

Themenübersicht Februar 2004

Ausgabe: 02 / 2004

- Nice to know
- Kontaktyp Lagrange: Einsatzmöglichkeiten und Grenzen
- Temperaturabhängiger thermischer Ausdehnungskoeffizient
- Hintergrund: Nodal diameter und harmonischer Index
- Nichtlineares Monitoring mit NLDIAG
- Wichtige Termine rund um CADFEM

- **Unter anderem in der nächsten Ausgabe:**

Materialklassen (2. Teil): Elastizität (2)
Kontakte stabilisieren mit psolve

In eigener Sache:

Die Zusendung dieser Informationen erfolgt ausschließlich auf Wunsch des Empfängers und kann jederzeit unter www.cadfem.de beendet werden.

Wenngleich die vorliegenden Informationen mit größter Sorgfalt erstellt worden sind, weisen wir darauf hin, dass die Verwendung dieser unter Ausschluss jeglicher Gewährleistung erfolgt.

Impressum: CAD-FEM GmbH
Marktplatz 2
85567 Grafing b. München

Ansprechpartner:
Marc Vidal
mvidal@cadfem.de

ANSYS und Workbench

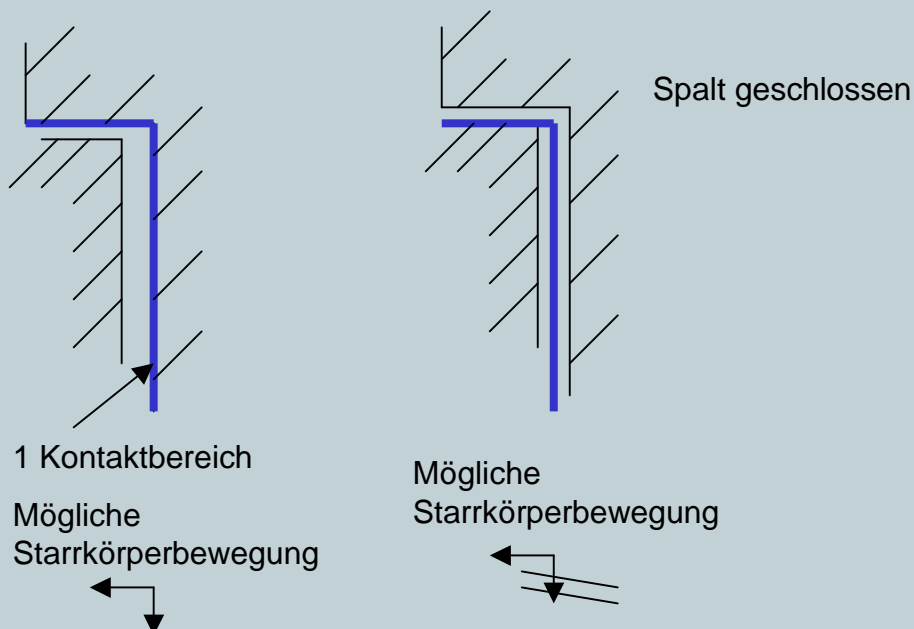
• Übergabefilter in Workbench

Auf der Projektseite kann zu jedem Geometriefile eingestellt werden welche Geometrietypen (Solid, Oberfläche, Linienkörper) und welche Attribute (Materialeigenschaften, Komponente,...) vom CAD System in Workbench übergeben werden.

• Kontakt auf Berührung schließen

Bei den nichtlinearen Kontakten in Workbench kann die Option „Auf Berührung schließen“ eingestellt werden. Dahinter verbirgt sich die Keyoption (5)=1 für die Kontaktelemente. Sinn dieses Schließens ist es, Starrkörperbewegungen zu vermeiden.

Workbench generiert automatisch Kontaktpaare. Dabei werden oftmals mehrere Flächen eines Körpers in ein Kontaktpaar gepackt. Das Schließen des Spaltes bezieht sich immer auf ein Kontaktpaar. Dabei kann es also durchaus sein, dass nicht alle Starrkörperbewegungen tatsächlich unterbunden werden.



ANSYS und Workbench

• Fehlermeldung bei MPC184 Elementen

Bei Verwenden von MPC184 Elementen erscheint beim Lösen folgende Meldung:

```
*** WARNING ***                      CP=      7.562    TIME= 10:47:59
At least 1 number of ZERO PIVOT is in Eqn.  Matrix system.

*** ERROR ***                          CP=      7.562    TIME= 10:48:00
Bisection may be activated if it is a nonlinear analysis.
```

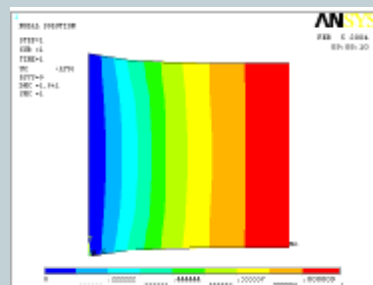
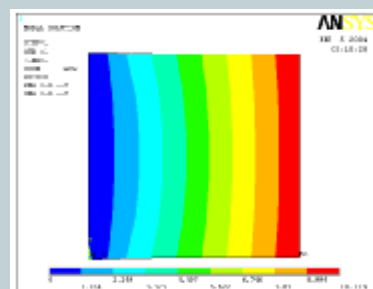
Ursache dafür ist, daß das Modell an Knoten, die zu MPC184 Elementen gehören, überbestimmt festgehalten ist. Das ist immer der Fall, wenn in mehr als einer Koordinatenrichtungen fixiert wird. Im 2D-Fall (keyopt(2)=2) sind Festhaltungen generell nicht erlaubt.

• Logarithmische Ergebnisdarstellung

Durch eine einfache Umrechnung können auch Kontourplots in logarithmisch skaliert Form in ANSYS ausgegeben werden.

```
/prep7
rect,0,1,0,1
et,1,82
esize,0.2
amesh,all
mp,ex,1,210000
mp,prxy,1,0.3
nset,s,loc,x,0
d,all,all,0
nset,s,loc,x,1
d,all,ux,10
alls
/solu
solve
```

```
/post1
plns,u,sum
*get,n_nr,node,,num,max
*dim,werte,array,n_nr
*dim,erg,array,n_nr
*vget,werte,node,,ux
*vfun,erg,log10,werte,
*vput,erg,node,,u,x
plns,u,x
```



Kontaktberechnung mit den Methoden Penalty und Lagrange

Ausgabe: 02 / 2004

Die Methoden:

Für die Berücksichtigung der nichtlinearen Randbedingung Kontakt bietet ANSYS zwei Methoden an: Pure Penalty und Lagrange. Während die Pure Penalty-Methode die Kontaktbedingung in Form einer Nebenbedingung formuliert, berücksichtigt die Lagrange-Methode die Kontaktbedingung als weiteren Freiheitsgrad. (Die Standardmethode in ANSYS ist die Augmented Lagrange Methode. Zunächst wird mit dem Penalty Verfahren den Kontakt bestimmt und anschließend, falls die Durchdringung zu groß ist, mit dem Lagrange-Verfahren die Durchdringung auf einen bestimmten Wert zurückdrückt.)

Die beiden genannten Methoden weisen Vor- und Nachteile auf:

Pure Penalty:

- + die Kontaktsteifigkeit kann über FKN verändert werden. Damit kann im Falle von Konvergenzproblemen direkt auf die Kontaktelemente zugegriffen werden.
- + iterative Solver (PCG/AMG) können eingesetzt werden.
- + keine weiteren Freiheitsgrade (Speicher!).
- Penetration kann nicht vorab abgeschätzt werden.
- Konditionierung der Gesamtsteifigkeitsmatrix kann problematisch werden (bei biegedominierten Problemen FKN 0.1 – 0.005).

⇒ bei flächigem Kontakt problemlos einsetzbar – Penetration ohnehin sehr klein

⇒ bei der Berechnung globaler Ergebnisse (Baugruppen)

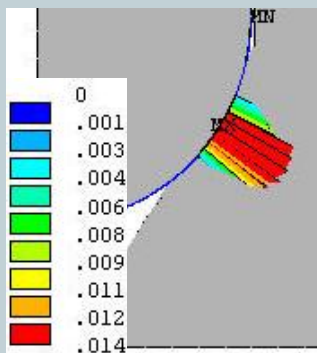
Lagrange:

- + Vernachlässigbare Penetration.
- + keine Definition der Kontaktsteifigkeit.
- + sehr gute Ergebnisse bei reibungssensitiven Problemen.
- zusätzliche Freiheitsgrade – größerer Speicherbedarf.
- nur direkte Solver – Sparse Matrix.
- Chattering – periodisches Wechseln des Kontaktzustandes von Iteration zu Iteration - schlechte Konvergenz. Abhilfe FTOLN, TNOP
- Overconstraint (z.B. Festhaltungen an Kontaktknoten): Ergebnisse in der Kontaktzone sind u.U. nicht eindeutig.

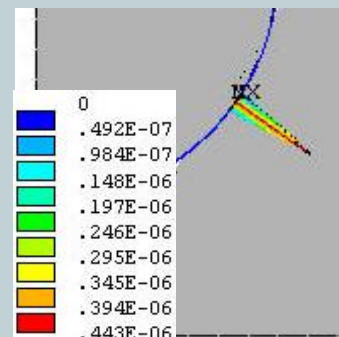
⇒ bei sehr lokalen Kontaktproblemen z.B. Preßsitz

⇒ bei Problemen, die sensitiv sind auf Penetration z.B. Simulation von Klemm- und Preßverbindungen

Penalty: Reaktionskraft: 77,7 N



Lagrange: Reaktionskraft: 86 N



Kontaktberechnung mit den Methoden Penalty und Lagrange

Ausgabe: 02 / 2004

ANSYS Eingabesatz (ANSYS 8.0):

```

/prep7
et,1,183,,,1
et,2,169
et,3,172,,1 ! Penalty
! et,3,172,,4 ! Lagrange
mp,ex,1,2e5
mp,nuxy,1,0.3
mp,mu,1,0.25
mp,ex,2,7e4
mp,nuxy,2,0.3
tb,biso,2,1,2
tbdata,,195,3500
r,1
rect,,4,3,12
rect,,8,12,15
aadd,all
adel,all
lfil,1,2,3.8
al,all

rect,1,10,,5.5
rect,4.045396,10,5.5,11
wpoft,-0.85
wprot,,90
wprot,,57.5
asbw,2
adel,4,,1
aadd,3,5
alls
    
```

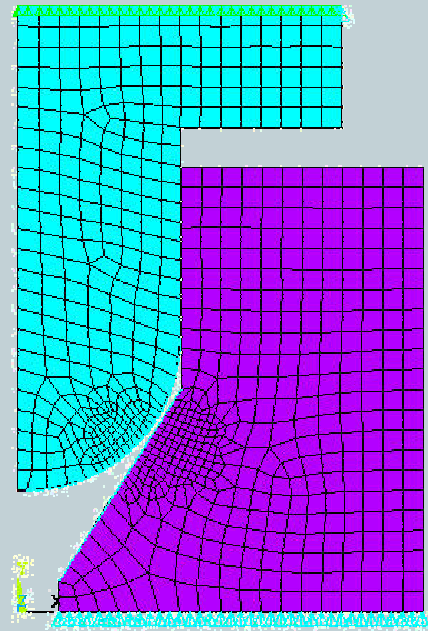
```

esiz,.5
ames,1
mat,2
ames,2

mat,1
lsel,s,,,12
nsl,s,1
type,2
esurf
lsel,s,,,3
nsl,s,1
type,3
esurf

nset,s,loc,y,15
cp,next,uy,all

/solu
nropt,unsym
nsub,4,10,2
nset,s,loc,y,0
d,all,uy
kset,s,,,7
nslk,s
d,all,uy,-0.4
alls
solv
    
```



Tipp: Anpassen der Kontaktsteifigkeit zwischen zwei Loadsteps:

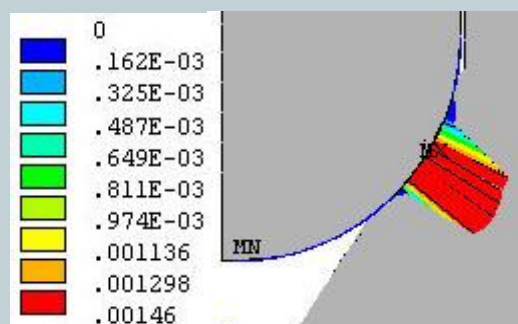
```

/solu
time,0.5
nropt,unsym
nsub,4,10,2
nset,s,loc,y,0
d,all,uy
kset,s,,,7
nslk,s
d,all,uy,-0.35
alls
solv
    
```

```

time,1
rmod,1,3,10
kset,s,,,7
nslk,s
d,all,uy,-0.4
alls
solv
    
```

Penalty: Reaktionskraft: 87 N



Temperaturabhängiger thermischer Ausdehnungskoeffizient

Ausgabe: 02 / 2004

Problemstellung:

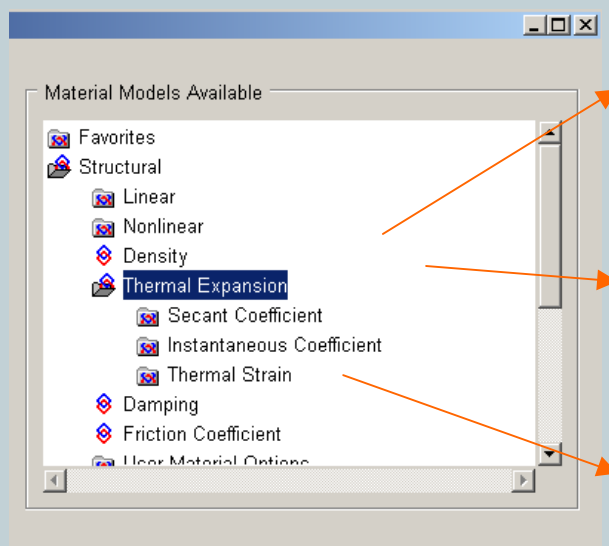
ANSYS rechnet bei Temperatur-Struktur-Kopplung mit einem mittleren (Sekanten-) Ausdehnungskoeffizienten, der auf die Referenztemperatur im dehnungsfreien Zustand bezogen ist. In vielen Fällen (z.B. VDI-Wärmeatlas) liegen genau diese Daten auch vor. Da zunehmend aber Versuchsdaten verwendet werden, hat ANSYS in der Version 8.0 die Eingabemöglichkeiten um die thermischen Dehnungen und den differentiellen Wärmeausdehnungskoeffizienten ergänzt.

Darüber hinaus gibt es die Möglichkeit des Shiftens der Referenztemperatur für den Fall, daß die tatsächliche Temperatur bei Dehnungsfreiheit eine andere als die in der Tabelle oder in dem Experiment ist.

Erläuterung:

$$\frac{\Delta l}{l_0} = e = a_{Se}(T)(T - T_{ref}) = \int_{T_{Ref}}^T a_{in}(T) dT$$

Die beiden hier angegebenen Definitionen für die thermische Dehnung sind ineinander überführbar, so daß aus einer beliebigen Eingabe immer der Sekantenausdehnungskoeffizient berechenbar ist. Im folgenden sind die Eingabemasken dargestellt.



ALPX

$$a_{Se} = ALPY$$

ALPZ

$$a_{Se} = \frac{\int_{T_{ref}}^T a_{in}(T) dT}{T - T_{ref}} \quad a_{in} = \begin{matrix} CTEX \\ CTEY \\ CTEZ \end{matrix}$$

aus Versuch:

$$a_{Se} = \frac{e_{exp}(T)}{T - T_{ref}} \quad e_{exp} = \begin{matrix} THSX \\ THSY \\ THSZ \end{matrix}$$

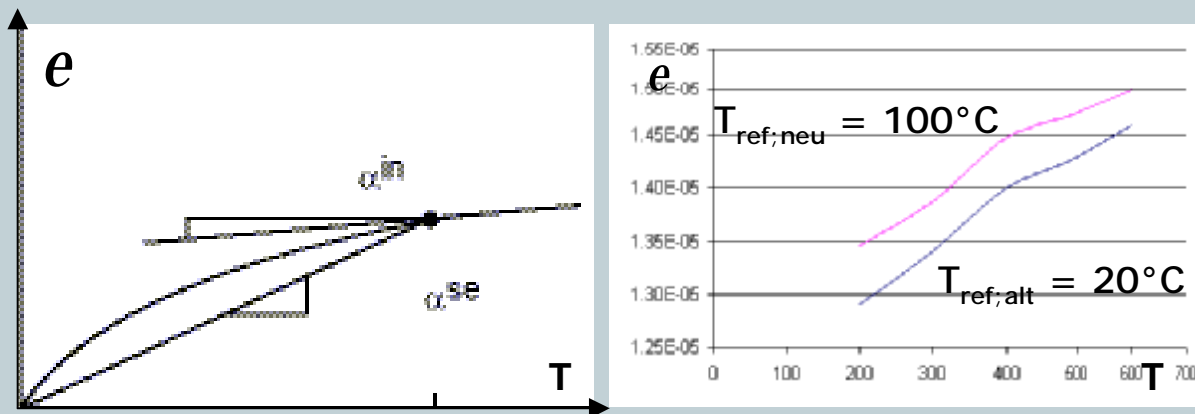
Temperaturabhängiger thermischer Ausdehnungskoeffizient

Ausgabe: 02 / 2004

Worauf muß ich bei der Anwendung achten?

Alle Eingaben sind auf die Referenztemperatur(en) ($T_{REF} / MP, REFT$) bezogen.

Für hinreichend viele Stützstellen ($MPTEMP, MPDATA$) sorgen! Dies gilt insbesondere für das Shiften der Referenztemperatur.



Shiften der Referenztemperatur

Liegen Daten bezogen auf $T_{ref;alt}$ vor, Dehnungsfreiheit aber bei $T_{ref;neu}$, kann ANSYS eine Transformation vornehmen. Dazu sind lediglich erforderlich:

2 Eingaben pro Material:

$tref, T_{ref;neu}$
 $mpamod, mat-ID, T_{ref;alt}$

Hintergrund der Berechnung ist die Aufteilung des Integrals:

$$\begin{aligned}
 e_{alt} &= a_{alt}(T)(T - T_{ref;alt}) = \int_{T_{ref;alt}}^T a_{in}(T) \cdot dT \\
 &= \\
 e_{neu} &= a_{neu}(T)(T - T_{ref;neu}) = \int_{T_{ref;neu}}^T a_{in}(T) \cdot dT \\
 &+ \\
 e^* &= a_{alt}(T_{ref;neu})(T_{ref;neu} - T_{ref;alt}) = \int_{T_{ref;alt}}^{T_{ref;neu}} a_{in}(T) \cdot dT
 \end{aligned}$$

Modal Cyclic Symmetry in ANSYS (Nodal Diameter and Harmonic Index)

Ausgabe: 02 / 2004

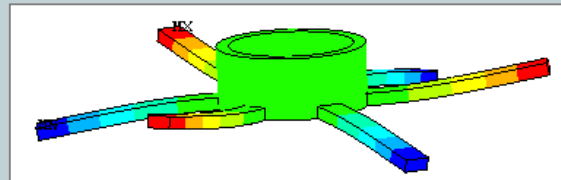
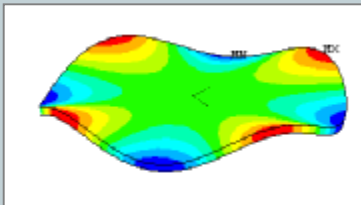
Problem:

Zur richtigen Handhabung und Interpretation der zyklischen Symmetrie in ANSYS ist es erforderlich die Begriffe Zyklische Symmetrie, Nodal Diameter und harmonic Index zu klären.

Erläuterung:

Ein Bauteil (wie z.B. eine Kreisscheibe), das sich in mehrere gleiche Sektoren teilen lässt und eine symmetrische Belastung aufweist, kann mittels der zyklischen Symmetrie abgebildet werden. Neben der statischen Analyse ist auch eine Modalanalyse mit diesem Ansatz möglich. Der Vorteil liegt klar auf der Hand. Es erfolgt nur die Berechnung des Sektors. Die Ergebnisse werden dann auf das Gesamtmodell expandiert.

Jedes zyklisch symmetrische Bauteil kann idealisiert als Kreisscheibe aufgefasst werden. Über den Umfang der Kreisscheibe ergeben sich bei der Modalanalyse Cosinusschwingungen. Auch bei Modellen, die nicht wie eine Kreisscheibe aussehen, kann man dennoch diese Schwingung über den Umfang erkennen.

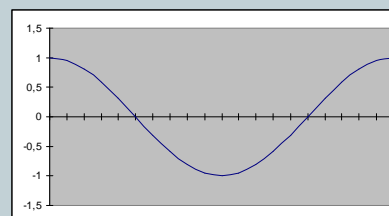
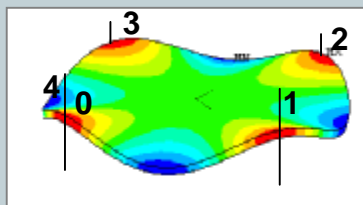


Das modellierte Segment muss mit einer ganzen Zahl multipliziert das Vollmodell darstellen und kleiner als 180° sein.

$\text{SEGWinkel} * n = 360^\circ$ (120,90,72,60,...)

Die Cosinusschwingung muss natürlich nach 360° wieder an der selben Stelle ankommen.

Der Nodal Diameter gibt nun an wie viele volle Cosinus-Schwingungen über den Umfang vorliegen.

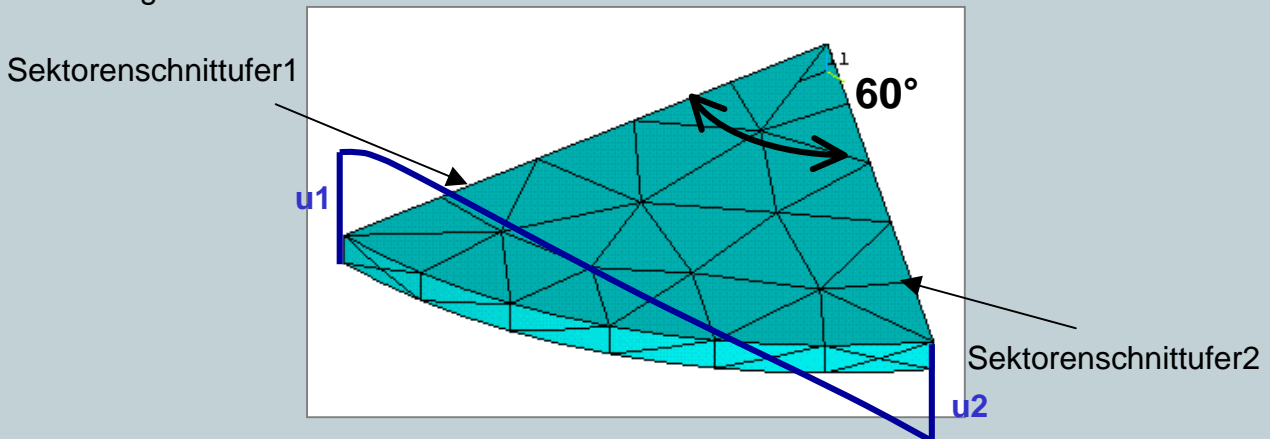


Schwingform mit Nodal Diameter 4

Modal Cyclic Symmetry in ANSYS (Nodal Diameter und Harmonic Index)

Ausgabe: 02 / 2004

Der Nodal Diameter ist ein physikalisch greifbarer und anschaulich einleuchtender Wert. Für die Berechnung benötigt aber ANSYS den harmonic Index. Dieser gibt die Phasenlage der beiden Sektorenschnittufer zueinander wieder.



Auf dem Sektorenschnittufer1 gibt es eine bestimmte Verschiebung. Stellt man sich nun die Schwingung entlang des Umfangs vor ergibt sich zusammen mit der Phasenlage die Verschiebung am Schnittufer2.

Da sich die Schwingung ganzzahlig auf dem Umfang aufteilen lassen muss, kann der Phasenwinkel nur ein Vielfaches h_i (harmonic index) des Sektorenwinkels sein.

$$j = \text{Winkel}_{\text{Sektor}} \cdot h_i$$

Der Phasenwinkel ϕ kann Werte zwischen 0° und 180° annehmen. Daraus ergeben sich alle Möglichkeiten für den harmonischen Index.

z.B 45° Segment:

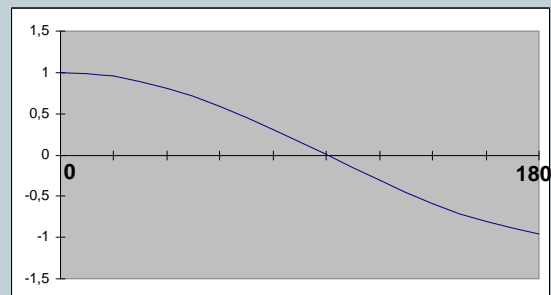
0*45	0
1*45	45
2*45	90
3*45	135
4*45	180

Nach der Formel

$$d = N \cdot m \pm h_i$$

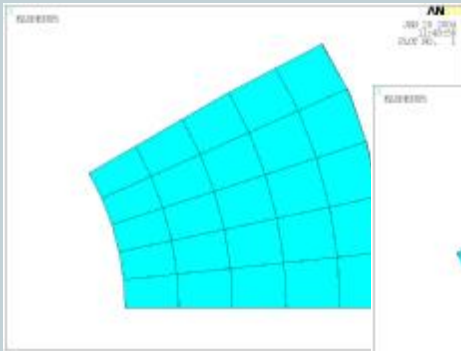
(d =Nodal diameter; $N = 360^\circ / \text{Sektorgröße}$; $m = 1,2,3,4,5\dots$; h_i = harmonic index)

ergeben sich für jeden harmonischen Index beliebig viele Eigenformen, die sich dann in ihrer Anzahl der Schwingungen über den Umfang unterscheiden.

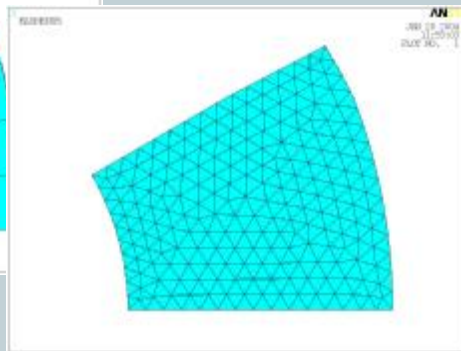


Modal Cyclic Symmetry in ANSYS (Nodal Diameter and Harmonic Index)

Ausgabe: 02 / 2004



FE-Modell



```

/prep7
mp,ex,1,2e2
mp,nuxy,1,0.33
mp,dens,1,7e-9
et,1,186
cyl4,0,0,10,0,20,30,
1
vmesh,all
cyclic
csys,1
nsel,s,loc,x,10
nrotat,all
d,all,all
alls

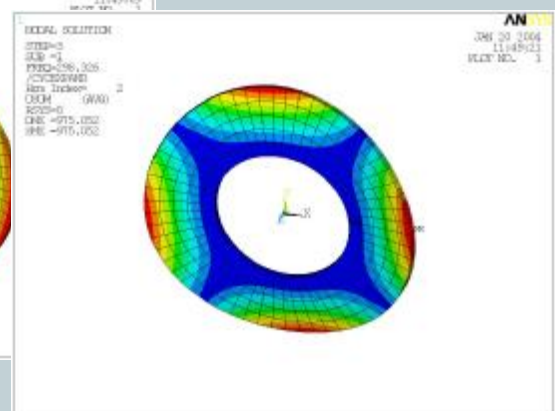
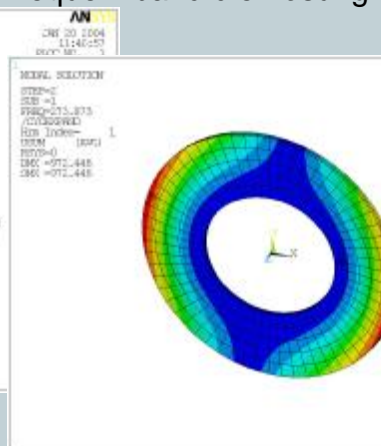
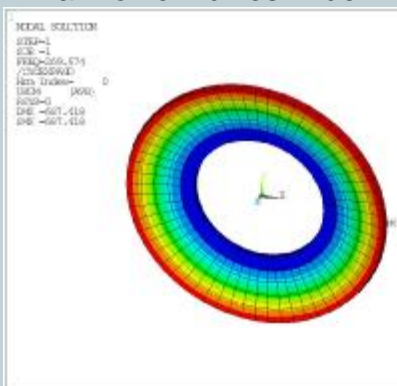
/solu
antype,modal
modopt,lanb,6
mxpand,6
cycopt,hindex,0,
3
solve

/post1
/cycexpand,,on
set,2,3
plns,u,sum
    
```

ANSYS akzeptiert neben strukturierten (HEX) Netzen auch unstrukturierte Netze (TET) mit ungleich vernetzten Randflächen. So lassen sich auch komplexe Bauteile schnell vernetzen und berechnen. ANSYS bildet in diesem Fall constrained equations zwischen den Freiheitsgraden auf der Master- und Slave Randfläche.

FAZIT:

Unsere Tests haben gezeigt, daß die Eigenfrequenzen und Eigenformen sehr gut mit den Ergebnissen des Vollmodells übereinstimmen. Man muß sich aber immer bewußt sein, daß durch die Wahl für den Bereich des *harmonic index* unter Umständen nicht alle Eigenwerte innerhalb eines bestimmten Frequenzbandes berechnet werden. Welche Eigenfrequenzen das sind, hängt ab von der Größe des modellierten Segmentes. Die Vorgabe des harmonic Index kann auch weggelassen werden. Dann wird für alle harmonic Indizes in dem Frequenzband die Lösung durchgeführt. (kein cycopt,hindex)



EF mit nodal diameter 0,1, und 2.

Das Nonlinear Diagnostic Tool

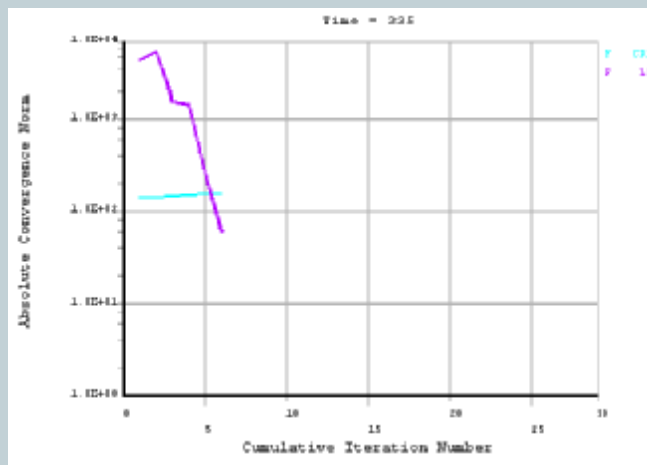
Ausgabe: 02 / 2004

Problem:

Es soll die Qualität einer nichtlinearen strukturmechanischen FE-Berechnung untersucht werden.

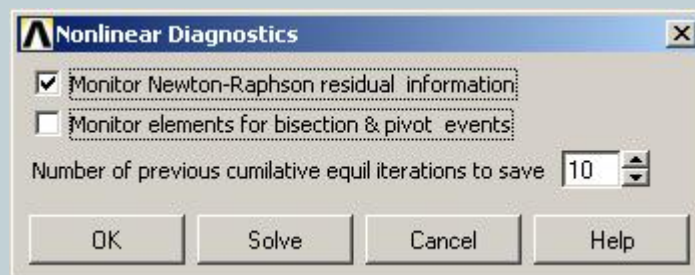
Erläuterung:

Nichtlineare Berechnungen der Strukturmechanik werden numerisch durch das Newton-Verfahren gelöst. Ein Lastschritt (load step) wird dabei in mehrere Zwischenschritte (substeps) aufgeteilt und gerechnet. Die Lösung für einen Zwischenschritt wird in mehreren Gleichgewichtsiterationen erzielt (equilibrium iterations). Das Lösungsverhalten wird im Konvergenzdiagramm angezeigt.



Im obigen Diagramm sieht man beispielsweise einen Lastschritt, der in einem Zwischenschritt gerechnet worden ist. In mehreren Gleichgewichtsiterationen fällt die Norm der Ungleichgewichtskräfte (F L2) unter eine vorgegebene Schranke (F CRIT). Für gewöhnlich sollten natürlich die Ungleichgewichtskräfte immer zu Null ausiteriert werden. Die F CRIT Kurve bewegt sich aber bei weitem nicht immer auf einem Niveau nahe Null. Man nimmt also nach einem ausiterierten Zwischenschritt oftmals ein gewisses Ungleichgewicht in der Rechnung mit in Kauf.

Die Ungleichgewichtskraftverteilung kann man sich nun für jede Kraftkomponente ansehen und dann selber beurteilen, ob man eine Verbesserung des Ergebnisses anstreben muss. Möchte man sich eine Verteilung der Ungleichgewichtskräfte ansehen (residual information), so ist mit NLDIAG,... zu arbeiten. Interaktiv steht dazu das NONLINEAR DIAGNOSTICS TOOL im SOLUTION Teil zur Verfügung:

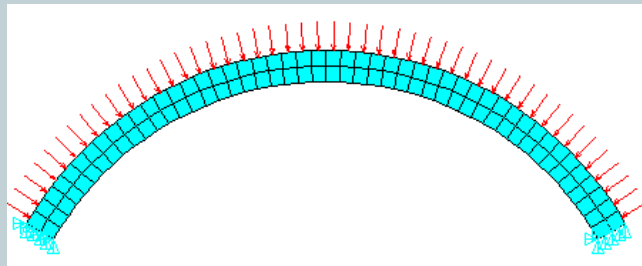


Das Nonlinear Diagnostic Tool

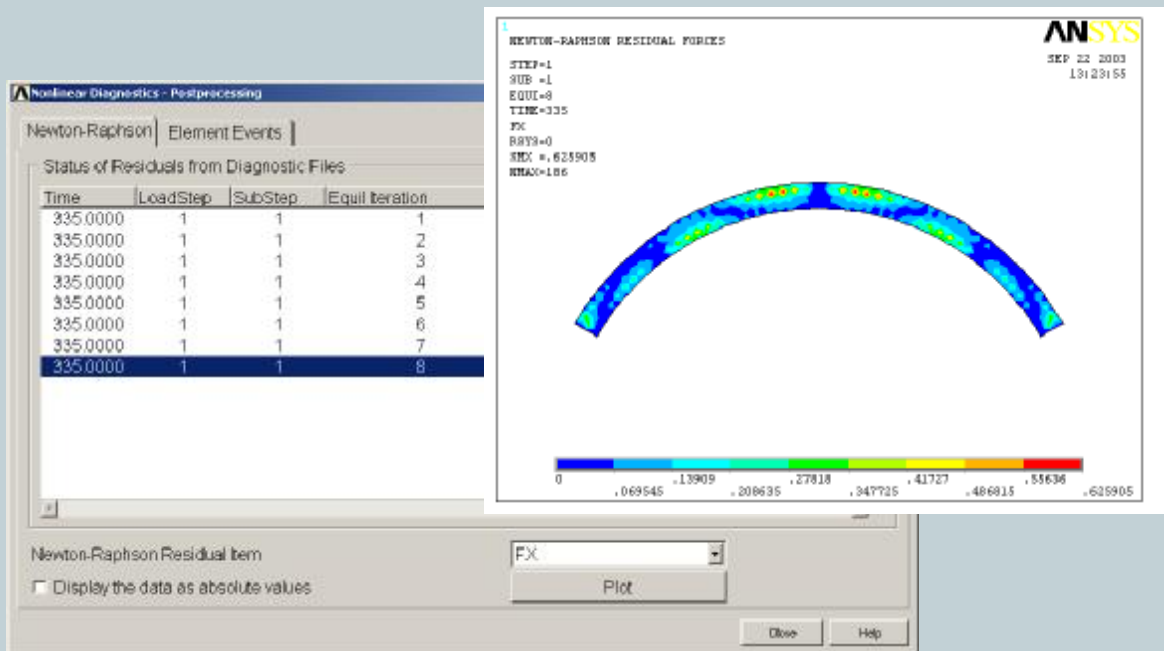
Ausgabe: 02 / 2004

Beispiel:

Ein Bogen wird unter gleichmäßigem Druck beansprucht. Es wird geometrisch nichtlinear gerechnet (NLGEOM,ON). Die Drucklast beträgt 335 MPa, $E=210000$ MPa. Die Fußpunkte sind ca. 175 mm voneinander entfernt. Wie gut ist das FE-Ergebnis - unabhängig davon, welche Ergebnisgröße betrachtet wird ???



Die Ungleichgewichtskräfte sollen für jede Gleichgewichtsiteration auswertbar sein. Wir stellen Sie für den „Gleichgewichtszustand“ im Postprocessing dar, also für die letzte Gleichgewichtsiteration des Zwischenschrittes. Dargestellt ist die Ungleichgewichtsverteilung für FX:



Wir erkennen eine Ungleichgewichtsverteilung in X-Richtung, jedoch sind die Zahlenwerte, verglichen mit den Dimensionen unserer Eingabewerte so klein, dass dieses Ungleichgewicht ingenieurmäßig vernachlässigt werden kann, man also von einem guten Ergebnis sprechen kann.

Das Nonlinear Diagnostic Tool

Ausgabe: 02 / 2004

INPUT - File:

```
finish                                /solu                                !!! Aus Nonlinear Diagnostic Tool !!!
/clear                                csys,1
                                       lsel,s,loc,y,30                       NLDIAG,MAXF,10
                                       lsel,a,loc,y,150                      NLDIAG,NRRE,ON
/prep7                                dl,all,,all                           NLDIAG,EFLG,ON
cyl4,0,0,100,30,110,90
cyl4,0,0,100,90,110,15
0
aglua,all                             sfl,all,pres,335                       !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
et,1,183                               allsel
mp,ex,1,210000                         csys,0
mp,prxy,1,0.3
esize,5
                                       /solu
mshape,0,2D                            nlgeom,on
mshkey,1                               time,335
amesh,all                              autots,off
finish                                 nsubst,1
                                       /post1
                                       /dscale,1,1
                                       PLNSOL,NRRES,FX,0,,8
```

Weitere Besprechung:

Um die Ungleichgewichtskraftverteilung darzustellen, steht im /POST1 ein Menü mit dem Namen „Nonlinear Diagnostics“ zur Verfügung (am besten, einfach einmal ausprobieren...).

Die Daten für jede Gleichgewichtsiteration werden in Dateien *.nr000, *.nr001, ... abgelegt. Wie oft diese Dateien geschrieben werden sollen kann festgelegt werden (NLDIAG,MAXF,...).

Anwendungsfall:

Ein schöner Anwendungsfall ist zum Beispiel der folgende:

Man stelle sich vor, man möchte mit einem Restart eine unkonvergierte Berechnung fortsetzen, ist sich jedoch nicht sicher, wie „schlecht“ das FE-Ergebnis bei der nicht mehr konvergierten Gleichgewichtsiteration war.

Man schaut sich also die Ungleichgewichtskraftverteilung der unkonvergierten Iteration an und kann sodann entscheiden, ob ein Restart auf diesen Zustand Sinn machen könnte. Sind die Ungleichgewichtskräfte zu groß, sollte man neu rechnen.

Außerdem kann man erkennen, wo genau das Ungleichgewicht in der Struktur am größten ist.

Termine rund um CADFEM

Ausgabe: 02 / 2004

Wichtige Termine

● ANSYS Update 8.0

Dieser Kurs bringt Sie up to date. Wir stellen Ihnen die neuen Features von ANSYS 8.0 vor, erläutern Ihnen anhand zahlreicher Beispiele die Anwendung und stellen diese in den Kontext der bisherigen Berechnungsmöglichkeiten.

16.03.04	Leinfelden-Echterdingen
17.03.04	Burgdorf
19.03.04	Unna bei Dortmund
25.03.04	Grafring bei München
01.04.04	Liederbach bei Frankfurt
23.04.04	Leinfelden-Echterdingen

http://www.cadfem.de/schulung/seminar_270.htm

● Umsteigerseminar ANSYS Workbench

Dieses Seminar richtet sich an Anwender, die bislang mit der klassischen ANSYS Oberfläche gearbeitet haben und die vielfältigen Berechnungsmöglichkeiten von ANSYS und die technologischen Vorteile der neuen Oberfläche effizient nutzen wollen.

04. – 05.04.04	Burgdorf
07. – 08.04.04	Leinfelden-Echterdingen

http://www.cadfem.de/schulung/seminar_306.htm