Aufgaben zu beginnen, für die möglichst bereits analytische Lösungen existieren. Auf diese Weise können Sie erkennen, wie gut die Ergebnisse der Berechnung mit den Sollwerten übereinstimmen.
Probieren Sie verschiedene Varianten durch! Vergleichen Sie unterschiedliche Materialien, Lasten und Einspannungen. Experimentieren Sie mit DesignSpace. Setzen Sie sich mit der technischen Mechanik auseinander. Versuchen Sie zu verstehen, ***WARUM*** sich ein Bauteil so verformt wie Sie es berechnen und ***WIE*** der Spannungsverlauf im Bauteil ist. Erst wenn Sie einfache Teile unter einfachen Lastfällen plausibel berechnen können, sollten Sie sich an selbstgestellte Aufgaben wenden. Die einzelnen Ergebnisse der Beispiele können je nach Version von den hier gezeigten mehr oder weniger abweichen.
Für den Fall, dass Ihnen Ergebnisse unlogisch erscheinen, steht Ihnen unsere Hotline gerne zur Verfügung. Bitte kontaktieren Sie uns, die Adresse finden Sie am Anfang dieses Manuals.

Alle Übungsbeispiele bekommen Sie bei cgebhardt@cadfem.de.

14.1 Beispiel Biegebalken

Berechnen Sie die Verformung und Spannung eines einseitig eingespannten Biegebalkens mit dem Querschnitt 10x10 mm und 100 mm Länge. Der Werkstoff ist Stahl. Am freien Ende des Balkens wirkt eine Punktlast von 10N nach unten. Zum Vergleich wird eine analytische Handrechnung durchgeführt, um die Güte des mit DesignSpace errechneten Ergebnisses bewerten zu können.



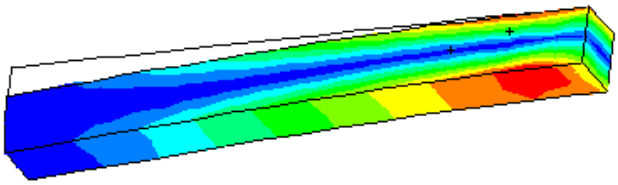
14.1.1 Analytische Lösung

Berechnung der Verformung u
u=Fl**3/(3EI)
u=0.02mm

Berechnung der Biegespannung σ_b
σ_b=M/W
σ_b=10*100*6/10*10**2
σ_b=6N/mm²

14.1.2 Lösung mit DesignSpace (Balken.sat)

Datei: Balken.sat
Genauigkeit der Ergebnisse (v-Mises-Vergleichssp.) in Abhängigkeit der Netzdichte:
Relevanz:
0: 0.0199, 6.1 N/mm²
-100: 0.0197mm;5.7 N/mm²
fein: 0.0200mm;5.97/mm²

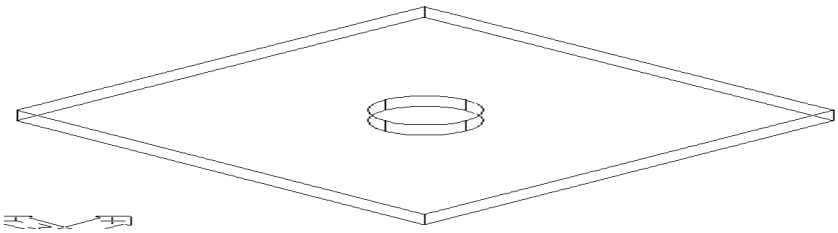


Weitere interessante Punkte:

- **Wie erkennt man Zug- und Druckspannungen?**
  Lassen Sie sich die Spannungskomponente in Balkenlängsrichtung anzeigen! Warum passt die Längsspannung nicht zur von Hand errechneten? Wie müsste man lagern, um dies zu verbessern?

- **Warum tritt die maximale Biegespannung nicht am Balkenende auf?**
  Am Balkenende ist durch die Einspannung eine sehr starke Vereinfachung im Modell enthalten. An Stellen großer Vereinfachungen ist eine Auswertung nicht sinnvoll. Die größte Spannung tritt nach einer Elementreihe (von der Einspannung aus gesehen) auf (Querkontraktion behindert!). Bitte schalten Sie in der Ergebnisauswertung die Elementkanten ein.

14.2 Beispiel Scheibe mit Loch



Berechnen Sie die Kerbspannung, die an einer Bohrung in einer auf Zug belasteten Scheibe auftritt. Die Scheibe ist 100x100 mm groß, 5mm dick mit einer Bohrung Durchmesser 20 im Zentrum. Der Werkstoff ist Stahl, die Zugbelastung 100N.
Versuchen Sie das Ergebnis zu verifizieren.

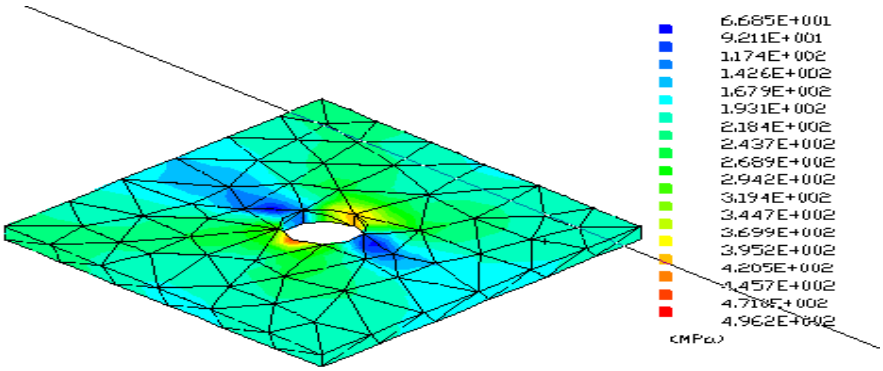
14.2.1 Analytische Lösung

$\sigma_{Nenn}=F/A$
$\sigma_{Nenn}=100N/(5*80)mm^2$
$\sigma_{Nenn}=0.25\ N/mm^2$
$\sigma_{Kerb}= 2.6 \times \sigma_{Nenn}= 0.65\ N/mm^2$

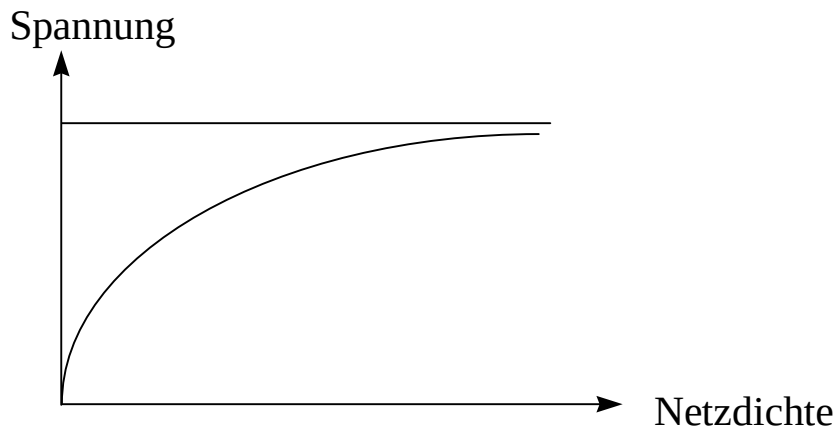
14.2.2 Lösung mit DesignSpace (scheibe.sat)

Die mit DesignSpace errechnete Spannung liegt je nach eingestellter Genauigkeit zwischen 0.55 und 0.72 N/mm². Hier ist die Abhängigkeit des Ergebnisses von der Genauigkeit (Netzdichte) aufgrund des besonders hohen Gradienten (Kerbeffekt) sehr stark ausgeprägt.
Versuchen Sie die Genauigkeit durch Setzen von manuellen Elementgrößen weiter zu steigern. Die Symmetrie am Viertelmodell können Sie über den Support “Fricitonless Surface” anwenden (keine Bewegung aus der Symmetrie-Ebene heraus).
Alternativ definieren Sie eine Konvergenzprüfung NUR für die Bohrungsfläche.

	Grobes Netz (Schieberegler -100)	Mittleres Netz (Schieberegler 0)	Feines Netz (Schieberegler +100)	Adaptive Netz, 1% Konverg
DesignSpace Ergebnis	0.55	0.72	0.606	0.655



Trägt man in einem Diagramm die Spannungen in Abhängigkeit von der Netzdichte auf, so erhält man etwa folgendes Bild:



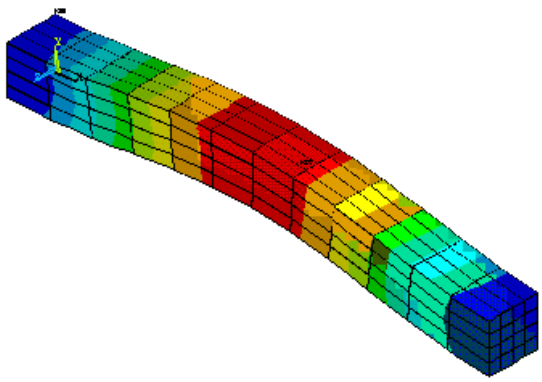
Die Spannungen, die mit der FE-Methode berechnet werden, nähern sich also asymptotisch dem realen, konstanten (da von der Netzdichte unabhängigen) Wert an. Je gröber die Vernetzung ist, desto steifer ist die FE-Struktur, d. h. man nähert sich in der Regel von unten an die realistische Spannung an!
Will man also die Güte einer Berechnung prüfen, können 2-3 weitere Berechnungen mit unterschiedlichen Netzdichten zeigen, in welchem Bereich der Asymptote man sich bewegt.

14.3 Beispiel schwingender Balken (Balken.sat)

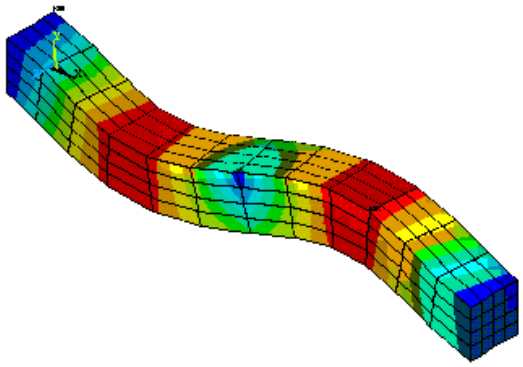
Von dem beidseitig eingespannten Balken sollen die Eigenfrequenzen und die zugehörigen Schwingungsformen berechnet werden, um zu prüfen, ob eine Eigenfrequenz mit einer Erregerfrequenz zusammenfällt (Resonanz). Werkstoff: Stahl.

Lösung:
Die Berechnung von Eigenfrequenzen ergibt sich aus den Faktoren Masse und Steifigkeit $\omega = \sqrt{(k/m)}$.
Die Genauigkeit ist daher unkritisch (mittlere Einstellung). Symmetrierandbedingungen lassen sich nicht nutzen, da die unsymmetrischen Moden sonst nicht berechnet werden
Die Eigenfrequenzen errechnen sich zu:
4920, 4920, 12620, 12620, 14442, 22832,. Die Ergebnisbilder sind als Referenzlösung mit dem FEM-Programm ANSYS ermittelt worden.
Die doppelten Moden entstehen durch den quadratischen Querschnitt und jeweils einer Schwingung in Querschnitts-Hoch- und Querachse. Je nach Vernetzungsgüte können die doppelt besetzten Moden aufgrund unterschiedlicher Netzdichte (und damit Steifigkeit) mehr oder weniger voneinander abweichen.

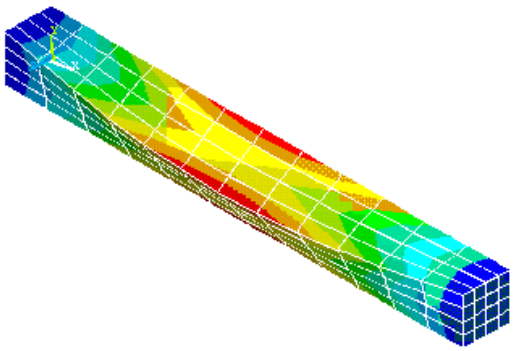
Die erste Schwingungsform entspricht etwa der Verformung unter Eigengewicht. Die zweite ist ähnlich, jedoch um 90° versetzt (Biegeschwingung). Die Legende ist in der Modalanalyse aufgrund der fehlenden Anregung ohne physikalische Bedeutung. Sie kann daher unter dem Menüpunkt Ansicht auch ausgeschaltet werden.



Die dritte Schwingungsform hat in der Mitte einen Knoten, die vierte ist von der Frequenz her gleich, aber um 90° versetzt (Biegeschwingung).



Die fünfte Eigenfrequenz beruht auf einer Torsionsschwingung und ist nur einfach besetzt.



Mit der Liste der berechneten Eigenfrequenzen kann man jetzt also vergleichen, ob eine dieser Frequenzen in der Nähe einer Erregerfrequenz liegt z. B. durch Trafobrummen, durch Elektromotoren etc. Wenn dieser Resonanzfall auftritt kann man anhand der Schwingungsform erkennen, wo die Struktur zu versteifen ist.

14.4 Beispiel: Hohlzylinder auf Torsion

Ein Hohlzylinder mit 100 mm Außen-, 80 mm Innendurchmesser und 200 mm Länge ist an einem Ende fest eingespannt und wird am anderen Ende in Achsrichtung mit einem Moment von 12 kNm belastet. Wie hoch sind die auftretenden Schubspannungen?

14.4.1 analytische Lösung

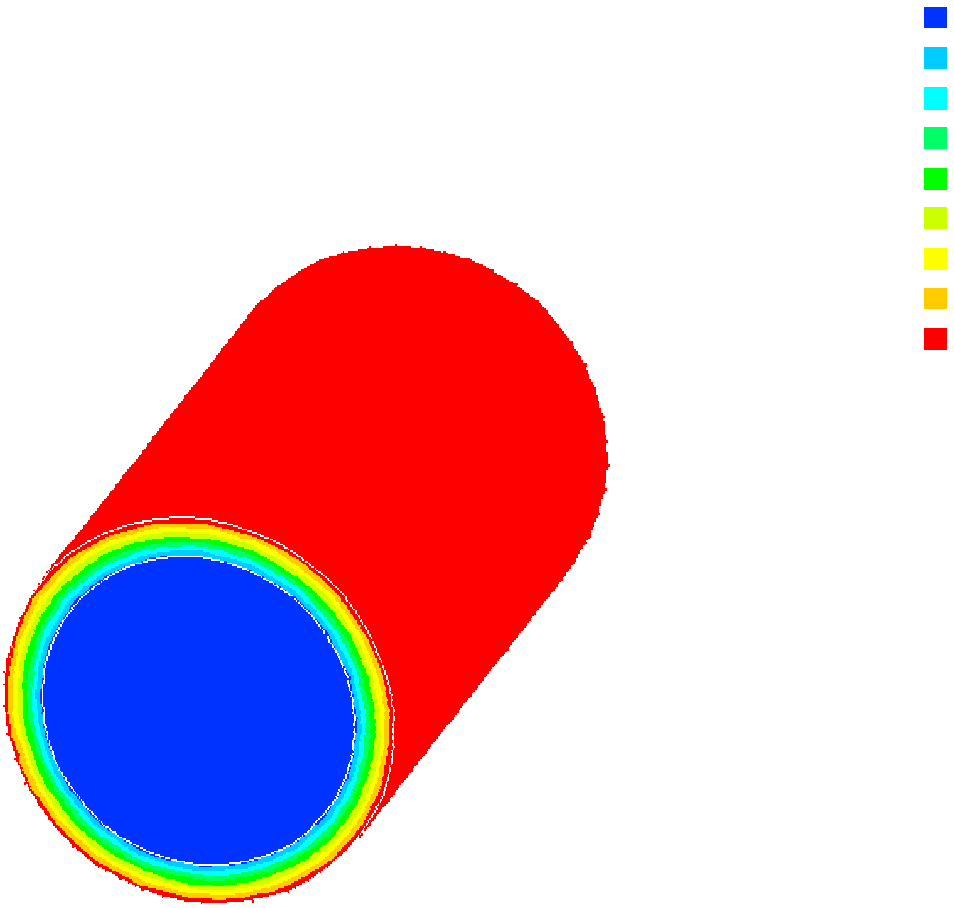
τ_{max}=T/I*r (T=Moment, I=polares Moment, r=Radius)
τ_{max}=12000*32/(3.1415*(100^4-80^4))
τ_{max}=103.5 N/mm^2

14.4.2 Berechnung mit DesignSpace (hohlzyl.sat)

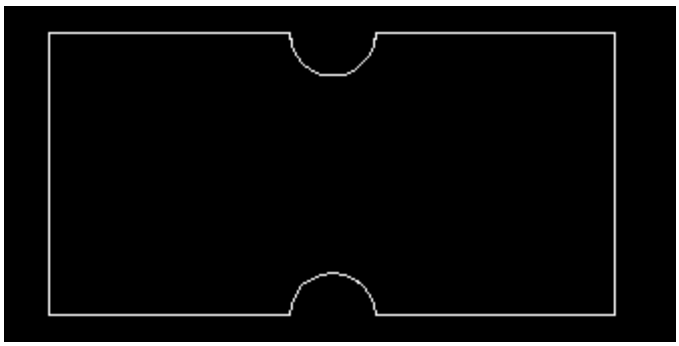
Abhängig von der Netzdichte ergeben sich folgende Ergebnisse für die maximale Schubspannung (Maximum Shear Stress):

	Grobes Netz (Schiebe-regler -100)	Mittleres Netz (Schiebe-regler 0)	Feines Netz (Schiebe-regler +100)	Adaptives Netz, 1%
DesignSpace Ergebnis	105	104	104	104

Berechnung eines Hohlzylinders mit DesignSpace



14.5 Beispiel Biegung mit Kerbeffekt



Von einer gekerbten Platte, 100x200 mm, 5 mm stark, sollen die Spannungen berechnet werden, die sich an einer mittigen Kerbe, Radius 15 mm, 15 mm tief , einstellen. Die Platte wird in der Ebene mit einem Moment von 10 kNmm belastet.

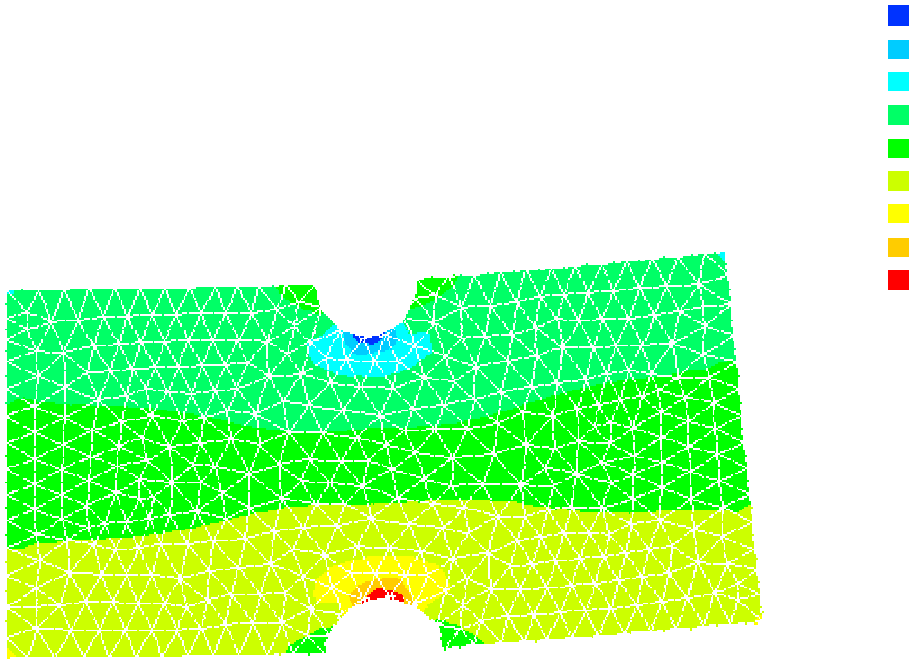
14.5.1 Analytische Lösung

$\sigma_{zmax}=M/I*h/2*\sigma_k$ (h=freie Breite zwischen den beiten Kerben = 70, $\sigma_k=1.75$ nach Timoschenko)
$\sigma_{zmax}=10000/(5*70^3/12)*70/2*1.75$
$\sigma_{zmax}=4.28N/mm^2$

Lösung mit DesignSpace (kerbe.sat)

Abhängig von der Netzdichte ergeben sich folgende Ergebnisse für die Spannungskomponente in Längsrichtung:

	Grobes Netz (Schiebe-regler -100)	Mittleres Netz (Schiebe-regler 0)	Feines Netz (Schiebe-regler +100)	Adaptives Netz, 1%
DesignSpace Ergebnis	3.7	3.7	3.9	4.2



Die Konvergenzkurve bei der adaptiven Vernetzung kann kontrolliert werden, um festzustellen, wie viele Berechnungsschritte zu dem konvergierten Ergebnis geführt haben.

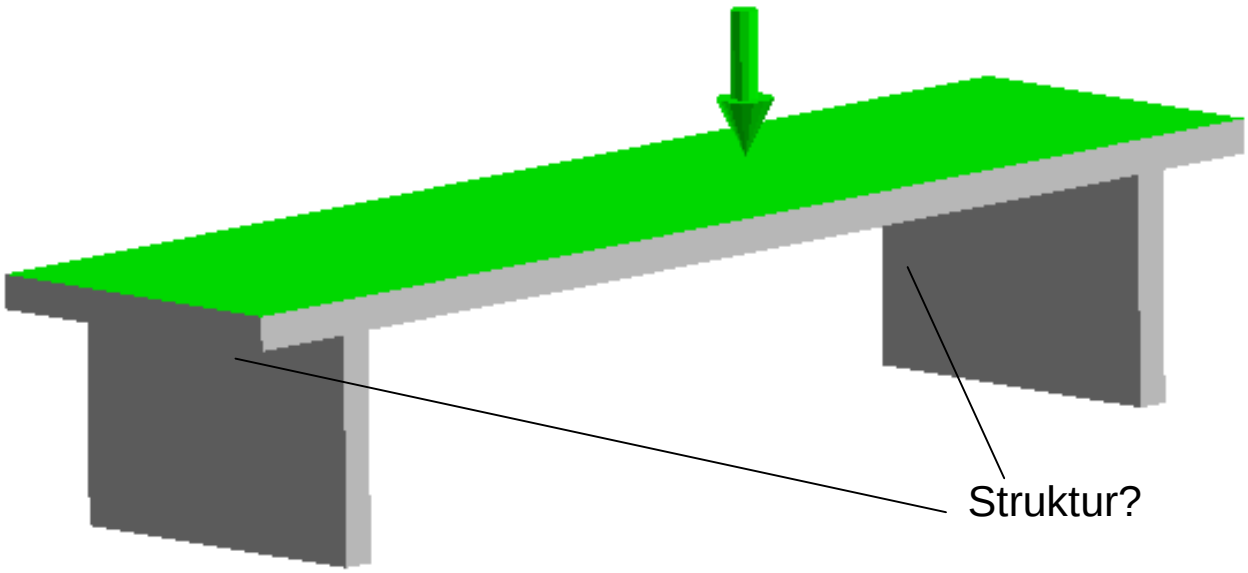
Hier ist sehr deutlich zu sehen, dass die Konvergenzschranke 1% nichts zu tun hat mit der absoluten Genauigkeit. Der dritte Berechnungsschritt bringt eine Veränderung im Ergebnis von weniger als 1%, daher ist die Lösung konvergiert. Der absolute Fehler zur bekannten Lösung ist jedoch größer.

14.6 Beispiel Topologieoptimierung

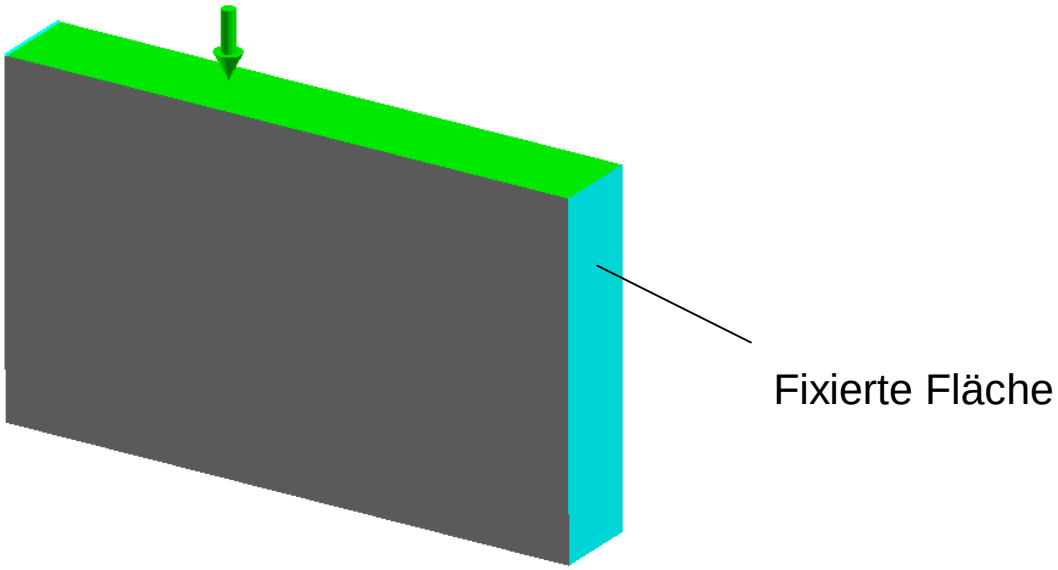
Die Topologieoptimierung kann dem Konstrukteur in den frühen Entwurfsphasen neue Ideen geben, wie eine Struktur aussehen soll, die für einen bestimmten Lastfall eine möglichst hohe Steifigkeit besitzt. Dazu wird DesignSpace ein Bauraum zugewiesen (bestehendes Bauteil oder Rohmaterial), der in der Ausgangsphase mit Material gefüllt ist. In mehreren Berechnungsschritten prüft DesignSpace, wo innerhalb dieses Raumes eine bestimmte Menge (bis 50%) Material entfernt werden kann, so dass die Verformung möglichst klein bleibt. Dazu sollte die Vernetzung nicht auf adaptiv (“automatic”) eingestellt werden! Vor Benutzung des Shape Wizards sollte daher unter “Model/Properties” die Vernetzung auf “Manual” zwischen 0 und +100 eingestellt und als Default fixiert werden (“set as default”, nach der Optimierung wieder auf “Automatic” umstellen!).

Aufgabenstellung:

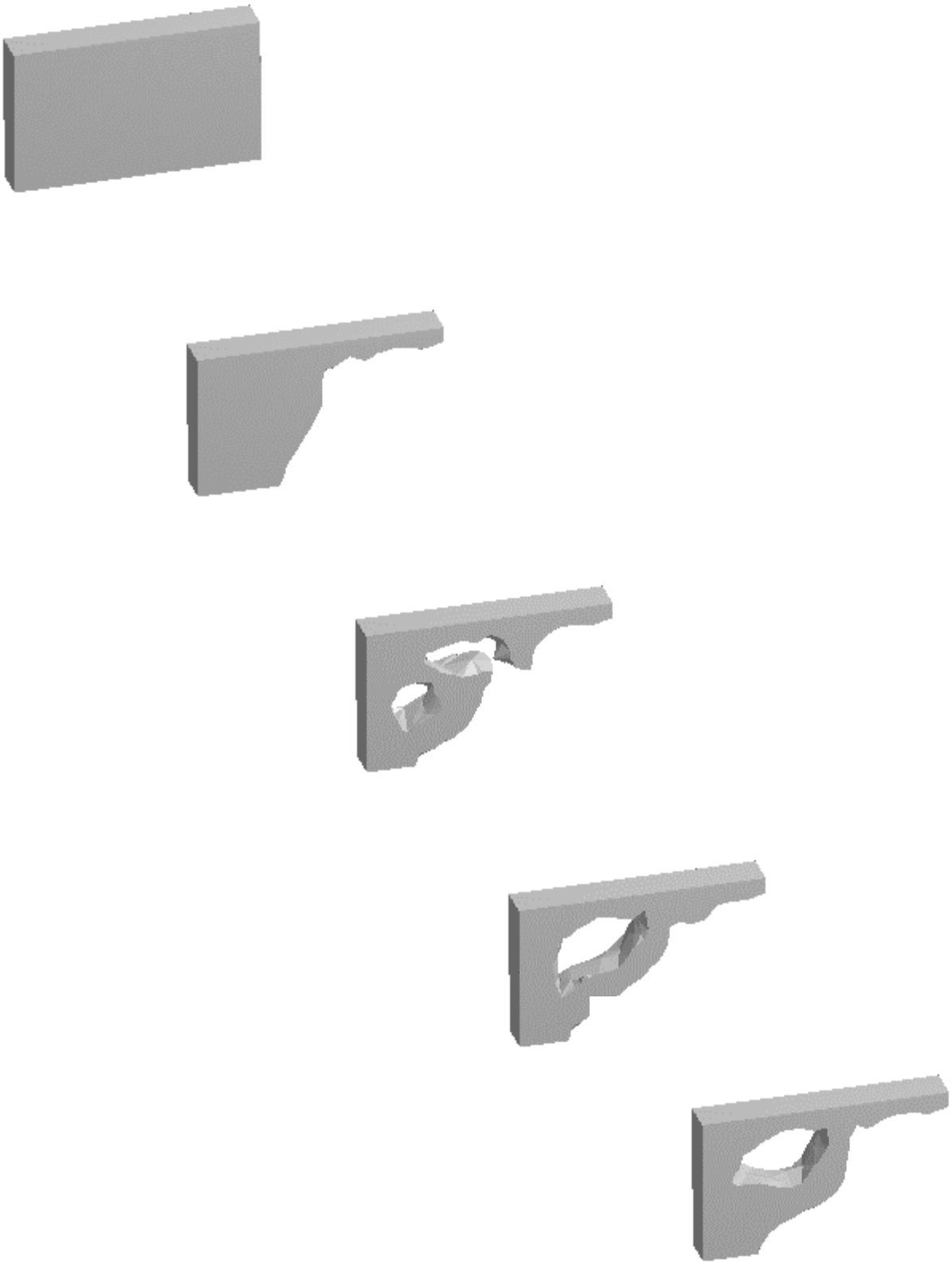
Der Konsolenträger eines Wand-Regals soll um 50% abgespeckt werden, so dass die Verformung möglichst klein bleibt.



Der zu untersuchende Bereich wird separiert und mit dem Shape Wizard mit folgenden Randbedingungen bearbeitet (block.sat):



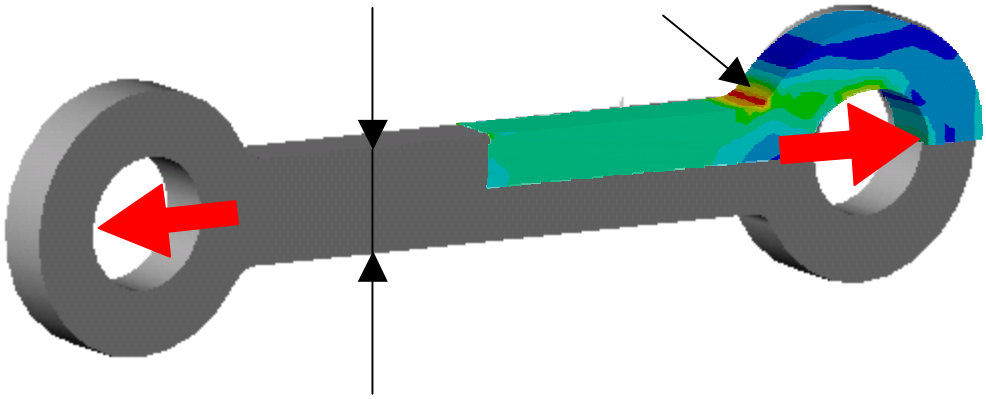
In mehreren Iterationen findet DesignSpace die für diese Belastung am besten geeignete Struktur:



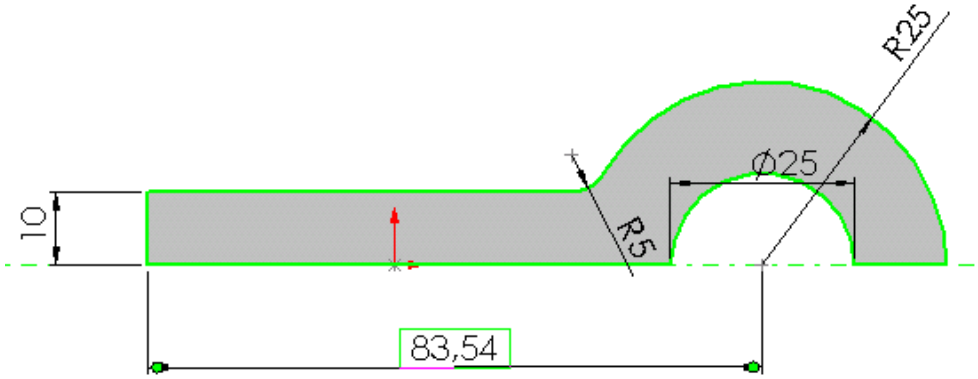
14.7 Beispiel Parameterstudien

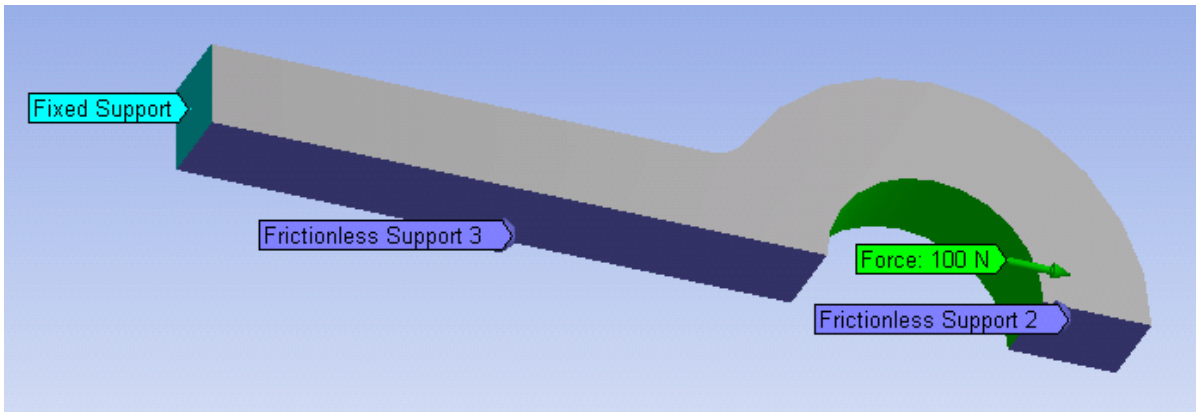
Parameterstudien erlauben es, innerhalb einer Berechnung verschiedene Varianten (Material, Lasten, Geometrie) zu definieren und zu berechnen. Als Ergebnis erhält man die ausgewählten Ergebnisse in Abhängigkeit von den Eingebegrößen. Auf diese Weise werden bei graphischer Darstellung als 2D- oder 3D-Plots die Sensitivität der einzelnen Parameter auf die Ergebnisse sehr viel deutlicher. Damit verbessert sich das Verständnis für die Effektivität der verschiedenen konstruktiven Maßnahmen.

Beispiel: Kettenglied

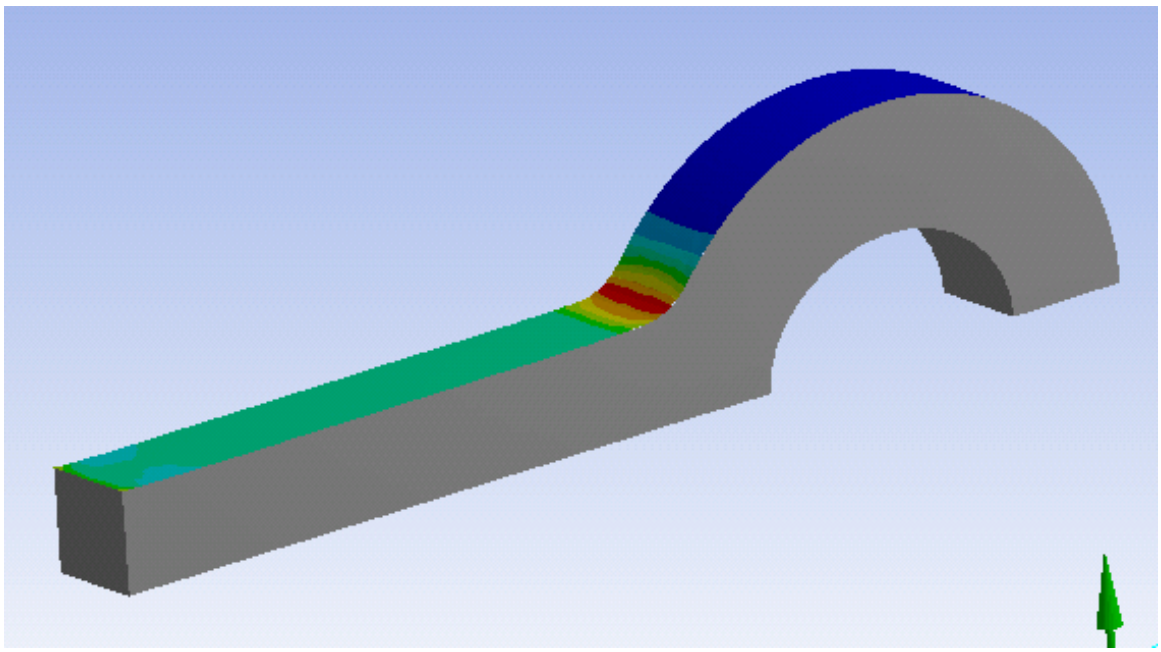


Bei diesem Kettenglied, das auf Zug belastet wird, könnte die Frage auftauchen, ob es sinnvoller ist, den Rundungsradius zu oder die Stegbreite vergössen. Diese Aufgabe soll in einer Parameterstudie gelöst werden. Aufgrund des symmetrischen Lastfalls, wird mit einem Viertelmodell gerechnet, das im CAD-System wie folgt aufgebaut ist:





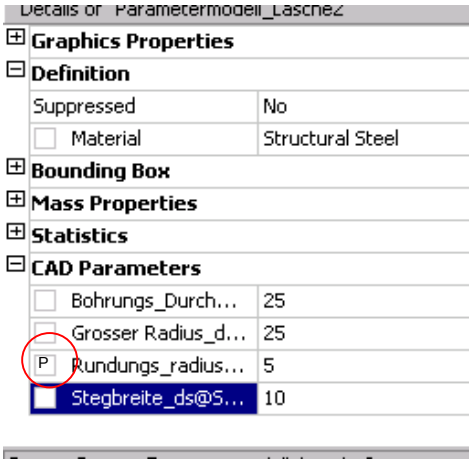
Der Verrundungsradius R5 und die (halbe) Stegbreite 10 werden im CAD-System mit den beiden Namen Rundungsradius_DS und Stegbreite_DS versehen. Die Kennzeichnung von Parametern mit „DS“ sorgt dafür, dass diese Parameter an DesignSpace übergeben werden. Definieren Sie folgende Randbedingungen.



Berechnen Sie folgendes fokussiertes Spannungsergebnis:

Achten Sie bitte darauf, die Spannungsdarstellung auf oben gezeigte Flächen einzugrenzen.

Nach der Berechnung kennzeichnen Sie die Parameter mit „P“ im „Detail“-Fenster. Dazu gehen Sie im Strukturbaum auf „Geometry“ und wählen das Bauteil an. Im „Detail“ Fenster erscheint folgende Ausgabe.

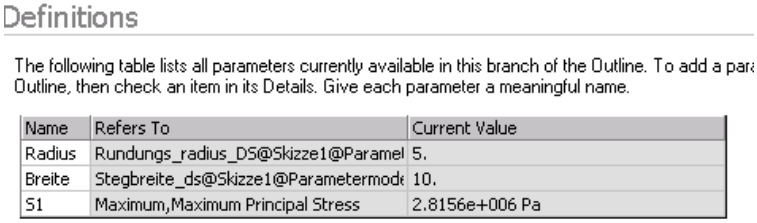


Durch Anklicken der linken Checkbox erscheint ein „P“, das die angewählte Größe als Parameter kennzeichnet. Auf die gleiche Weise lassen sich Kräfte oder Materialdaten (sofern mehrere Materialdaten unter „Engineering Data“ eingeladen wurden) als Parameter kennzeichnen. Für das aktuelle Beispiel werden die beiden Parameter Rundungsradius und Stegbreite gekennzeichnet.

Damit DesignSpace auch ein Ergebnis in der Parameterliste anzeigt, muss auch die gewünschte Ergebnisgröße, als Parameter gekennzeichnet werden. Dazu wird die fokussierte Spannung unter „Solution“ angewählt und der Maximalwert ebenfalls mit einem „P“ gekennzeichnet.

Zur Definition der Studien wird der Parameter Manager benötigt. Er kann in die Berechnung eingefügt werden, indem man im Strukturbaum „Solution“ anwählt und mit der rechten Maustaste „Insert/Parameter-Manager“.

Unter „Definitions“ können die sehr langen Parameternamen der 2. Spalte ersetzt werden durch sprechende, kurze Namen in der ersten Spalte.

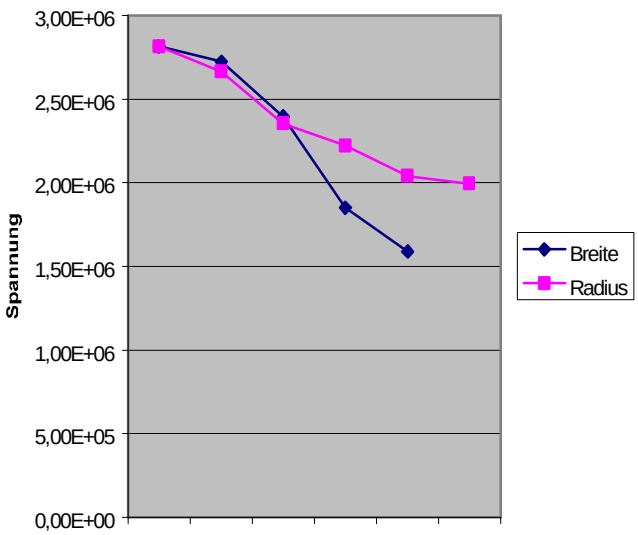


Scenarios

The following table lists scenarios in which input parameters are varied to study the
for the current branch in addition to these scenarios. Solving many scenarios may t
include in the solution. A scenario in bold indicates that all input parameters match
to sort rows by value.

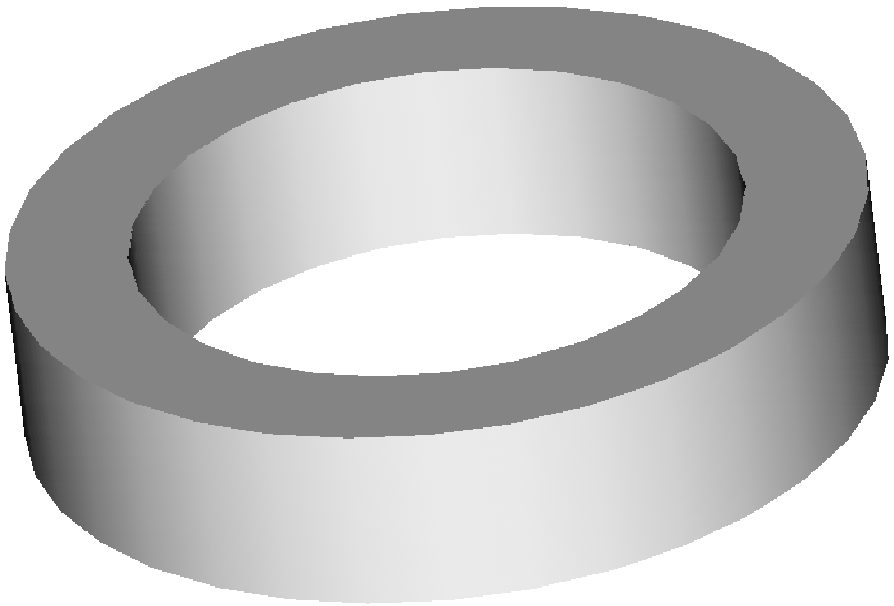
Run		Radius	Breite	S1 Pa	Status	Comments
1	☐	**5.**	**10.**	**2.8156e+0**	**Done**	
2	☑	7	10.	2.8156e+00	Ready	
3	☑	9	10.	2.8156e+00	Ready	
4	☑	11	10.	2.8156e+00	Ready	
5	☑	13	10.	2.8156e+00	Ready	
6	☑	15	10.	2.8156e+00	Ready	
7	☑	**5.**	**10.**	**2.8156e+0**	**Ready**	
8	☑	5.	12	2.8156e+00	Ready	
9	☑	5.	14	2.8156e+00	Ready	
10	☑	5.	16	2.8156e+00	Ready	
11	☑	**5.**	**18**	**2.8156e+0**	**Ready**	
*	Click here to add a new scenario.					

Unter Scenarios werden mit „click to add a new scenario“ neue Zeilen in der Tabelle eingefügt und mit den gewünschten Parameter-kombinationen gefüllt. Wenn alle Berechnungen definiert sind, wird die Berechnung gestartet. Dazu im Strukturbaum „Solution“, rechte Maustaste „Solve“ anwählen. Es werden jetzt die verschiedenen Studien durchgerechnet und das Ergebnis in der Tabelle abgelegt. Wichtig: Das CAD-System muss im Hintergrund offen sein! Die Zeile in fetter Schrift zeigt an, welcher Zustand gerade im Strukturbaum aktuell ist. Nicht aktuelle Berechnungen werden nicht in DesignSpace gespeichert, d. h. es ist nur die jeweils aktive Variante als 3D-Modell mit allen Ergebnissen verfügbar. Alle anderen Varianten sind nur über die Tabelle verfügbar. Man sollte sich also vor der Berechnung alle notwendigen Ergebnisse als Parameter definiert haben. Nach der Berechnung kann die Tabelle mit der rechten Maustaste „Export“ (Parameter Manager im Strukturbaum anwählen) als Excel-Datei gespeichert werden, wo die graphische Auswertung erfolgen kann. So sieht man hier z. B. , dass der Verrundungsradius nur bis zu einer bestimmten Größe die Spannung effektiv reduziert. Die Stegbreite dagegen eine bessere Spannungsreduktion erreicht.

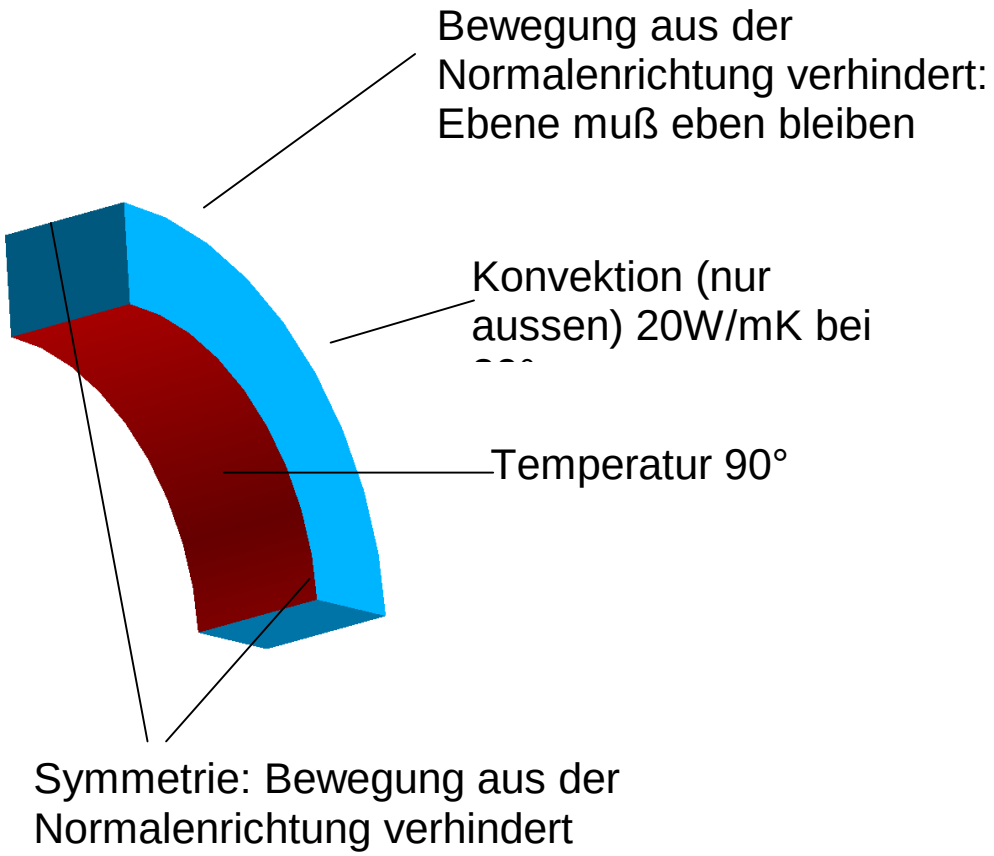


14.8 Beispiel Temperaturverteilung und Thermospannungen

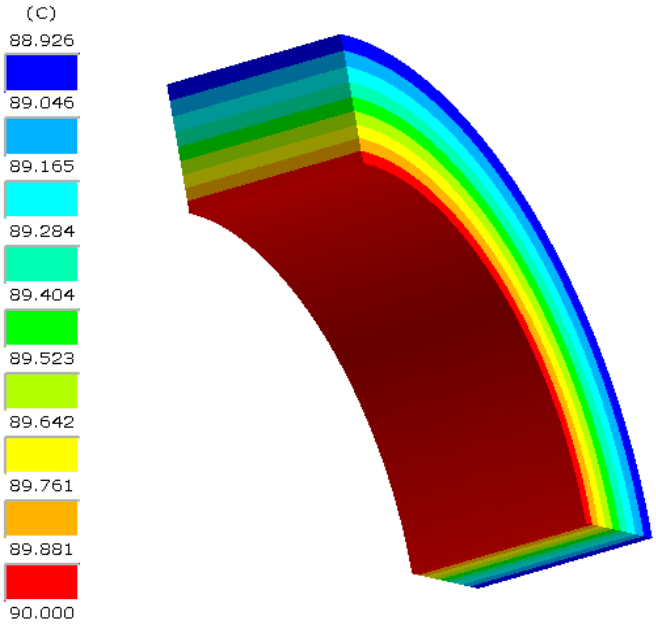
Ein dickwandiges Stahlrohr mit Innendurchmesser 200 mm und Außendurchmesser 280 mm dient zur Förderung von 90°C heißem Wasser. Welche Außentemperatur stellt sich ein, wenn die Umgebungstemperatur 20° C ist und starke Konvektion (20 W/mK) herrscht?



Da über die Länge des Rohrs kein Gradient auftritt, wird nur ein Teilbereich betrachtet. Da auch in Umfangsrichtung kein Gradient vorliegt kann das Berechnungsmodell durch Symmetrie auf ein Segment (segment.sat) vereinfacht werden. Wenn eine thermisch-mechanisch gekoppelte Berechnung durchgeführt wird, muss das Bauteil gelagert werden. Da im Anschluss noch untersucht werden soll, welche Spannungen auftreten, wenn die radiale Ausdehnung behindert ist, muss darauf geachtet werden, dass durch die Lagerung keine unerwünschten Nebeneffekte mit in die Rechnung aufgenommen werden.

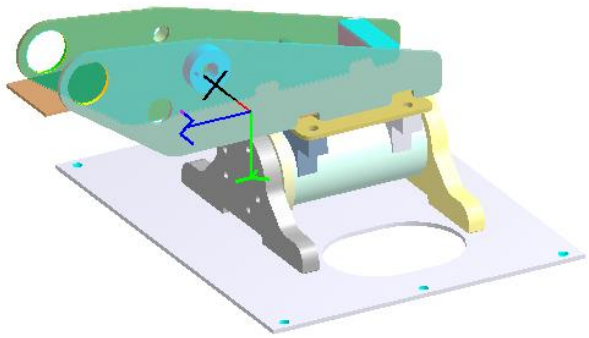

Bewegung aus der
Normalenrichtung verhindert:
Ebene muß eben bleiben
Konvektion (nur
aussen) 20W/mK bei
Temperatur 90°
Symmetrie: Bewegung aus der
Normalenrichtung verhindert

Lösung mit DesignSpace:
Es stellt sich diese Temperaturverteilung ein.



Welche Axialspannungen treten auf, wenn die axiale Bewegung nicht möglich ist?
Innen: 217 N/mm^2 Druck (höher, da höhere Temperatur)
Außen: 213 N/mm^2 Druck (da negativ)
Welche Radialspannungen treten auf, wenn (nur) die radiale Bewegung nicht möglich ist?
Innen konstant 317 N/mm^2 (nur an 2 Stellen fällt die Radialspannung mit einer globalen Spannungskomponenten SX und SZ zusammen)
Welche Vergleichsspannungen v-Mises treten auf, wenn beide Bewegungen verhindert werden? Wie setzt sich diese zusammen?
Axialspannung 360 N/mm^2 (gestiegen durch Querkontraktion der behinderten Radialbewegung)
Radialspannung 474 N/mm^2 (gestiegen durch Querkontraktion der beh. Axialbewegung)

14.9 **Beispiel für Baugruppen: Schweisskonstruktion**



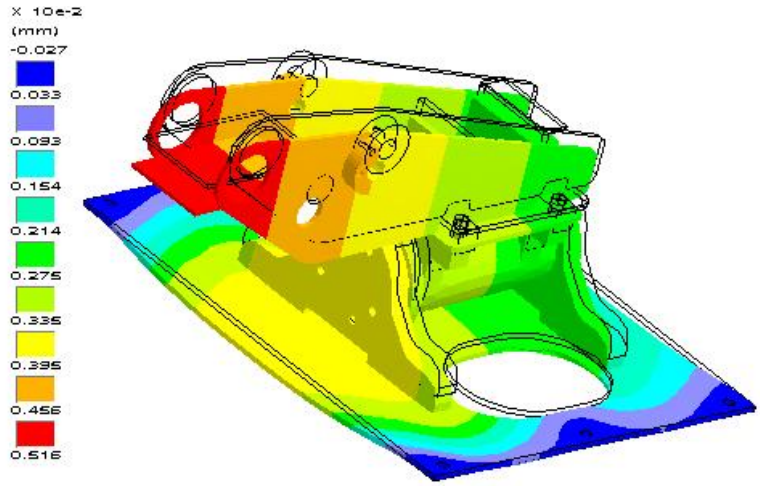
Eine Schweißkonstruktion aus Stahlblech soll auf Verformung untersucht werden (Datei BG-Blech.SAT, Einheit cm). Von der ursprünglichen Baugruppe sind die Teile 16 bis 18 nicht zu berücksichtigen. Gelagert ist die Baugruppe durch die 6 Bohrungen in der Bodenplatte. Diese liegt – außer an den Bohrungen - nicht auf. Wie weit bewegen sich die beiden großen Aufnahmebohrungen nach unten, bei Verformung unter Eigengewicht? Welche Axialkräfte ergeben sich an den einzelnen Bohrungen?

Da die Erdbeschleunigung nicht über den Wizard eingegeben werden kann, empfiehlt es sich, den Explorer zu verwenden. Zuerst wird mit „File“, „Easy Attach“ die Geometrie in der Längeneinheit „cm“ eingelesen. In der Bauteilliste werden die Teile 16 bis 18 supressed. Danach wird im Strukturbaum „Environment“ angewählt (rechte Maustaste) und die Erdbeschleunigung –9.81m/sec² nach oben eingegeben. Die Lagerbedingungen werden durch Selektion der einzelnen Bohrungen und Doppelklick auf den „Structural Support Builder“ definiert. Es empfiehlt sich, für die einzelnen Lagerstellen sprechende Namen zu vergeben, um die Reaktionskräfte besser zuordnen zu können. Unter „Answers“ können mit dem „Structural Result Builder“ die zu berechnenden Ergebnisse Verformung in x, y, z aktiviert werden.

Bezogen auf obige Ansicht ergeben sich folgende Schraubenaxialkräfte (Abweichungen je nach Netzdichte möglich):

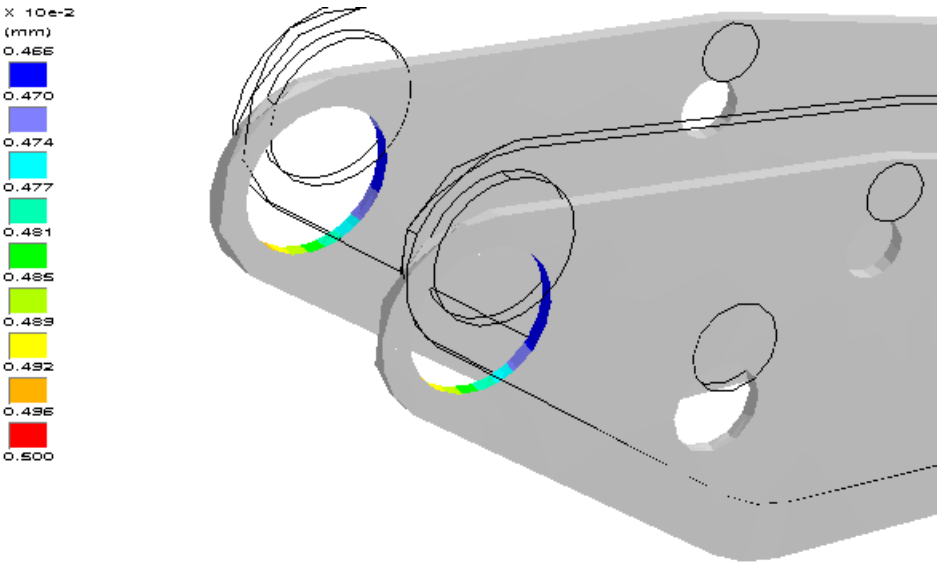
Schraube	**Kraft (N)**
Vorne links	5.9
Vorne mitte	4.5
Vorne rechts	6.6
Hinten links	5.8
Hinten mitte	6.0
Hinten rechts	4.9

Die Verformung der vorderen Aufnahme in y-Richtung ergibt sich zu 4.6 bis 5.0 Mikrometer (Maximalwert nicht zulässig, Verformung abgreifen oder besser Scoping Surface siehe 3.3.2).



Abgreifen der Verformung mit der Maus

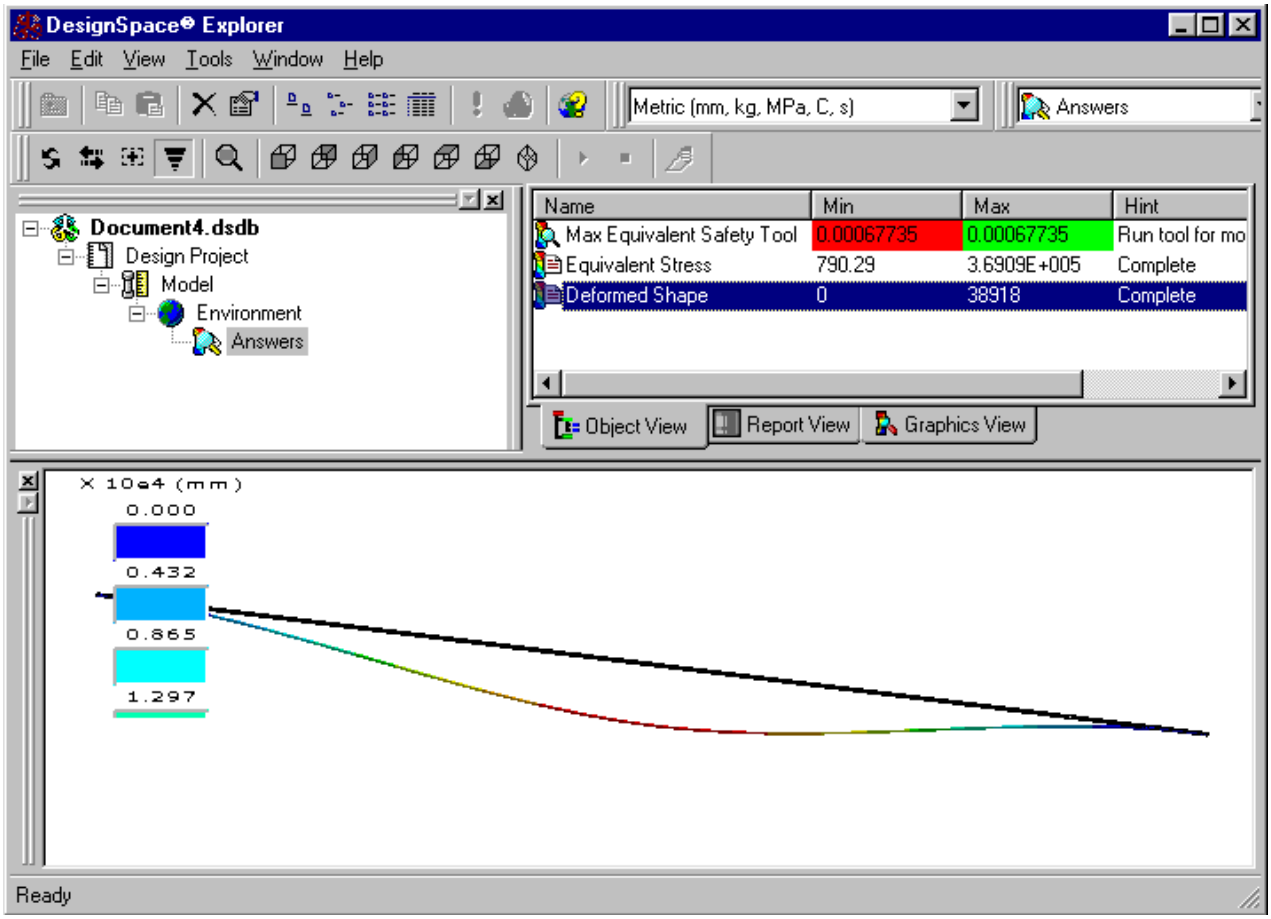
Scoping auf die relevanten Flächen



14.10 Die Grenzen von DesignSpace: Große Verformung

Ein 500 mm langer Draht (draht.sat), 1x1 mm, aus Stahl, beidseitig eingespannt, soll mittig mit einer Kraft von 1000 N belastet werden. Wie weit verformt sich der Draht in Kraftrichtung?

Lösung mit DesignSpace:
Selbst mit feiner Vernetzung errechnet DesignSpace eine Verformung von ca. 40000 mm.



Hintergrund:
Für die Gleichgewichtsbetrachtung gehen lineare Berechnungspakete wie DesignSpace von der Ausgangsgeometrie aus. Solange die Verformungen klein sind, macht dies keinen Unterschied, da die Abweichungen ebenfalls klein sind.
Für diesen Fall kann aber das Gleichgewicht bzgl. der unverformten Geometrie nur aufgrund der Biegesteifigkeit des

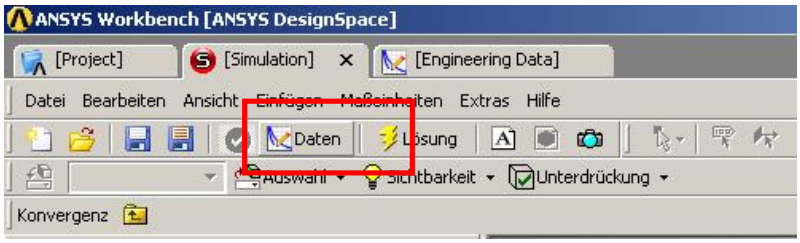
Drahtes vorgenommen werden. In der Realität tritt jedoch mit der Verformung eine zusätzliche Steifigkeit - die Zugspannung im Draht - mit auf, die allerdings erst mit der Verformung ermittelt werden kann. Nichtlineare FEM-Programme wie ANSYS können solche Aufgabenstellungen mit iterativer Lastaufbringung schrittweise lösen.

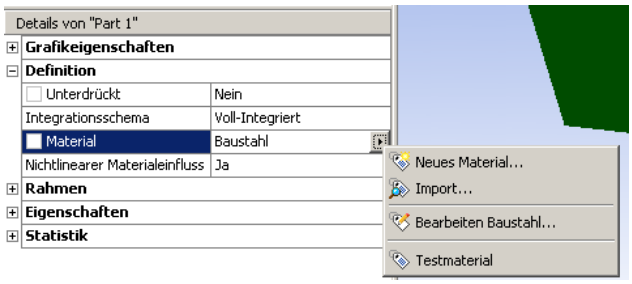
Im vorliegenden Fall errechnet ANSYS unter Berücksichtigung der nichtlinearen Geometrie (große Verformungen) eine Verformung von 8.7 mm. Typische Problemstellungen die eine solche nichtlineare Betrachtungsweise verlangen sind dünnwandige Behälter unter Innendruck (Membranspannungen).

15 Definition von eigenen Daten

15.1 Material

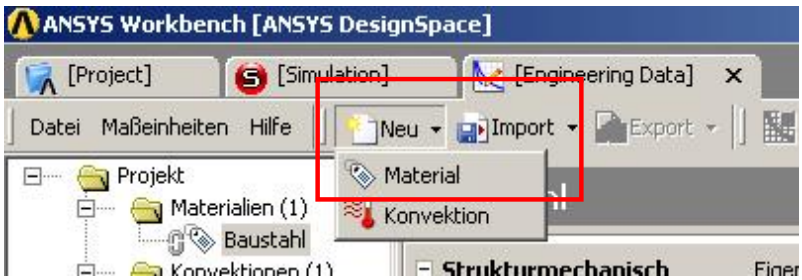
Die in DesignSpace enthaltene Materialdatenbank enthält nur eine kleine, beispielhafte Auswahl an vordefinierten Materialien. Von CAD-FEM können Sie weitere Materialdaten für Standard-Materialien erhalten. Aus DesignSpace kann auf diese Materialien zugegriffen werden, wenn im Simulationsbereicht das Icon „Daten“ geklickt wird oder indem bei den Bauteil-Materialeigenschaften „neues Material“ angewählt wird.



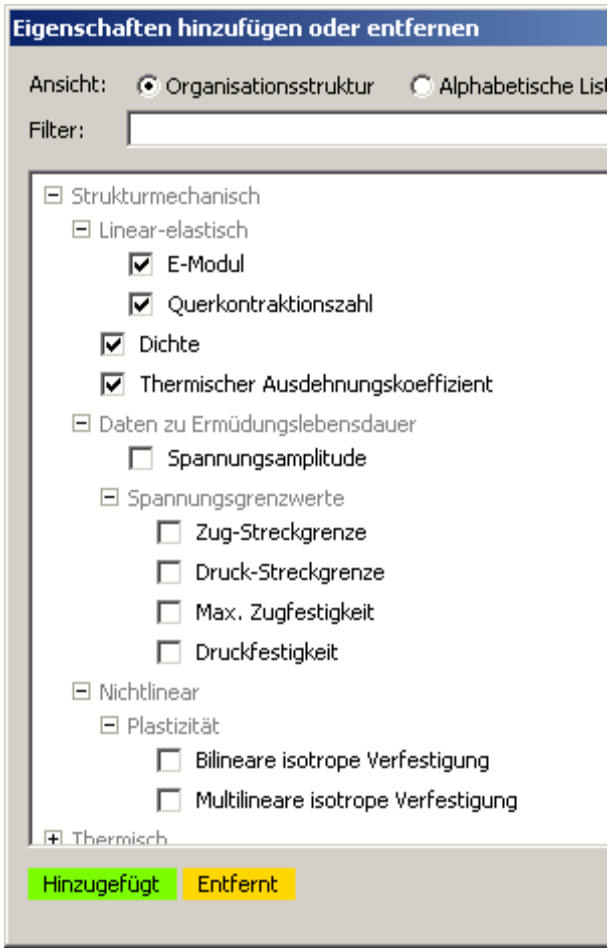


Es wird dann automatisch auf die Applikation „Engineering Data“ gewechselt, wo die vielfältigsten Eigenschaften definiert werden können.

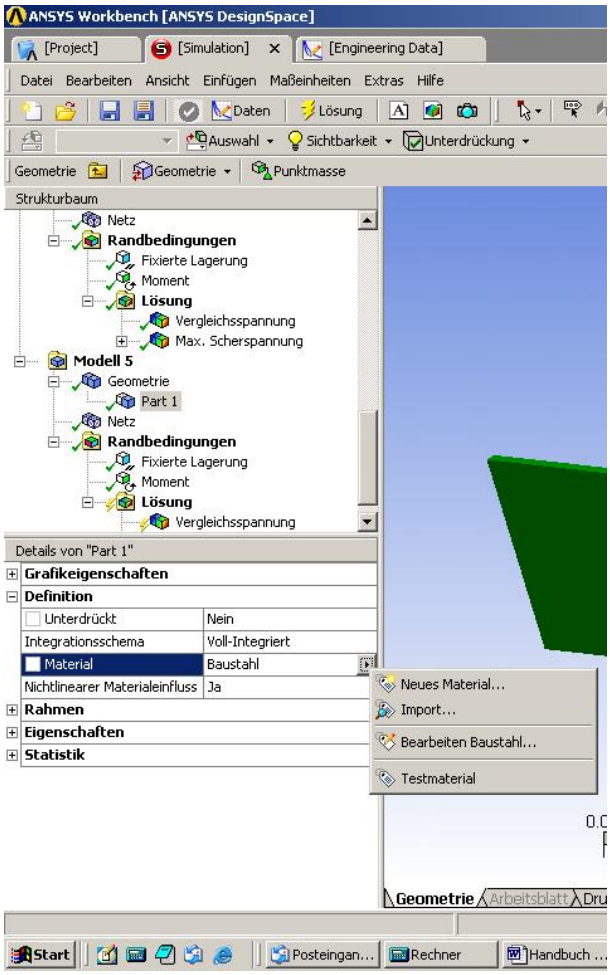
Links im Strukturbaum sind alle in dieser DesignSpace Sitzung verwendeten Datensätze aufgelistet (Materialdaten und Konvektionsdaten). Soll ein neues Materail definiert werden, wählt man die Funktion Neu/Material. Mit rechter Maustaste oder F2 können Namen vergeben werden.



In der mittleren Tabelle werden die Grundgrößen definiert.



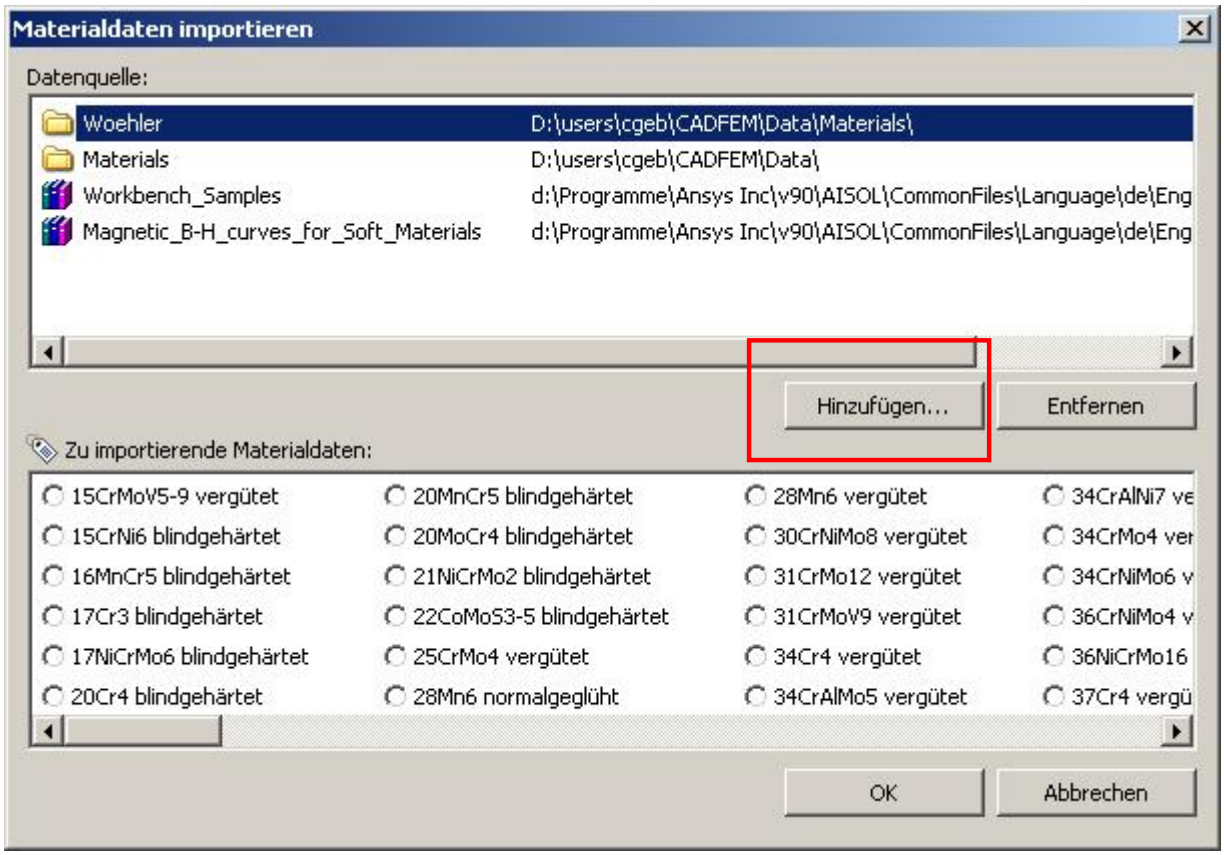
E-Modul, Dichte, thermischer Ausdehnungskoeffizient und Querkontraktion sollten für mechanische Simulationen Fall definiert werden. Zusätzliche Eingaben sind möglich, wenn die Funktion „Eigenschaften hinzufügen/entfernen“ gewählt wird. Bei den strukturmechanischen Eigenschaften lassen sich dann aus der gezeigten Tabelle zusätzliche Materialeigenschaften definieren. Beachten Sie bitte: Nur ein Teil der Daten wird auch bei der Berechnung mit DesignSpace berücksichtigt, so z. B. die Spannungsgrenzwerte bei der Berechnung der Sicherheit. Einige Funktionen wie z. B. die Plastizität oder die Ermüdungslebensdauer werden erst mit erweiterten Modulen bei der Simulation mit berücksichtigt.



Im Applikationsfenster Simulation (Reiter ganz oben) kann für jedes Bauteil im Strukturbaum im „Details“-Window die Materialzuweisung geändert werden. Entweder wird hier direkt aus der vorhandenen Materialdatenbank ein Material eingeladen oder es wird mit „Bearbeiten“ in die Definition des jeweiligen Materials umgeschaltet.

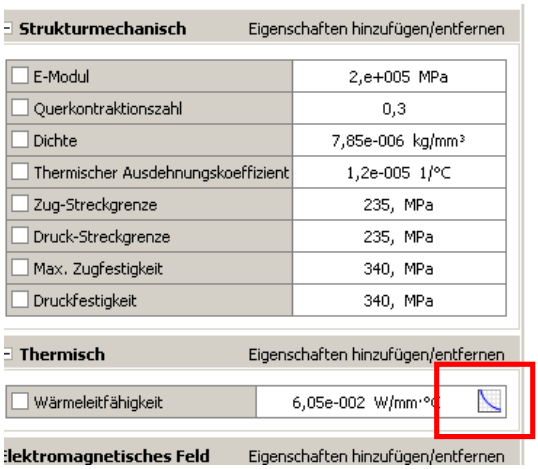
Die in einer DesignSpace-Sitzung geänderten Materialdaten werden jedoch nicht in die Materialdatenbank auf der Festplatte zurückgeschrieben, sondern gelten nur in dieser DesignSpace-Datenbasis. Wenn die neu definierten oder geänderten Materialdaten auch in anderen DesignSpace-Sitzungen verfügbar sein sollen, müssen sie erst in die Materialdatenbank exportiert werden (mit oberem Reiter auf „Engineering Data“ umschalten, Material im Strukturbaum wählen, rechte Maustaste, Export). Dort gibt es auch die Möglichkeit, durch erneutes Einlesen eines geänderten Materials den ursprünglichen Zustand aus der Datenbank wieder zu übernehmen.

Eine vordefinierte Materialdatenbank mit ca. 200 Materialdaten kann von unserem Service unter support@cadfem.de abgefordert werden.
Um aus dieser direkt Materialien einlesen zu können, definieren Sie sich über den Menüpunkt „Import“ in dem neu erscheinenden Fenster mit „Hinzufügen“ ...



einen neuen Such-Pfad mit „Datenordner (pre 9.0)“, aus dem die eigenen Materialdaten bestimmten Bauteilen zugewiesen werden können.

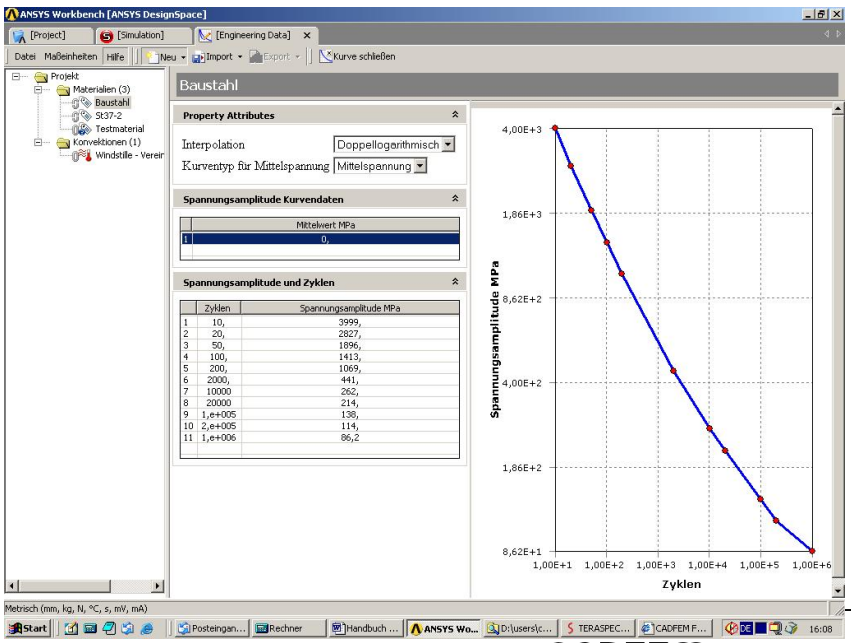
Materialdefinitionen für DesignSpace bestehen aus folgende Werten:
E-Modul, Querkontraktionszahl, Dichte, Thermischer Ausdehnungskoeffizient und Spannungsgrenzen. Dies sind Werkstoffkennwerte, die die maximal zulässige Spannung bis zum Fließen (Yield) oder bis zum Bruch (Ultimate) sowohl für Zug (Tensile) als auch für Druck (Compressive) beschreiben.



Das thermische Materialverhalten wird über die Wärmeleitfähigkeit beschrieben. Diese kann temperaturabhänigig in Form einer Kurve eingegeben werden. Dazu ist das Kurven-Symbol zu betätigen. Und in der erscheinenden Tabelle kann die Wärmeleitfähigkeit bei verschiedenen Temperaturen definiert werden.

Bereits definierte Kurven können direkt über das Symbol rechts neben den Grundgrößen angewählt und geändernt werden.

Mit dem optional erhältlichen Fatigue-(Lebensdauer)-Modul lassen sich unter dem Begriff Spannungsamplitude auch analog Wöhlerkurven eingeben.



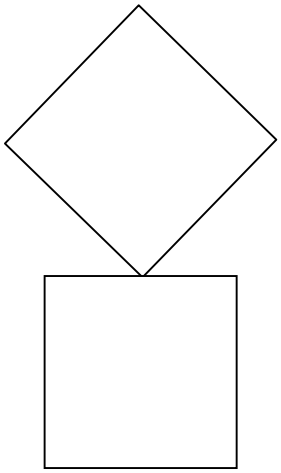
15.2 Konvektion

Um bei thermischen Berechnungen einen einfachen und schnellen Zugriff auf die Konvektionswerte oder Wärmeübergangszahlen zu haben, kann auf vordefinierte Werte für die verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten und Kühlmittel zugegriffen werden. Diese Datenbank ist mit einigen beispielhaften Daten gefüllt und kann leicht um eigene Werte ergänzt werden. Die Vorgehensweise entspricht der bei der Materialdefinition.

16 Wenn die Berechnung nicht durchgeführt wird

- Ist das Teil vollständig gelagert oder kann eine Starrkörper-bewegung (rigid body motion) auftreten?
- Ist die Materialdefinition in Ordnung? E-Modul und Dichte (bei dynam. Analysen) müssen einen Wert größer Null aufweisen.
- Ist genug virtueller Speicher (Swapspace) eingerichtet? Der virtuelle Speicher sollte auf mindestens 500 MB eingestellt sein (siehe Installationsanleitung weiter unten).
- Ist genug Plattenplatz frei? Insbesondere bei großen Modellen oder hoher Genauigkeit sollten mindestens 2000 MB frei sein. Die temporären Dateien werden im Standard-Windows-TEMP-Verzeichnis abgelegt.
  Das Temporäre Verzeichnis wird wie folgt definiert:
  Start/Einstellungen/Systemsteuerung/System/Umgebung/Umgebungsvariable TEMP und TMP beide auf das gleiche Verzeichnis setzen z. B. d:\TEMP
- Damit DesignSpace arbeiten kann, sind mindestens 128 MB RAM erforderlich. Bitte schließen Sie alle sonstigen Anwendungen, damit der verfügbare Speicher von DesignSpace genutzt werden kann. Ideal ist folgende Hauptspeicher-Ausstattung: RAM-Speicher in MB=Anzahl der Knoten/330+100. In der Praxis heisst dies: Einzelteile 256MB –1 GB RAM, Baugruppen 1-2 GB RAM.
- Wenn Probleme während der Vernetzung auftreten , kann eine höhere Genauigkeit Abhilfe schaffen. Je kleiner die Elemente, desto einfacher ist die Vernetzung für den implementierten Vernetzungsalgorithmus. Setzen Sie den Relevance-Wert für das betroffene Bauteil hoch und oder definieren Sie eine kleinere Elementgrösse
- Bei Vernetzungsprobleme, die auf extrem kleine störende Geometrien zurückzuführen sind, kann es helfen, über diese hinweg zu vernetzen, d. h. sie nicht einzeln zu vernetzen (was standardmässig passiert). Nutzen Sie die „virutuelle Zelle“ um solche Flächen anderen, benachbarten Flächen zuzuschlagen.

- Prüfen Sie, ob ein Volumenstoß innerhalb eines Volumens vorliegt. Bei einem solchen Volumenstoß berührt eine Linie des Volumens, die Fläche desselben Volumens (z. B. ein Volumen, das aus 2 Würfeln besteht, wobei einer mit einer Kante auf der Seitenfläche des anderen steht). Eine solche Linienberührung ist in der Realität nicht gegeben. Entweder findet eine Durchdringung statt, oder es besteht ein Spalt. Ein exaktes Maß 0 für diese Verbindungsstelle wird nicht auftreten. Für die Verwendung in DesignSpace ist daher entweder das Volumen an dieser Stelle aufzudicken (z. B. durch verrunden) oder ein Spalt zu generieren.



Bei einem „Solver Error - zuwenig Speicher“ setzen Sie bitte unter Extras/Optionen/Simulation/Lösung die Variable „Speicheranteil für Datenbasis“ auf 100, jedoch NICHT (!!!) höher. Wählen Sie im Strukturbaum unter „Lösung“ statt des programmgesteuerten den iterativen Solver.

Sie können sich auch gerne an den Technischen Support wenden, der Ihnen per Telefon, Telefax und Email mit Ihrem Problem weiterhilft. Nähere Infos zum Wartungsvertrag erhalten Sie unter der Telefonnummer 08092-7005-65 oder unter der Mailadresse cgebhardt@cadfem.de.

17 DesignSpace Variablen

Das Verhalten von DesignSpace ist für viele Bauteile so eingestellt, dass ein vernünftiger Ablauf gewährleistet ist. In seltenen Fällen, kann es jedoch vorkommen, dass sich DesignSpace nicht in der gewünschten Art und Weise verhält. In solchen Fällen, können Sie über die DesignSpace-Variablen Einfluss nehmen auf den Ablauf der Berechnung in DesignSpace. Dazu können Sie im DesignSpace-Explorer unter dem Menü “Tools” den Punkt “Variable Manager” anwählen.
Damit die DesignSpace-Variablen aktiv sind, müssen sie mit der Checkbox in der ersten Spalte aktiviert werden.

Beachten Sie bitte: Variablen, die in DesignSpaceV8 gesetzt werden gelten ab diesem Zeitpunkt für alle DesignSpace-Sitzungen, sind aber deaktiviert! Variablen, die von V5 über eine DSDB-Datei geladen werden, gelten nur, solange diese DSDB-Datei aktiv ist.

Eine Variable wird aktiviert durch die Checkbox (Häkchen) in der Variablenliste. Dort können Sie folgende Variablen setzen und bei Nichtgebrauch wieder löschen:

Variablenname	**Wert**	**Wirkung**
DSADJACENTPICKANGE	z. B. 20	Zulässiger Winkel zwischen zusammenhängenden Flächen für „adjacent selection“
DSMESH DEFEATUREPERCENT	Default 0.001 Wertebereich 1e-6 bis 1e-3	Prozentsatz der Unterdrückung von Features kleiner als 0.001 x BoundingBoxDiagonale

18 Konfiguration von DesignSpace

Innerhalb von DesignSpace kann unter Extras/Optionen die Konfiguration von DesignSpace verändert werden (die gleichen Funktion befindet sich beim Start über das Icon ANSYS Workbench unter „Optionen“). Für die verschiedenen Funktionen können Default-Werte vordefiniert werden, so dass nach eigenem Geschmack, häufig gebrauchte Werte schneller definiert sind.
Unter Extras/Optionen lässt sich die Konfiguration verändern. Hier ein kleiner Auszug für die wichtigsten Dinge :

Lizenzverwaltung

Kategorie	Empfohlene Werte
Lizenzierung	Standard-Einstellung: ANSYS/DesignSpace oder ANSYS/DesignSpace Entra

Simulation:

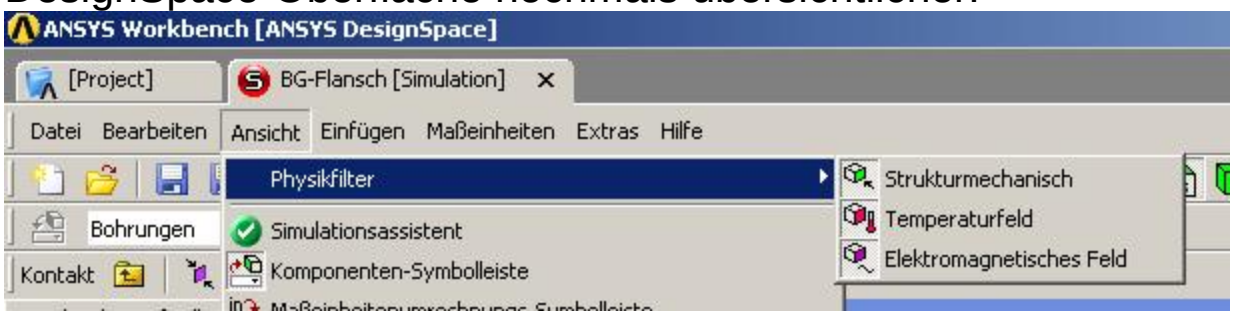
Kategorie	Empfohlene Werte
Konvergenz	Max. Anz. Verfeinerungen auf 3 und Angestrebte Veränderung auf 5 setzen
Vernetzung	Relevanz = Startwert für die Netzdichte; Hochsetzen (+100) für allg. höheren Genauigkeitsanspruch, Heruntersetzen (-100) für schnellere, aber auch ungenauere Lösung
Kontakt	Kontaktsteifigkeit aktualisieren umschalten auf „bei jedem Iteraltionsschritt“. Alle neu definierten Kontakte haben bei der Berechnung ein stabilieres Konvergenzverhalten.
Bericht	Konfiguration der Bilder etc.
Lösung	Temporäres Verzeichnis; Anzahl der Prozessoren etc. Bitte nur bei genauer Kenntnis umstellen

Gemeinsame Einstellungen:

Kategorie	Empfohlene Werte
Grafikinteraktion	Hier können Tastenbelegungen definiert werden, zum Zoomen, Drehen, Verschieben
Benutzeroberfläche	CAD-Schnittstellenlizenz: Freigeben oder Halten. Für Parameterstudien auf Halten setzen, damit zwischenzeitlich niemand anderer die CAD-Schnittstellenlizenz belegt. Diese Lizenz bleibt gesperrt, bis die Sitzung beendet wird. Mit Freigeben wird sie sofort nach dem jeweiligen CAD-Transfer freigegeben.
Geometrie Importieren	• Übertragung von Materialeigenschaften vom CAD-Modell • Komponentenverarbeitung: Farben in UG werden Komponenten in Workbench • Filter für zu importierende CAD-Parameter • Geometriefilter Volumen/Flächen/Linien

Diese Einstellungen werden in mehreren Dateien *Preferences.xml gespeichert, die in dem Userprofil liegt (z. B. C:\Dokumente und Einstellungen\cgeb\Anwendungsdaten\Ansys\v81\de). Ist einmal eine Standard-Konfiguration mit Materialpfaden, Konvergenzwerten etc. definiert, kann diese Einstellung auch allen anderen Anwendern durch kopieren dieses Konfigurationsfiles zur Verfügung gestellt werden.

In DesignSpace gibt es unter Ansicht/Physikfilter die Möglichkeit, nicht benötigte oder nicht verfügbare Funktionen (z. B. elektromagnet. Felder) auszublenden. Dadurch wird die DesignSpace-Oberfläche nochmals übersichtlicher.

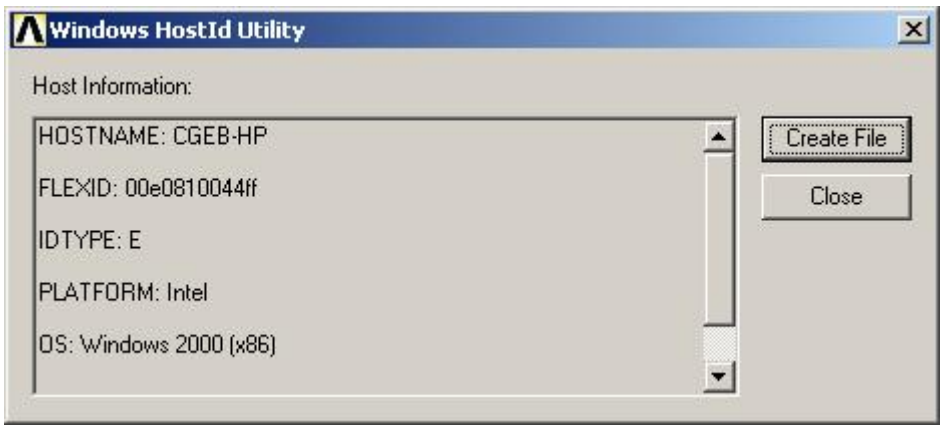


19 Installation von DesignSpace

Eine Installationsanleitung finden Sie in Kapitel 18.2. Bevor Sie installieren, stellen Sie sicher, dass Sie eine Lizenz besitzen. Wie Sie eine Lizenz anfordern, erfahren Sie in Kapitel 18.1

19.1 Software-Lizenz anfordern

DesignSpace wird über einen Lizenzmanager (FlexLM) lizenziert. Ohne Lizenz ist DesignSpace als Viewer lauffähig („Schreibgeschützte Konfiguration“). Mit diesem Viewer können Sie DesignSpace-Daten visualisieren, aber keine neuen Eigenschaften definieren oder Berechnungen starten. Damit wir eine Lizenz erstellen können, brauchen wir von Ihrem Lizenz-Server die Rechner-Daten. Legen Sie dazu AM LIZENZSERVER die Workbench-CD ins Laufwerk und starten Sie „WinHostID.exe“.



Die Rechnerdaten können mit „Create File“ in einer Datei auf Festplatte abgelegt werden. Mailen Sie diese bitte zusammen mit Ihrem Namen und Ihrer Anschrift an termann@cadfem.de.

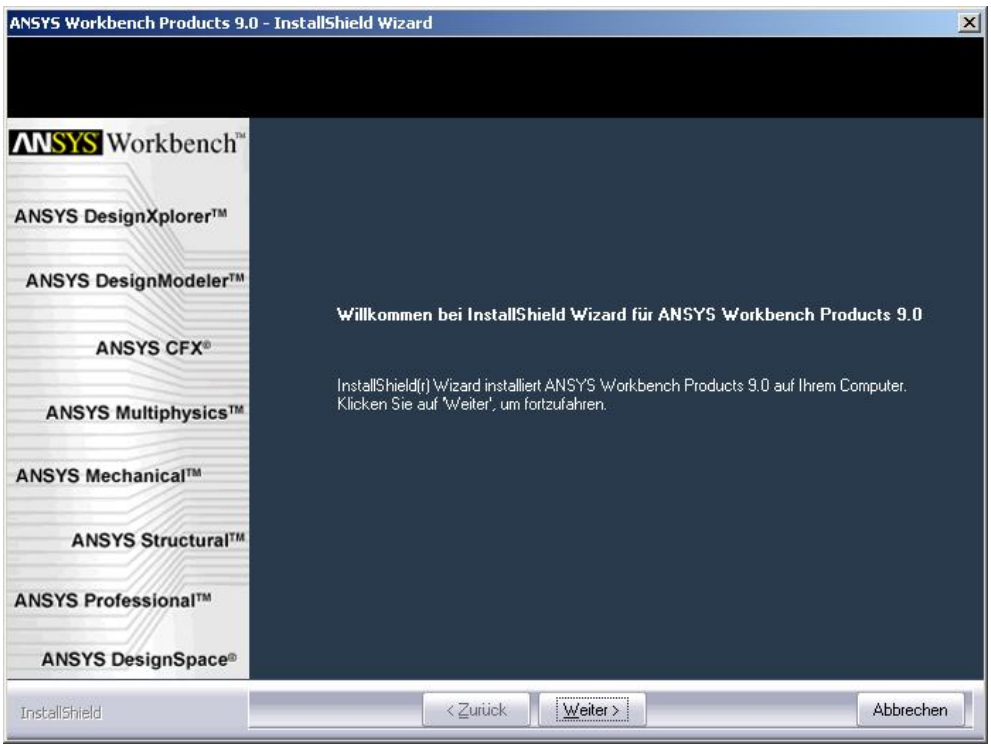
Sie erhalten dann eine Email mit einem Lizenzfile.

19.2 DesignSpace installieren

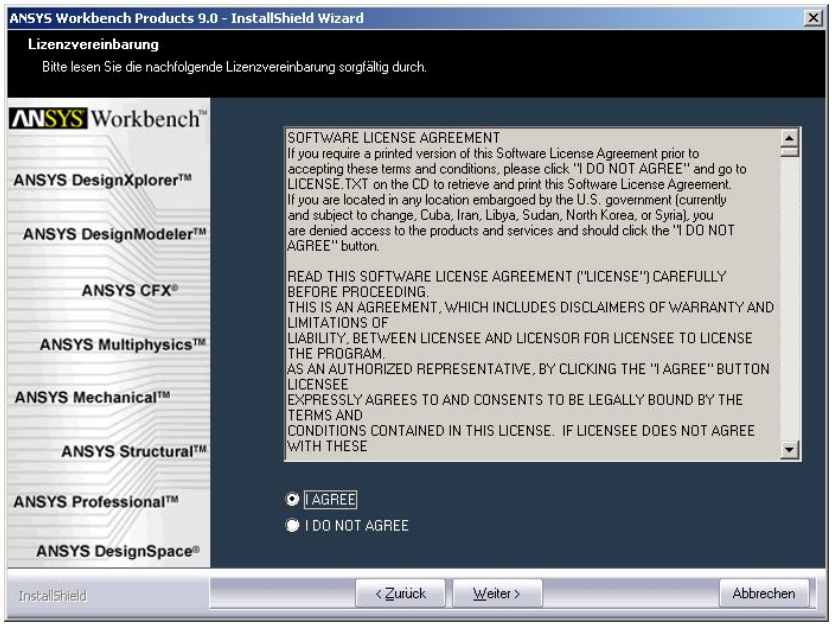
Starten Sie mit dem Windows-Explorer das Programm CD:**Setup.exe** und wählen Sie die Sprache zur Installation.



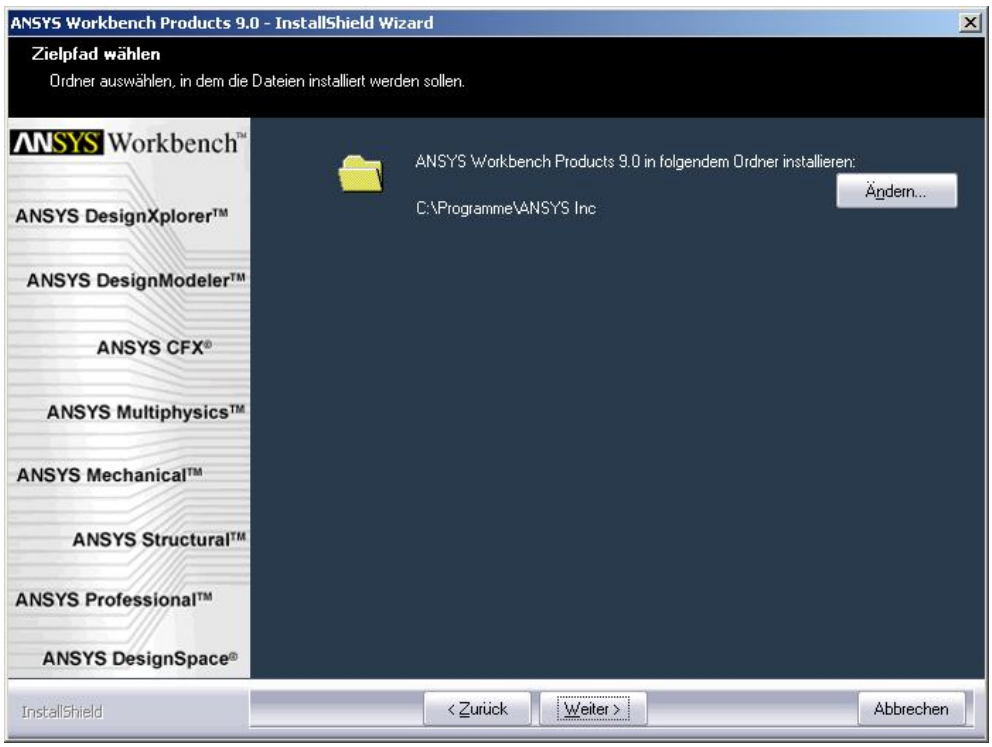
Danach erscheint der Startbildschirm des Installationsprogramms:



Mit „Weiter“....

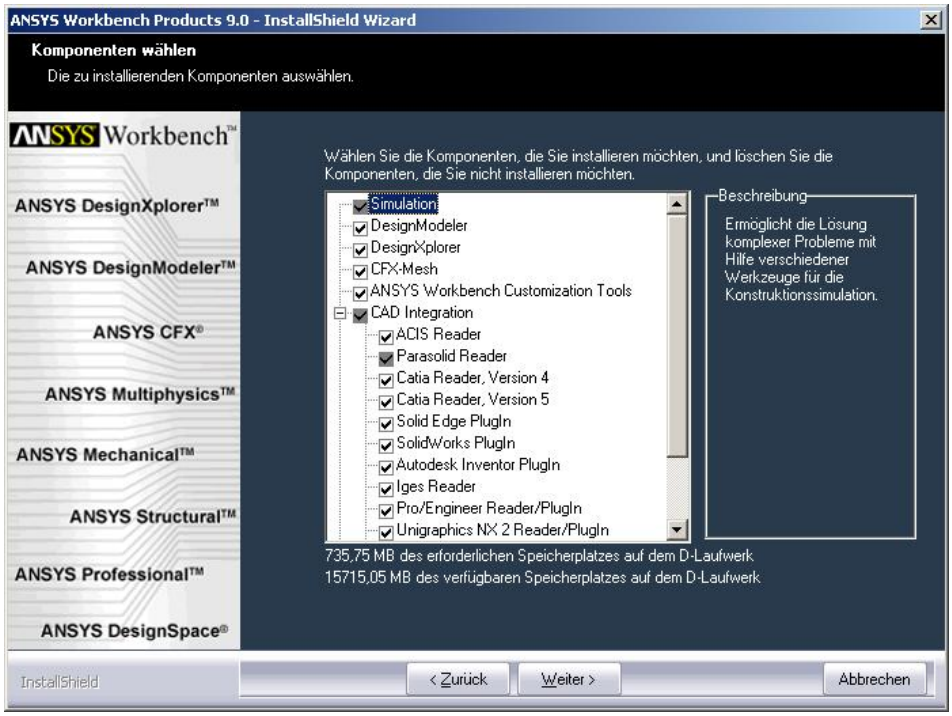


... wird der Lizenzvertrag angezeigt. Bitte „... einverstanden“ wählen und „Weiter“.

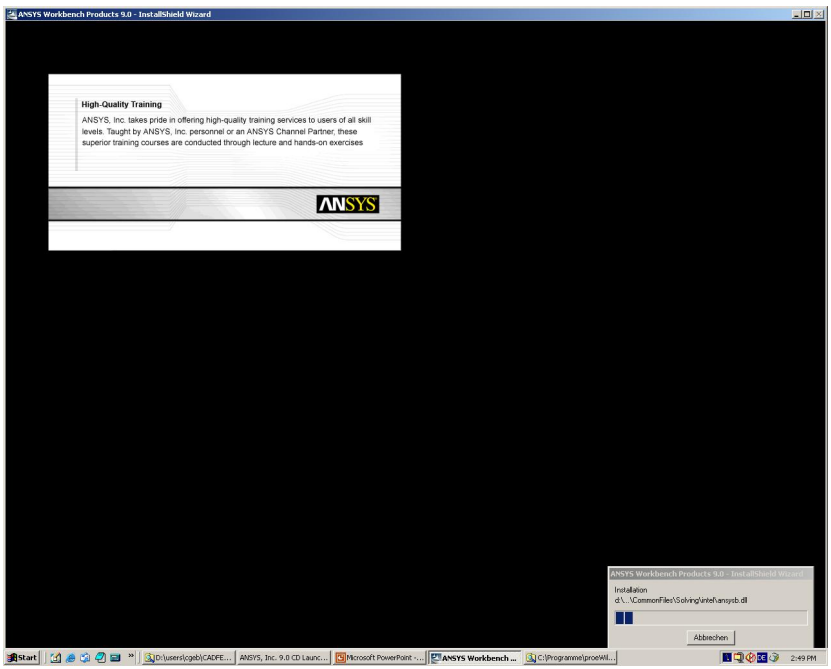


Im Folgenden kann das Installationsverzeichnis gewählt werden. Achtung: Auch wenn das Installationsverzeichnis auf anderen Platten als c:\ liegt, wird dort die Lizenz und der Lizenzmanager

abgelegt. Darüber hinaus wird wärend der Installation temporär ca. 200 MB Plattenplatz benötigt.



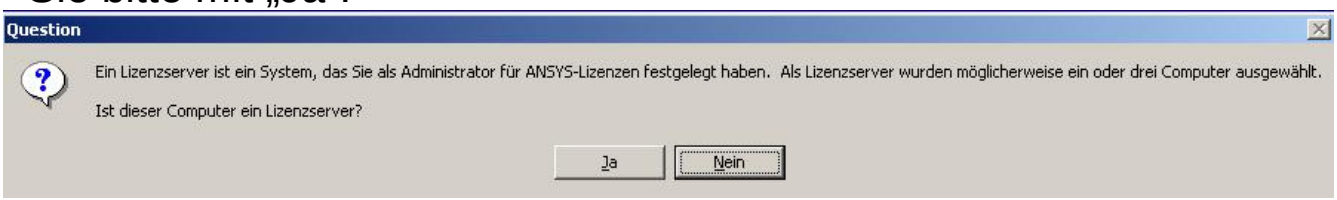
In der folgende Auswahlmaske wählen Sie bitte die Module an, die Sie installieren möchten (die zum Test freigeschaltet werden sollen oder die gekauft wurden). WICHTIG: Scrollen Sie nach unten und Installieren Sie zum Test des Mehrkörper-Simulaitonsmoduls den Modul „Multi Body Dynamics“, der als Beta Funktionalität für Version 10.0 testweise zur Verfügung gestellt wird.



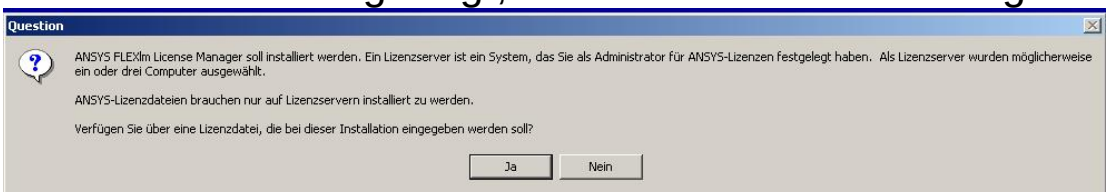
Nach 2x „Weiter“ beginnt der Kopiervorgang.

Ist Ihr Computer gleichzeitig Lizenzserver (typisch für Einzelinstallationen), muss im Anschluss der Lizenzmanager (Flexllm) installiert werden.

Mit „Weiter“ fragt das Installationsprogramm, ob Ihr Computer Lizenzserver ist. Wenn Ihr Computer die Lizenz verwaltet, anworten Sie bitte mit „Ja“.



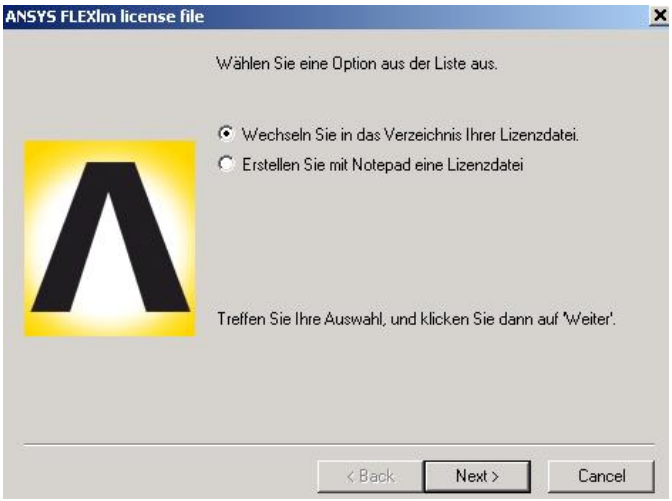
Im Anschluss wird gefragt, ob eine Lizenzdatei vorliegt.



Diese sollten Sie als Datei mit der Endung TXT erhalten und als Datei auf Ihrer Festplatte gespeichert haben. Antworten Sie mit „JA“. Wenn Sie noch keine Lizenz besitzen, setzen Sie sich bitte mit uns in Verbindung (siehe 18.1).

Um die neue Lizenzverwaltung einzuspielen wird ein evtl. bereits laufender ANSYS-Lizenzmanager kurzzeitig gestoppt.
Nach einem kurzen Kopiervorganng....





... kann angegeben werden, dass das vorhandene Lizenzfile eingelesen werden soll. Mit „Weiter“kann die Datei ausgewählt werden und die Installation wird abgeschlossen.

Mit „Finish“ ist die Installation beendet, evtl. wird der Rechner neu gestartet.

19.3 Grafikprobleme

Bei Grafikproblemen kann das Reduzieren der Farbtiefe von TrueColor auf HighColor helfen. Manchmal ebenfalls hilfreich: Die Hardware-Beschleunigung deaktiveren.

19.4 Temporäre Dateien

Alle temporären Daten während der Berechnung werden im Windows-Temp-Verzeichnis abgelegt. Welches Verzeichnis diese Funktion übernimmt wird über die Umgebungsvariablen TEMP und TMP gesteuert. Bitte setzen Sie diese BEIDEN Variablen über Extras/Systemsteuerung/Lösung/Solver-Arbeitsverzeichnis auf ein Verzeichnis, das auf einer Festplatte angelegt ist, auf der genügend Platz frei ist (min. 4 GB). In DesignSpace kann das temporäre Speicherverzeichnis auf ein anderes Verzeichnis umgelenkt werden. Dazu wählen Sie Tools/Control Panel/Solution/SolverWorkingDirectory

19.5 Einbindung von DesignSpace in CAD-Systeme

Bei der Einbindung von DesignSpace in die verschiedenen CAD-Systeme kann es zu Problemen kommen, sofern die CAD-Installation keine Standard-Installation ist.

19.5.1 ProE

ProE sollte vor der Installation von DesignSpace mindestens einmal gestartet worden sein. Während der Installation von DesignSpace sollte Ihnen der ProE-PlugIn angeboten werden.

Nach der Installation sollten Sie BEVOR Sie ProE starten, die Datei config.pro im ProE-Text-Verzeichnis sichern auf die Datei config.ds. Der Inhalt sieht etwa wie folgt aus:

```
PROTKDAT C:\Programme\ANSYS Inc\v81\AISOL\CAD Integration\ProE\text\Pro2001PlugIn.dat
```

Nachdem Sie die config.pro auf config.ds gesichert haben, können Sie ProE starten. Normalerweise erscheint in ProE ein ANSYS9.0-Menü. Ist dies nicht der Fall, wird entweder eine andere, meist lokale Kopie der config.pro verwendet, oder die config.pro im ProE-Text-Verzeichnis wird überschrieben. In diesen Fällen fügen Sie bitte in die entsprechende config.pro den obigen Eintrag aus der config.ds ans Ende ein. Nach erneutem Starten sollte ProE jetzt mit dem DesignSpace-Menü versehen sein.

19.5.2 Mechanical Desktop

Vor der Installation von DesignSpace sollten Sie unbedingt den Mechanical Desktop als einzige und letzte AutoCAD-Applikation starten. Während der Installation von DesignSpace sollte Ihnen der MechanicalDesktop-PlugIn angeboten werden. Nach der Installation steht Ihnen im Menü DesignSpace6 der DesignSpace-Explorer zum Start zur Verfügung. Dieses Menü sollte zumindest für den Anwender verfügbar sein, der die Installation durchgeführt hat (i. d. R. Administrator). Für alle anderen Anwender muss die Einbindung in MDT wie folgt geschehen:

In der Menüleiste auf „Hilfsmittel“ klicken. Dann auf „Anpassen/Menu anpassen“. Den Ordner „Menügruppe“ wählen und „Durchsuchen“. Im Browser den Pfad C:\Programme\Ansys Inc.\CAD Integration\Mechanical Desktop die entsprechende Menüdatei auswählen. Dann auf „Laden“ klicken, im Ordner „Menüleiste“ „Menügruppe“ und „DesignSpace6 anwählen und auf „Einfügen“ klicken. Fertig.

Sollten Sie eine Zeichnung von älteren Versionen von MDT öffnen, führen Sie bitte AMUPDATE,ALL aus und speichern Sie die Datei. Prüfen Sie nach einem Refresh, ob evtl. Randbedingungen die Verbindung zum Modell verloren haben (broken link). Bei großen Modellen, die über ACIS importiert wurden, können Sie die Geschwindigkeit des Geometrie-Einladens erhöhen, indem Sie in die Assoziativität ausschalten
(unter Tools/ControlPanel/Gemoetry/CAD associativity).

19.5.3 SolidEdge

Während der Installation von DesignSpace sollte Ihnen der SolidEdge-PlugIn angeboten werden. Danach steht Ihnen im Menü Extras im untersten Untermenü der DesignSpace-Explorer zum Start zur Verfügung.

19.5.4 Solid Works

Während der Installation von DesignSpace sollte Ihnen der Solid Works-PlugIn angeboten werden. Danach steht Ihnen im Menü ANSYS9.0 zum Start zur Verfügung.

19.5.5 Inventor

Während der Installation von DesignSpace sollte Ihnen der Inventor PlugIn angeboten werden.

19.5.6 Unigraphics

Während der Installation von DesignSpace sollte Ihnen der Unigraphics-PlugIn angeboten werden. Loggen Sie sich nach der Installation neu ein, um sicherzustellen, dass die Systemvariable UGII_VENDOR_DIR gesetzt wird.
Es wird eine neue Variable UGII_CUSTOM_DIRECTORY_FILE gesetzt, die gegenüber UGII_ENV_FILE vorrang hat.

Danach steht Ihnen im Menü ANSYS9.0 zum Start zur Verfügung.

Zur Anbindung von DesignSpace an IMAN-Unigraphics ist eine spezielle IMAN-Schnittstelle erforderlich. Bitte wenden Sie sich an den techn. Support.

19.6 Weitere Fragen zur Installation und Anwendung

Auf der Web-Seite www.designspace.com gibt es einen Link zur DesignSpace FAQ („Frequently Asked Questions“). Dort werden Lösungen für bekannte Probleme zur Verfügung gestellt. Sie können sich aber auch gerne an unsere Hotline wenden (08092 7005 55 oder support@cadfem.de).

19.7 Erweiterungsfähige Materialdatenbank

Über unseren Support erhalten Sie auf Wunsch eine Erweiterung der Material- und Konvektionsdatenbank. Sie bekommen 2 ZIP-Files, Mat.zip und Conv.zip. Extrahieren Sie bitten den Inhalt in ein lokales oder Netzwerk-Verzeichnis und importieren Sie wie im Kapitel Materialdefinition beschrieben. Danach stehen Ihnen in DesignSpace mehr Materialien und Konvektionswerte zur Verfügung. Für die Richtigkeit und Brauchbarkeit dieser erweiterten Materialdaten und Konvektionswerte kann CAD-FEM jedoch keine Gewährleistung übernehmen. Diese Daten sollen lediglich zeigen, wie man eine Materialdatenbank aufbauen kann. Wenden Sie sich bitte an support@cadfem.de.

20 Weitergehende Berechnungen

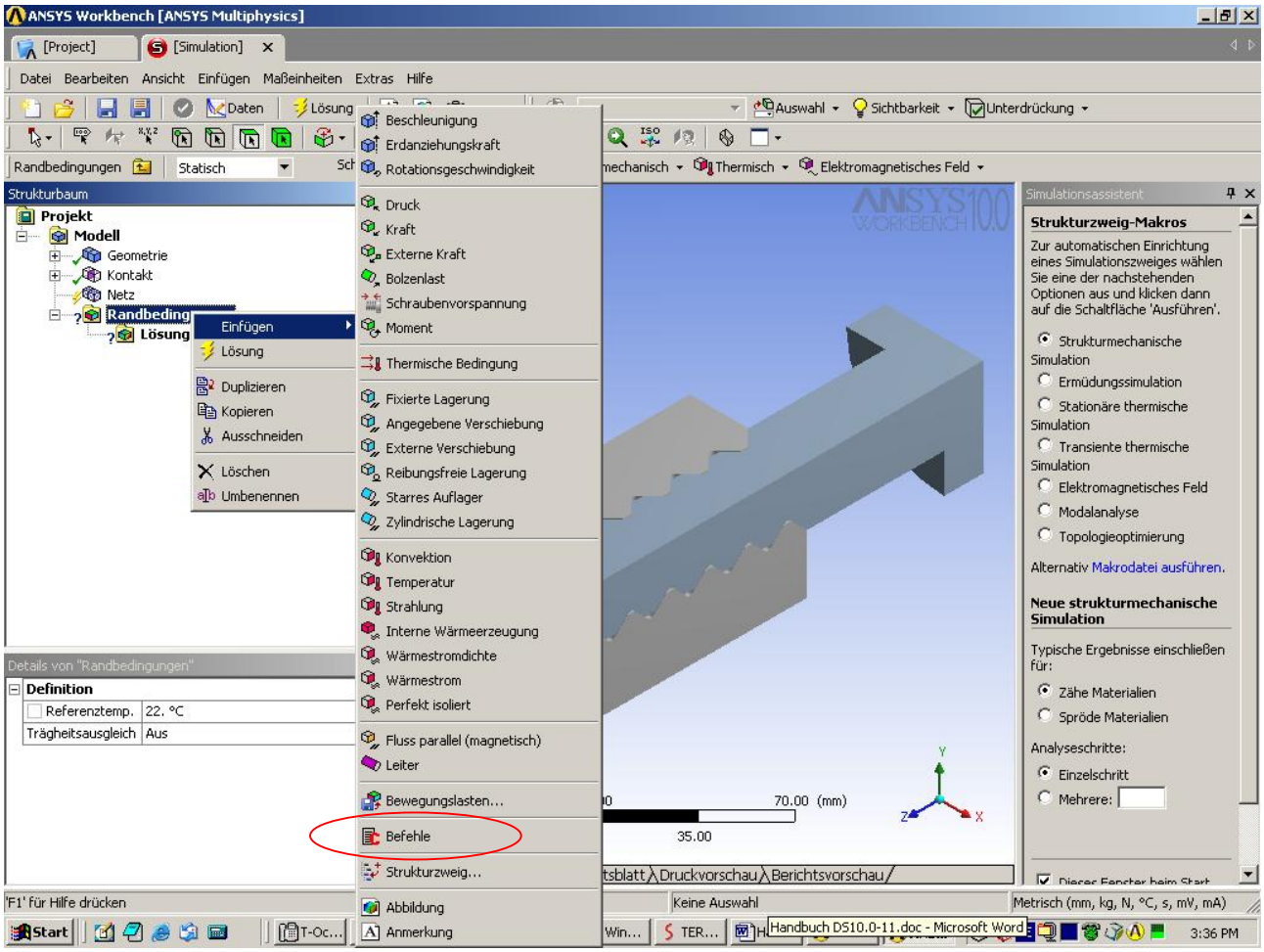
Sollten Sie von den Berechnungsmöglichkeiten an die Grenzen von DesignSpace stoßen, empfehlen wir Ihnen den Einsatz des Finite-Element-Programms ANSYS. Damit lassen sich über die lineare Statik und Dynamik hinaus auch nichtlineare Aufgabenstellungen, wie z. B. nichtlineares Material (Kunststoff, plastifizierendes Metall), Kontakt zwischen mehreren Bauteilen und große Verformungen (z. B. Federn) berechnen. In der Dynamik lassen sich in Ergänzung zur Modalanalyse (Bestimmung der Eigenformen und -frequenzen) auch Frequenzganganalysen (Nachgiebigkeit) oder transiente, d. h. zeitlich veränderliche Lasten wie z. B. Stöße berechnen. Neben der Strukturmechanik sind aber auch Berechnungen von Temperaturfeldern sowohl stationär als auch instationär möglich. Daneben können auch Strömungen in kompressiblen und inkompressiblen Medien laminar oder turbulent berechnet werden. Elektrische und elektromagnetische Felder runden die Anwendung von ANSYS ab. Zwischen diesen einzelnen Anwendungen können Daten problemlos ausgetauscht werden, so z. B. die Spannungen, die sich aufgrund thermischer Verlustleitungen aufbauen oder die Verformung aufgrund magnetischer Kräfte.

20.1 Datenübergabe an ANSYS

Wenn der Funktionsumfang von DesignSpace nicht mehr ausreicht, kann die lineare Analyse, die mit DesignSpace durchgeführt wurde, im DSDB-Format in ANSYS Workbench Environment eingelesen werden. Dort stehen in der gleichen Oberfläche wie DesignSpace einige zusätzliche Optionen zur Verfügung. Die wesentlichen sind

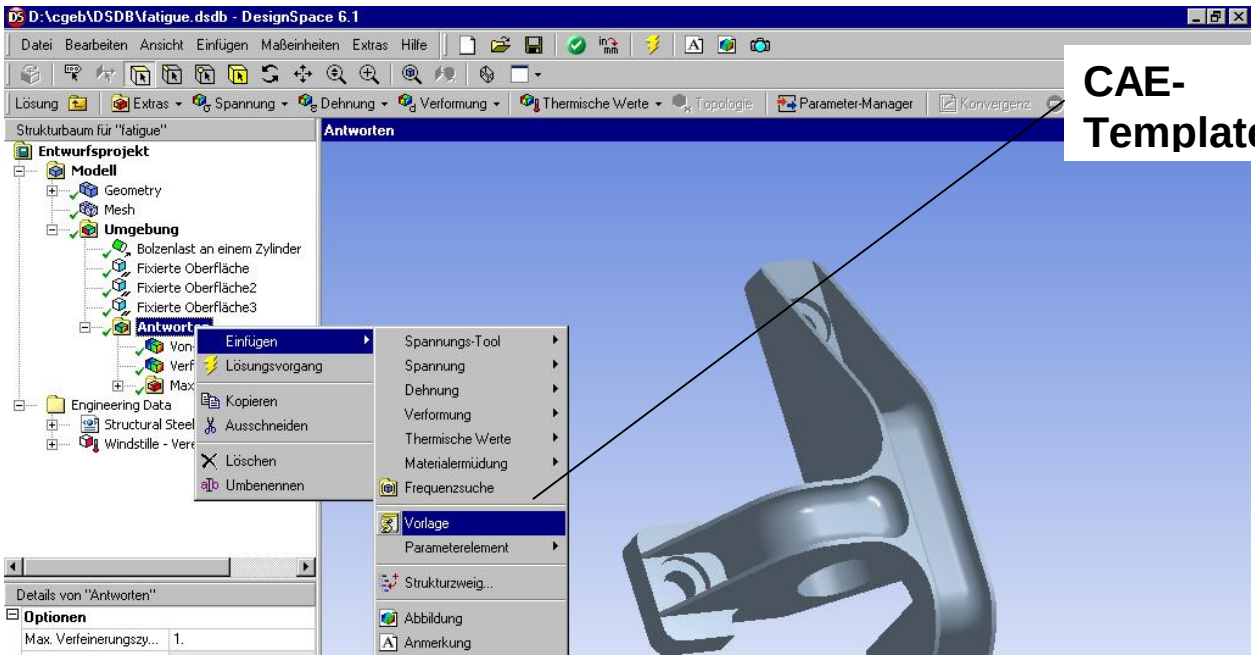
- Kontakteigenschaften: Reibung, Kontaktsteifigkeit für jeden Kontakt einzeln definierbar
- Nichtlineares Material für jedes Bauteil definierbar
- Berechnungssteuerung von ANSYS z. B. für grosse Verformunge, Zeitschrittsteuerung, transiente Analysen etc.

Um diese erweiterten Funktionen nutzen zu können, muss beim Starten des ANSYS-Programms eine entsprechende Lizenz (Professional, Structural, Mechanical, Multiphysics) und das Workbench-Environment (=DesignSpace-Oberfläche) gewählt werden. Im Strukturbaum kann unter Umgebung mit „Befehle“ eine ANSYS-Kommondo-Folge hinterlegt werden.



20.2 DesignSpace CAE Template

Mit dem Modul DesignSpace CAE-Template kann der Konstrukteur in Zusammenarbeit mit Berechnungsspezialisten, die mit ANSYS arbeiten, einen Input-File für ANSYS erstellen.



Über einen Browser wird ein Template ausgewählt und ein ANSYS-Input-File angelegt. Dieses Input-File kann dann direkt in ANSYS eingelesen werden. Die Templates können komplette Berechnungsanweisungen enthalten, so dass z. B. Anwendungen für Frequenzganganalysen, nichtlineares Kunststoffmaterial oder große Verformungen realisierbar sind.

Der Aufbau eines Templates für die Berechnungen von großen Dehnungen könnte wie folgt aussehen.

```
<DSTEMPLATE>
!
! This template transforms the linear elastic DesignSpace
! solution process into a nonlinear, large strain analysis.
!
! You can make a copy of this file and customize it to run
! ANSYS according to your preferences...
!
! Revision History
!   DATE      INITIALS      COMMENTS
!   4/30/98   jss           Create initial version
!

/prep7

! Turn off output while reading input
!
/nopr
/noli
immed,0

! DESIGNSPACE MATERIAL PROPS
!
mp,ex,1,@Material.ModulusE@
mp,dens,1,@Material.MassDensity@
mp,nuxy,1,@Material.PoissonsRatio@
mp,alpx,1,@Material.Thermal_Expansion@
mp,kxx,1,@Material.Thermal_Conductivity@

! DESIGNSPACE MESH
!
shpp,off
@ElementType@
@MeshNodes@
```

```
@MeshElements@
nums,defa


! DESIGNSPACE LOADS & SUPPORTS
!
@BoundaryConditions@

! DESIGNSPACE ENVIRONMENTAL CONDITIONS
!
acel,@Environment.Acceleration(1)@,@Environment.Acceleration(
2)@,@Environment.Acceleration(3)@
cgom,@Environment.RotVelocity(1)@,@Environment.RotVelocity(
2)@,@Environment.RotVelocity(3)@
cglo,@Environment.RotPoint(1)@,@Environment.RotPoint(2)@,@
Environment.RotPoint(3)@
tref,@Environment.Temperature@

! Turn output back on
!
/gopr
/goli
immed,1
finish

! Solve with the nonlinear solution settings
!
/solu
nlgeom,on       ! Include large deformation effects
nsubst,5        ! Use 5 substeps
outres,erase
@SolverSettings@
solve,,,,,nocheck
finish
```

```
! Post processing of results
!
/post1
/graph,power
/efacet,2
/view,,1,2,3
/vup,z
/show,large,grph      ! Place plots on file = large.grph
eplot                 ! Plot elements
set,stat
set,last
plnsol,epto,eqv       ! Plot total equivalent strain
plnsol,s,eqv          ! Plot equivalent stress
finish
```

Das damit erstellte Input-File enthält eine Auflistung der Knoten und Elemente, die Material- und Lastdefinition, sowie die in dem Template definierte Berechnungssteuerung und das Postprocessing. Damit wird kann also ein automatischer Ablauf der Berechnung bis hin zur Ergebnisdarstellung initiiert werden.

20.3 Datenübertragung zu anderen FE-Codes

Durch den Zusatzmodul DesignSpace CAE-Template (siehe voriger Abschnitt), besteht die Möglichkeit, die FE-Daten, die in DesignSpace generiert worden sind, auch an andere FE-Codes zu übergeben. Über diese optionale Schnittstelle lassen sich ASCII-Files erzeugen, die in die jeweiligen FE-Systeme eingelesen werden können und folgende Daten enthalten

- Knoten
- Elemente
- Lasten
- Lagerungen
- Material

Auf diese Weise wurden auf Kundenwunsch bereits Schnittstellen zu Nastran und Abaqus realisiert. Nähere Infos über die Schnittstellen zu diesen oder anderen FE-Systemen erhalten Sie gerne von uns nach Rücksprache.

21 Standard-Berechnungen vereinfachen durch eigene Vorlagen

Bei grösseren Installationen kann für ungeübte Anwender die Verwendung von DesignSpace erleichtert werden, wenn eigene Vorlagen, d. h. auf bestimmte Aufgabenstellungen angepasste Strukturbäume, verwendet werden. Diese können (und sollten!) mit dem Assistenten kombiniert werden. Die Vorlage wird von einem Pilot-Anwender oder Berechnungsingenieur definiert und vom Anwender beim Starten der DesignSpace-Berechnung ausgewählt.

21.1 Eigene Standard-Vorlagen definieren

Zum Definieren einer Vorlagen verwenden Sie bitte den Assistenten und definieren Sie wie gewohnt an der eingeladenen Geometrie das Material, den Lastfall, die Lagerungen und die Ergebnisse. Achtung: Wenn Sie den Assistenten hierzu NICHT verwenden, wird er auch später dem Anwender Ihrer Vorlage NICHT zur Verfügung stehen! Geben Sie den Einträgen im Strukturbaum sprechende Namen (umbenennen mit rechter Maustaste) und fügen Sie Kommentare zur Erläuerung ein.
Wenn Ihr Strukturbaum fertig definiert ist, wählen Sie dort „Projekt“ an und im Menu „Strukturbaum in Verknüpfung exportieren“Geben Sie dann den Namen und Ort an, an dem Ihre Vorlage gespeichert werden soll (Verzeichnis C:\Programme\Ansys Inc\DesignSpace\Language\de\Pages\Shortcuts\General).

21.2 Eigene Standard-Vorlagen anwenden

Beim nächsten Start von DesignSpace können Sie im Assistenten „Vorlagen“ anwählen und Ihren eigenen Strukturbaum einladen.

22 Glossar (englisch-deutsch)

Englischer Begriff	Bedeutung
coefficient of thermal expansion	Thermischer Ausdehnungskoeffizient. Der thermische Ausdehnungskoeffizient berechnet die Ausdehnung (bei Erwärmung) oder Schrumpfung (bei Abkühlung) bei Temperaturänderung.
constant material	Konstantes Material. Innerhalb von DesignSpace wird mit konstantem Material das Fehlen der Temperaturabhängigkeit der Werkstoffkenngrößen wie z. B. die reduzierte Steifigkeit von Kunststoffen bei höheren Temperaturen beschrieben
Context menu	Kontext Menü. Im DesignSpace Explorer lassen sich mit der rechten Maustaste kontextsensitive Funktionen aufrufen
Density	Dichte eines Materials. Zwingende Eingabegröße für dynamische Berechnungen.
Design Temperature	Temperatur des Bauteils
Displacement	Verschiebung. Dies sind die primären Ergebnisgrößen, die in DesignSpace berechnet werden. Alle sonstigen Ergebnisse wie z. B. Spannungen sind davon abgeleitet. Verschiebungen sind Vektoren und setzen sich aus 3 Komponenten (x,y,z) zusammen.
Drag	Das Ziehen ist eine Grundfunktion von Windows. Damit lassen sich bestimmte Elemente verschieben oder kopieren z. B. Lastfälle im DesignSpace Explorer.
Edge	Kante. Eine Kante ist die Verbindungslinie von 2 3D-Flächen im CAD-Modell
Elastic behavior	Elastisches Verhalten. Die Belastungen auf ein Bauteil sind klein genug, dass keine

	bleibende (plastische) Verformung und kein Versagen auftritt. Elastisches Materialverhalten kann auch nichtlinear sein (über der Proportionalitätsgrenze). In DesignSpace kann ausschließlich linear-elastisches Materialverhalten berechnet werden. Weitergehende Analysen sind mit ANSYS möglich.
Factor of Safety	Sicherheit. Die Sicherheit gibt an, wie viel höher (im Vergleich zu den wirkenden Kräften) ein Bauteil belastet werden könnte, bis es versagt. Hohe Sicherheiten sind notwendig, wenn die Randbedingungen nicht klar definiert sind oder sonstige Unschärfen bestehen.
FEA – Finite Element Analysis	FEM – Finite-Element-Methode. Sie ist die grundlegende Technologie, nach der DesignSpace arbeitet. Die Idee ist, dass man ein Kontinuum in eine endliche Anzahl von Teilbereichen (Elementen) unterteilt, für die man Aussagen über das Verhalten machen kann. Das Verhalten des gesamten Bauteils setzt sich dann aus der Summe der Teillösungen der Elemente zusammen.
Fundamental Frequency	Eigenfrequenz. Sie beschreibt, mit welcher Geschwindigkeit (Zyklen pro Sekunde) ein Bauteil frei schwingen würde. Maßeinheit ist Hertz (Hz).
Geometric nonlinearity	Geometrische Nichtlinearität. Sobald die Lösung Einfluss auf sich selbst hat, spricht man von dieser Art der Nichtlinearität oder von großen Verformungen. Beispielsweise wird durch einen dicken Fisch an einer Angel der ursprüngliche Hebelarm durch das Abbiegen der Angel verkürzt. Die berechnete Auslenkung der Angel mit geometrischer Nichtlinearität ist also kleiner

	(und richtiger) als ohne deren Berücksichtigung.
Homogeneous material	Homogenes Material. Material, das an allen Stellen gleiche Eigenschaften besitzt. Im Gegensatz dazu hat inhomogenes Material gewisse örtliche Unterschiede z. B. durch Lunker etc.
Isotropic material	Isotropes Material hat in alle Raumrichtungen gleiche Eigenschaften. Im Gegensatz dazu hat anisotropes Material gerichtete Eigenschaften wie z. B. gewalztes Blech oder Faserverbundwerkstoffe. Alle Materialien in DesignSpace sind isotrop und homogen.
Linear material	Lineares Material kann vollständig durch den E-Modul beschrieben werden: s=eE. Mit Verdopplung der Last verdoppelt sich auch die Verformung.
Material nonlinearity	Materialnichtelinearität. Wenn der E-Modul nicht mehr ausreicht, sondern eine Spannungs-Dehnungs-Kurve zur Beschreibung herangezogen werden muss, liegt eine Materialnichtelinearität vor.
Modulus of elasitcity	E-Modul. Konstante die die Steifigkeit eines Materials im proportionalen Bereich beschreibt.
N/A Not availaible	Nicht verfügbar
Obsolete	Keine aktuellen Werte in der Berechnung mit DesignSpace. Mit “Find Answers” werden die Ergebnisgrößen wieder aktualisiert.
Poission’s ratio	Querkontraktionszahl
Reference temperature	Referenztemperatur. Die Temperatur, bei der ein thermisch belastetes Bauteil spannungsfrei ist. Die thermische Dehnung errechnet sich zu Alpha*(T_{design} –$T_{referenz}$)
Right-Hand-Rule	Rechte-Hand-Regel. Die Bestimmung von

	Vorzeichen und Drehsinn wird meist nach dieser Regel vollzogen. Der Daumen zeigt dabei in die erste Richtung (z. B. Momentenachse), Zeigefinger und Mittelfinger in die 2. Und 3. Achsenrichtung bzw. Drehsinn.
Rigid body motion	Starrkörperbewegung. Ist ein Bauteil nicht vollständig gelagert, bewegt es sich aus numerischen Ungenauigkeiten in dieser Richtung. Eine Analyse ist (außer bei Modalanalysen) nicht möglich.
Slowly applied load assumption	Bedingung der langsam aufgebrachten Lasten. Unter statischen Lasten versteht man länger wirkende, nicht stoßartig aufgebrachte Belastungen. DesignSpace kann lediglich statische Lasten berücksichtigen.
Small displacements assumption	Bedingung der kleinen Verformungen. DesignSpace kann lediglich kleine Verformungen berücksichtigen. Siehe auch Geometric nonlinearity.
Strain	Dehnung. Dehnungen werden in DesignSpace absolut berechnet. Ingenieure verwenden sie meist in % (0.01=1%).
Stress	Spannungen.