# Aplicația AEF-A.1.5

#### **CUVINTE CHEIE**

Analiza statică neliniară, Starea de tensiuni de membrană groasă, Material liniar, Model geometric 2D (membrană), Element finit 2D, Element finit neliniar (parabolic), Simetrie axială ciclică, Simetrie axială a încărcării, Sistem de coordonate cilindric, Element de mașină, Arc diafragmă

#### **CUPRINS**

- A. DESCRIEREA PROBLEMEI
  B. MODELUL DE AEF
  C. PREPROCESAREA MODELULUI DE AEF
  D. REZOLVAREA MODELULUI DE AEF
- E. POSTPROCESAREA REZULTATELOR
- F. ANALIZA REZULTATELOR
- G. CONCLUZII

## A. DESCRIEREA PROBLEMEI

#### A.1. Introducere

Ambreiajul automobilului este un cuplaj mecanic intermitent normal cuplat cu *funcția principală de decuplare-cuplare* a transmisiei automobilului în cazul schimbării vitezelor sau frânărilor sub sarcină. În plus, pentru o funcționare optimă se impun și *funcții secundare: decuplare și cuplare lină*, fără șocuri și vibrații; *acționare simplă și ușoară*, *bună transmitere a căldurii* spre exterior; *construcție simplă* și tehnologică; *inerții reduse* ale părților antrenate, *funcționare sigură* și de *lungă durată*.





Ambreiajele mecanice având la bază *transmiterea momentului de torsiune prin frecare* implică un subansamblu de apăsare comandat care, cu precădere, în cazul dimensiunilor reduse are în componență un *arc diafragmă* care pe lângă generarea forței de apăsare (necesară transmiterii sarcinii) are și rol funcțional de comandă.

#### A.2. Descrierea aplicației

*Structura și funcționarea ambreiajului cu arc diafragmă*. Ambreiajul mecanic din figura de mai sus *transmite momentul de torsiune prin frecare* de la subansamblul volantul 1 și placă de presiune 3 la discul 2 și prin canelură la arborele principal al cutiei de viteze 6. Acest proces are loc când pârghia 7 este neacționată și placa de presiune 3 este apăsată de arcul diafragmă 4 pe discul 2 și volantul 1. La acțiunea pârghiei 7, rulmentul de presiune 5 apasă pe arcul diafragmă la interior, îndepărtează discul de presiune 3 și se întrerupe transmiterea momentului de torsiune. Odată cu reducerea forței de apăsare asupra rulmentului de presiune arcul diafragmă revine (uneori, ajutat de un alt element elastic) și se realizează recuplarea.

*Montajul și funcționarea arcului diafragmă*. Elementul elastic de tip arc diafragmă pentru asigurarea, pe de-o parte, a *funcției de generare a forței de apăsare* inițial se montează în subansamblul discului de presiune 3 care apoi se montează în ansamblul general prin intermediul asamblărilor cu șuruburi 8 și, pe de altă parte, a *funcției de deplasare a discului de presiune* în vederea decuplării. Prima funcție presupune deformarea părții exterioare, similară cu un arc disc cu rigiditate mărită, prin deplasarea zonei cu raza R<sub>2</sub> cu săgeata  $\Delta_m$ redusă conduce la o forță de apăsare F<sub>m</sub> mărită. Cea de-a doua funcție presupune deformarea arcului diafragmă, rezemat în zona de bază a aripilor cu rigiditate redusă, sub acțiunea forței de decuplare F<sub>d</sub>, produce decuplarea prin descărcarea părții exterioare a zonei de apăsare, cu valoarea redusă  $\Delta_d$ .

#### A.3. Scopul aplicației

În cazul acestei aplicații se impune determinarea caracteristicilor forță-deplasare, restricțiilor funcționale și a sarcinilor capabile ale arcului diafragmă din figura de mai sus considerând că este executat din oțel de arc 50VCr11 și are următoarele dimensiuni:  $R_i = 15,5 \text{ mm}$ ,  $R_e = 84 \text{ mm}$ , h = 14 mm, a = 1,5 mm, b = 3 mm, b = 3 mm, m = 3 mm, b = 28,5 mm, p = 10 mm, b = 3 mm, x = 0,75 mm, y = 3,5 mm,  $R_1 = 19 \text{ mm}$ ,  $R_2 = 68,5 \text{ mm}$ ,  $R_3 = 81 \text{ mm}$ .

## **B. ÎNTOCMIREA MODELULUI PENTRU ANALIZĂ**

#### B.1. Definirea modelului pentru analiză

Având în vedere că arcul diafragmă are grosimea redusă (1,5 mm) variațiile parametrilor interni necunoscuți (deplasări, deformații și tensiuni) sunt nesemnificative în direcție normală la suprafață se adoptă pentru analiză un *model 2D*. Pe de altă parte, structura arcului fiind *circulară simetrică ciclic* se adoptă pentru analiză doar un segment unghiular (10°). Astfel, fără a se pierde mult din acuratețe, problema de rezolvat se încadrează în *starea de tensiuni de tip membrană* și se adoptă un simplificat model posibil, care presupune:

- forma geometrică simplă,
- adoptarea constrângerilor rezistenței materialelor (rezemare simplă),
- comportare neliniară geometric cu încărcări cu deplasări impuse mari,
- comportare liniară a materialului.

#### B.2. Descrierea modelului pentru analiză

Forma geometrică a modelului de analiză este dată de suprafața unui sector unghiular  $(10^{\circ})$  căreia i se asociază grosimea de 1,5 mm. Pentru analiză structura axial-simetrică se modelează cu <u>elemente finite 2D</u>. În vederea simulării comportării cât mai apropiat de realitate se vor considera cele două stări funcționale distincte (de montaj și de decuplare) și în consecință, *analiza se va face în două cazuri*: primul presupune deplasare impusă cu valoarea – 2,5 mm a punctelor arcului de cerc cu raza 69,5 mm (zona de rezemare pe un inel toroidal) și cel de-al doilea, care peste încărcarea anterioară se impune și deplasarea cu -20 mm a

punctelor arcului de cerc cu raza de 19 mm (zona de acțiune a rulmentului de presiune. Astfel, în primul model (de montaj) de analiză structura se va *rezema simplu* (anularea deplasării în direcția de încărcare) pe placa de presiune după arcul de cerc cu raza de 81 mm (acțiune asupra discului de presiune) unde apare reacțiunea  $F_m$  (necunoscută) de apăsare asupra discului de presiune. În cazul celui de-al doilea model (de decuplare) se va rezema simplu după arcul de cerc cu raza de 69,5 mm (zona de contact cu celălalt inel toroidal) unde va apărea reacțiunea  $F_r$  (necunoscută); astfel partea exterioară (deformată în prima etapă) se destinde și se deplasează cu valoarea  $\Delta_d$  (necunoscută) în zona arcului cu raza 81 mm (zona de contact cu discul de presiune) și în zona de contact cu rulmentul de presiune  $F_d$  (necunoscută).

În vederea evidențierii cu acuratețe a proceselor de funcționale pentru analiza cu elemente finite consecință a neliniarității geometrice *încărcările se vor face progresiv* (deplasările impuse se vor introduce tabelar cu pasul de 1 mm) și se vor adopta pentru rezolvare *metoda Lagrange îmbunătățită*.



#### **B.3.** Stabilirea caracteristicilor materialului

Pentru analiza cu elemente finite caracteristicile de rezistență ale materialului, 51VCr11, sunt:

- modulul de elasticitate longitudinală,  $E = 206000 \text{ N/mm}^2$ ;
- coefficientul contracției transversale (Poisson), v = 0,3.

Temperatura medie de lucru a subansamblului,  $T_0 = 20^0 C$ .

# C. PREPROCESAREA MODELULUI DE ANALIZĂ

C.1 Activarea, setarea si salvarea proiectului
Activarea proiectului
$\Lambda$ , Toolbox : $\Box \equiv$ Analysis Systems $\rightarrow \Box \Box = Static Structural$ (apare automat fereastra subprojectului): $\rightarrow$ [se poate
schimba denumirea Static Structural în].
<u>Setarea tipului problemei (3D)</u>
A: $\Box$ Geometry $\rightarrow$ $\Box$ Properties $\rightarrow$ Properties of Schematic A3: Geometry, $\Box$ Advanced Geometry Options : $\Box$ Analysis Type,
[se selectează din listă cu $\downarrow \square$ , $\downarrow \exists D$ ] $\rightarrow$ [se închide fereastra $\downarrow \blacksquare$ ].
Salvarea proiectului
$ \square \mathbb{R} \text{Save As} \rightarrow \bigwedge \text{Save As}, \text{File name: [se introduce denumirea, AEF-A]} \rightarrow \square \mathbb{Save}. $
C.2 Modelarea caracteristicilor materialului si mediului
N Project Schematic L Schematic A2: Engineering Data
Structural Steel Properties of Outline Row 3: Structural Steel E 🖓 Isotropic Elasticity Noung's Modulus
$[$ so solotto $\hat{f}$ ista din colonna $C$ (linit) ou $ $ $[$ $MPa]$ [so introduce in cosota din colonna $P$ (linit)
uslosres 2060001 x 4 4 Undate Project x C Return to Project (acitalti norometri rămân impliciti)
valoarea, $206000] \rightarrow \downarrow$ population of the constant of the certain parametri raman implicity).
C.3 Modelarea geometrică
C.3.1 Încărcarea modulului DesignModeler (DM)
New Geometry ANSYS Workbench
C.3.2 Generarea schitei de referintă
Vizualizarea planului implicit (XY)
$\square$ Tree Outline: Sketching $\rightarrow \square$ (Look at face/Plane/Schetch) $\rightarrow$ (se va vizualiza automat planul
implicit. XYPlane):
Generare linie de referință
$\downarrow$ Draw $\rightarrow \downarrow$ Line $\rightarrow$ [se va trasa linia prin marcarea primului punct, cu $\downarrow$ , pe axa OX (apare simbolul de
coincidență C), deplasarea în celălalt punct (în cadranul I spre axa OY) și eliberarea 🛶, fig. a].
<u>Cotare linie de referință</u>
$\downarrow$ Dimensions $\rightarrow \downarrow$ $\overset{\text{Intermediate}}{\text{Inter$
→ [se selectează succesiv cu → perechea, punct de pe linia de referință și axa OY, apare cota
(fig. b) ] $\rightarrow$ Details View, Dimensions: 1: $\square$ H $\rightarrow$ [se introduce valoarea cotei, 15,5/84,0].
→ [se selectează cu → punctul din cadranul I și axa OX, apare automat cota (fig. b)] →
Details View, Dimensions: 1 : $\nabla V \rightarrow$ [se introduce valoarea cotei, 14,0].
$\downarrow \blacksquare Move \rightarrow [se vor aranja cotele cu \downarrow prin deplasare (drag) în poziția dorită].$
r=−15,500 =
14 000
84.000
:

C.3.3 Generarea	a suprafeței de referință
Tree Outline: $\Box$ Modeling $\Box \sim \mathbb{A}$ Sketch1; $\Box$ Modeling $\rightarrow$ $\Box$ Geometry $\rightarrow$ $\Box$ Apply $\rightarrow$ $\Box$ Se selectează cu $\Box$ ava OVI $\rightarrow$ $\Box$ Axis	
↓     Apply     ; ↓ <td>D:</td>	D:
(vizualizarea sistemului de coordonate ataşat mode geometric).	lelului
C.3.4 Generarea liniilor aiutătoar	re (pentru costrângeri și încărcăre)
Generare schiță linii ajutătoare	
$\textcircled{M}, \boxed{\text{Tree Outline}} \rightarrow \checkmark \checkmark \boxed{\text{ZXPlane}} \rightarrow \checkmark \boxed{\text{Sketching}} \rightarrow \checkmark \textcircled{P}$	<sup>3</sup> (New Sketch) [se indexeză automat denumirea schiței,
Sketch2]; , (Look At Face/Plane/Sketch) [se va vizuali model geometric).	iza automat planul selectat, ZX]; ↓ 🖤 (vizualizare
<u>Generare linii ajutătoare</u>	
$\downarrow$ Draw $\rightarrow$ $\downarrow$ $\bigcirc$ Circle $\rightarrow$ [se generează linia circular	ră prin marcarea cu → a centrului cercului în centrul
sistemului de coordonate (apare simbolul de coincidenț	ță P) ), deplasarea în direcție radială și eliberarea ↓ pe
contur, fig. a] (această succesiune se parcurge de trei o	ori pentru fiecare cerc).
<u>Cotare linii ajutătoare</u>	
Tree Outline : $A Modeling \rightarrow A \sim B Sketch2; A Dimensions$	$ \xrightarrow{s} \rightarrow    \overset{\text{cadius}}{\overset{\text{cadius}}}{\overset{\text{cadius}}{\overset{\text{cadius}}}{\overset{\text{cadius}}{\overset{\text{cadius}}}{\overset{\text{cadius}}{\overset{\text{cadius}}}{\overset{\text{cadius}}}{\overset{\text{cadius}}{\overset{\text{cadius}}}{\overset{\text{cadius}}{\overset{\text{cadius}}}{\overset{\text{cadius}}}{\overset{\text{cadius}}{\overset{\text{cadius}}}{\overset{\text{cadius}}}{\overset{\text{cadius}}}{\overset{\text{cadius}}}{\overset{\text{cadius}}}{\overset{\text{cadius}}}{\overset{\text{cadius}}}{\overset{\text{cadius}}}{\overset{\text{cadius}}}{\overset{\text{cadius}}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}}{\overset{tith}}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}{\overset{tith}}}{\overset{tith}}}{\overset{tith}}$
circulară, se vizualizează automat cota] $\rightarrow$ Details View	, <b>Dimensions:</b> $1$ : $\square \mathbb{R} \rightarrow$ [se introduce valoarea cotei: 19
69,5; 81, (fig. a)].	
<u>Imprimare linii ajutătoare pe suprafața de</u>	
<u>referința</u>	
	R19,000 R81,000
Apply (se acceptă direcția de extrudare Normal	R69,500
setată implicit în linia Direction), $\Box$ Operation $\rightarrow$ [se	
va selecta cu , Imprint Faces ];	
	<i>a. b.</i>
C.3.5 Generarea co	onturului semidecupajului
<u>Generare schiță semidecupaj</u>	
$\textcircled{00}, \texttt{Tree Outline}: \square \checkmark \bigstar \texttt{ZXPlane} \to \square \texttt{Sketching} \to \square \textcircled{2}$	<sup>3</sup> (New Sketch) [se indexeză automat denumirea schiței,
Sketch3] $\rightarrow$ Details View , $\Box$ Details of Sketch3: [se schimba	ă denumirea Sketch3 în și denumirea schiței, Decupaj);
👃 🧖 (Look At Face/Plane/Sketch) [se va vizualiza automa	at planul selectat, ZX1: $\downarrow^{\textcircled{0}}$ (vizualizare model
geometric): $\sqrt{20}$ (vizualizare model geometric): Tree 0	Dutline La Dutline Sketch/ Sketch2 J P Hide Sketch
(se mascheză celelalte schite).	
Generare linii dreptunghiulare	
Tree Outline Sketching Draw Rectangle	→ [se_marchează cu] coltul liniei drentunghiulare
într-un punct pe axa OX (apare simbolul de coincidentă	$\tilde{a}$ C) se deplasează indicatorul și se eliberează $\downarrow$ în
celălalt colt] (această succesiune se parcurge de trei ori	i, fig. a).
<u>Generare linii prin două puncte</u>	
Sketching Toolboxes Draw . I Line $\rightarrow$ [se selected]	ză cu perechi de puncte (apare simbolul de
coincidentă P)] (această succesiune se parcurge de patru	ru ori, inclusiv pentru punctele de pe axa X, fig. b).
f f	الم
ęę	<b>A</b>
ee	e
••••••••••••••••••••••••••••••••••••••	••••••••••••••••••••••••••••••••••••••
<i>a</i> .	<i>b</i> .



Generare modelului folosind simetria		
$\downarrow$ Tools $\rightarrow$ $\downarrow$ Symmetry $\rightarrow$ Details View, Details or	f Plane4 : $\downarrow$ Number of Planes $\rightarrow$ [se va selecta cu $\downarrow$ , 2],	
J	ane 🛶 Symmetry Plane1 🛶 📮 Apply 🚬 🖓 🛧 Plane4 🛶	
Symmetry Plan	he2 $\rightarrow$ $\downarrow$ Apply $\downarrow$ $\downarrow$ $\neq$ Generate (fig. b).	
	, e	
	h	
<i>a.</i>	0.	
	area modelui geometric	
$\square : \square \square (Save Project) \rightarrow \square \square \square (Close Design$	n Modeler).	
C.4. Mode	larea cu elemente finite	
C.4.1 Lansarea modulului de modelare cu e	lemente finite si setarea caracteristicilor geometrice si de	
	material	
Lansarea modulului de modelare cu elemente fir	<u>nite</u>	
$[ ] M $ , Project Schematic: $\Box $ Model $\rightarrow \Box $ Edit	→ [se lansează modulul <i>Mechanical [ANSYS Multiphysics</i> ].	
Introducerea grosimii plăcii și setarea caracteri	sticilor de material	
$\Box := \cdots \checkmark \square Geometry \rightarrow \Box ::: \checkmark \square Surface Body \rightarrow \square$	etails of "Surface Body", <b>Definition</b> Thickness $\rightarrow$ [se introduce	
valoarea, 1,5 mm]; Material : Assignment , Structur	(de obicei, când este un singur material această setare	
este implicita).		
Metric (mm, kg, N, s, mV, mA)		
C.4.2 Discretizarea model	ului geometric și setarea țipului analizei	
Setarea parametrilor de discretizare globală		
Mesh Details of "Mesh"	$\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}$	
Discretizare automată		
L, 🕬 Mesh → 🚽 🔰 Generate Mesh		
Setarea parametrilor analizei		
Cazul I (modelul de montaj)		
Outline: , , Analysis Settings → , Details of "Analysis Settings". I Step Controls: Number Of Steps → [se introduce]		
valoarea, 3] (un pas pentru fiecare mm de defo	rmare), $ \pm $ Solver Controls: Large Deflection $\rightarrow$ [se va selecta din	
listă cu ↓ <sup>On</sup> ] (neliniaritate de tip geometric).		
Cazul II (modelul de decuplare)	Constant and the second s	
Outline : , I, Analysis Settings →		
Details of "Analysis Settings" 🕀 Step Controls		
Number Of Steps $\rightarrow$ [se introduce valoarea, 28]		
(un pas pentru fiecare mm de deformare)		
$  \oplus  $ Solver Controls: Large Deflection $\rightarrow$ [se va		
selecta din listă cu , , , , , , , , , , , , , , , , , ,		

C.4.3 Modelarea constrângerilor

de tip geometric).



C.4.4 Modelarea încărcărilor		
Obs. Deoarece analiza cu elemente finite din această lucrare este de tip funcțional (se cunosc stările		
deformate în funcționare) și nu se cunosc forțele de încărcare se poate considera că deplasările impuse ca și		
constrângeri (v. subcap. de mai sus) sunt încărcări exterioare cu valori ale forțelor necunoscute, care urmează		
să fie determinate ca rezultate ale acestei analize.		
D. REZOLVAREA MODELULUI CU ELEMENTE FINITE		
D.1 Setarea criteriului de convergență pentru rezolvarea modelului neliniar geometric		
$\mathbf{M}$ , Outline: $\rightarrow \downarrow \pm - 2^{\mathbf{M}}$ Solution (A6) $\rightarrow \downarrow - 2^{\mathbf{M}}$ Solution Information, Details of "Solution Information",		
↓ $\blacksquare$ Solution Information : Jolution Output $\rightarrow$ [se va selecta din listă cu $\downarrow$ , $\downarrow$ Force Convergence] (se adoptă		
urmări convergența forței).		
D.1.2 Setarea rezultatelor		
<u>Setarea deplasării totale</u>		
$\bigcup_{\text{Outline}} : \sqcup_{\text{Outline}} : \square_{\text{Outline}} : \square_{\text$		
<u>Setarea tensiunii echivalente</u>		
$\Box = \square 2 \square$		
<u>Setarea tensiunii circumferențiale</u> (în direcție normală pe un plan de simetrie radial)		
Generarea sistemului de coordonate cilindric: Outline: $\Box \oplus \sqrt{k}$ Coordinate Systems $\rightarrow$ Coordinate Systems: $\Box \overset{\mathbb{R}}{\rightarrow}$		
→ Details of "Coordinate System.": $\square \boxdot$ Definition: $\square$ Type → [se va selecta din listă cu $\square \checkmark$ , $\square$ Cylindrical];		
$\exists \blacksquare$ Origin $\rightarrow \Box$ Define By [se va selecta din listă cu $\exists \blacksquare$ , $\Box$ Global Coordinates]; $\exists \blacksquare$ Principal Axis: $\Box$ Axis $\rightarrow$ [se		
va selecta din listă cu $\downarrow \checkmark$ , $\downarrow \uparrow \uparrow$ ]; $\downarrow \pm$ Orientation About Principal Axis : $\downarrow Axis \rightarrow$ [se va selecta din listă cu $\downarrow \checkmark$ ]		
, , , X].		
<u>Setarea tensiunii normale după axa Z a sistemului de coordonate cilindric generat</u>		
▼, _]Coordinate System].		
<u>Setarea erorii structurale</u>		
<u>Setarea forței de reacțiune</u> (în zonele cu deplasări impuse)		
$ \exists \exists Definition \to \exists Boundary Condition, [se va selecta din listă cu \exists din listă cu din listă c$		
$\downarrow$ Result Selection $\rightarrow$ [se va selecta din listă cu $\downarrow$ , $\downarrow$ Y Axis ].		
D.1.3 Lansarea modulului de rezolvare a modelului		
$\mathbf{M}_{\mathbf{A}}$ , Outline: $\mathbf{M}^{\pm}$ Solution (A6) $\mathbf{A}$ $\mathbf{A}$ Solve.		

## E. POSTPROCESAREA REZULTATELOR

E.1. Vizualizarea câmpului deplasărilor				
🔞 Outline ္ ၂ 🗄 ာာစြ Solution (A6) Total Deformation				
بالعقير (vizualizare axonometrică).				
$\downarrow \square \rightarrow$ [se selectează din listă $\downarrow \blacksquare$ , $\downarrow \square$ Smooth Contours] (vizualizarea contururilor netede).				
ا (vizualizarea structurii nedeformate ج 🕸 العامي المحتفي المحتف المحتفي المحتفي المحتف محتفي المحتفي المح محتفي المحتفي الم				
de tip wireframe).				
$\downarrow$ Result $\rightarrow$ [se selectează din listă cu $\downarrow$ , $\downarrow$ 1.0 (True Scale)] (selectarea scalării deplasării).				
$\downarrow$ Probe $\rightarrow$ [se marchează cu $\downarrow$ un punct din zona liniei de contact cu placa de presiune] (vizualizarea valorii				
într-un nod).				
Graph $\rightarrow \downarrow$ Animation $\blacktriangleright$ $\blacksquare$ (vizualizarea animației).				







## F. ANALIZA REZULTATELOR

F.1 Interpretarea rezultatelor		
În urma analizei rezultatelor obținute ca u	rmare a modelării și AEF (subcap. E.1, E.2, E.3 și E.5) se	
evidențiază următoarele:		
Cazul I (montaj)	Cazul II (decuplare)	
- Deplasarea totală maximă (subcap. E.1,	- Ca urmare a acțiunii rulmentului de presiune și deformării	
cazul I) de valoare 3,1709 mm din zona	elastice a lamelelor radiale se observă că zona exterioară a	
vârfului lamelei radiale este generată de	discului arcului se deplasează în sens opus cu aprox. 1	
deformarea discului la montaj; lamela	mm (subcap. E.1, cazul II, fig. a), se eliberează placa de	
radială rămâne nedeformată.	presiune și apare decuplarea; în fig. b (subcap. E.1, cazul	
- Tensiunea echivalentă maximă are	II) se evidențiază variația deplasării totale maxime (curba	
valoarea 4238,9 MPa în zona interioară	verde) și variația deplasării totale minime (curba roșie).	
(comprimată) a discului de la mijlocul	- Tensiunea echivalentă maximă are valori maxime	
alveolei (subcap. E.2, cazul I); această	(<5126,9 MPa) în zonele de racordare a lamelei și de	
valoare evidențiază funcționare în	acțiune a rulmentului de presiune (subcap. E.2, cazul II,	
domeniul elasto-plasitc.	fig. a); aceste tensiuni apar consecință a deplasării impusă	
- Vizualizarea tensiunii circumferențiale	a rulmentului de presiune cu valori nereale (30 mm);	
(normală pe planul radial; subcap. E.3,	pentru cursa reală (aprox. 1015 mm) tensiunea	
cazul I), evidențiază valori mărite	echivalentă maximă are valori (aprox. 2000 MPa, subcap.	
pozitive și negative (+ 954,25; -4514,5	E.2, cazul II, fig. b) acceptabile la proiectare	
MPa) în zonele exterioare (tracțiune	- Tensiunile circumferențiale de pe fețele superioară și	
circumferențială) și respectiv interioare	inferioară ale discului sunt cvasiegale (4954,1 MPa și,	
(compresiune circumferențială); valoarea	respectiv, 4931,5 MPa; subcap. E.3, cazul II, fig.a, b);	
maximă din zona comprimată muchia de	aceste valori apar în zona liniei de acțiune a deplasării	
sus din zona interioară evidențiază	impusă rulmentului de presiune care induce singularitate	
funcționarea în domeniul elasto-plastic.	de tensiune; în zona de racordare a lamelei la disc apar	
- Forța de reacțiune în zona deplasării	tensiuni mult reduse (< 1500 MPa, subcap. E.3, cazul II,	

impuse la montaj de -0,6 mm în trei pași		fig.a); consecință a deformării lamelelor în disc valorile
de - 0,2 mm (contorizați impropriu în		tensiunilor echivalente de montaj (subcap. E.2, fig. a) în
cuante de timp [s]; subcap. E.4, cazul I,		zona comprimată superioară cresc (aprox. 1375,5 MPa).
fig. b, c) are valoarea maximă, 1377 N;	-	Forțele de reacțiune care apar în zonele cu deplasări
această valoare multiplicată cu dublul		impuse (în zona de rezemare pe inelele toroidale (subcap.
numărulului de lamele determină forța		A.2, fig. a,d,e), la montaj și decuplare, și de rezemare pe
maximă de apăsare plăcii de presiune 3		rulmentul de presiune, la decuplare) au valorile maxime
pe discul 2 consecință a strângerii		1059,7 N și, respectiv, - 227,32 N (subcap. E.5, cazul II,
şuruburilor 8 (subcap. A.2, cazul I, fig.		fig.a, c; pentru calculele de proiectare a subsistemului de
a,d,e); valoarea obținută se folosește și		debreiere, rulmentului de presiune și a subansamblului de
pentru calculul asamblărilor filetate ale		presiuni se vor adopta valorile acestor forțe conform cursei
şuruburilor 8.		reale de decuplare (aprox. 1012 mm, subcap. E.5, cazul
		II, fig.b, d).

#### F.2 Analiza preciziei și convergenței rezolvării modelelor neliniare

În urma analizei rezultatelor obținute, legate de precizie și convergență, ca urmare a modelării și AEF (subcap. E.4 și E.6) se evidențiază următoarele:

	Cazul I (montaj)		Cazul II (decuplare)
-	Valoarea maximă a erorii structurale	I	Eroarea structurală are valoarea mărită (5,0837 mJ, subcap.
	(2,1931mJ, subcap. E.4, cazul I) chiar		E.4, a, b) în zona de acțiune a rulmentului de presiune,
	în zona tensiunii echivalente maxime		modelată cu deplasare impusă asociată unei linii (situație
	evidențiază erori mărite ale valorii		teoretică), unde apar și valori mult mărite ale tensiunii
	acesteia; pentru reducerea erorilor se		echivalente (singularitate de tensiune); aceste valori nu se
	va realiza o rediscretizare cu finețe mai		iau în considerare pentru proiectare; pentru evitarea
	mare în această zonă și se va reface		singularității se reface modelul considerând deplasarea
	analiza		impusă asociată unei suprafețe de contact sau chiar
-	Convergența soluției modelului neliniar		considerând contactul direct dintre lamelă și inelul
	asociat discului se face în 6 pași		rulmentului de presiune (situație mult apropiată de realitate).
	(subcap. E.6, cazul I); se observă din	-	Convergența soluției modelului neliniar asociat lamelei se
	fig. c (subcap. E.5) că dependența forță		face în 56 de pași (subcap. E.6, cazul II); se observă din fig.
	deplasare este cvasiliniară (deplasările		b (subcap. E.5, cazul II) că dependența forță deplasare este
	sunt mici).		cu neliniaritate (deplasările sunt mari).

#### G. CONCLUZII

Modelarea și analiza cu elemente finite din această lucrare s-au realizat și *cu scop didactic* urmărind *inițierea utilizatorului* cu etapele principale de dezvoltare a unei aplicații de AEF în ANSYS Workbench, în care se insistă, cu precădere, pe modelarea și analiza unui element elastic neliniar de tip diafragmă cu deplasări mari impuse.

Modelul de AEF adoptat are două stări funcționale suprapuse – montajul și decuplarea cu comportări cvasiliniară și, respectiv, neliniară – și evidențiază că în zona de acțiune (deplasare impusă) a rulmentului de presiune valori mărite ale *erorii structurale (singularitate de tensiune)*.

Ca urmare a rezolvării modelului neliniar cu elemente finite adoptând metoda convergenței forței s-au obținut rezultate cu precizie mărită, valorile parametrilor obținuți (deplasări, tensiuni, forțe) fiind utile pentru proiectarea elementului elastic diafragmă precum și a elementelor învecinate acestuia în cadrul subansamblului ambreiajului.