

Colecția
ORIZONTURI TEHNICE

ISBN 978-606-631-071-0

DORIAN NEDELCU, TIBERIU MĂNESCU • APLICAȚII DE REZISTENȚA MATERIALELOR
CALCULATE CU SOLIDWORKS SIMULATION

DORIAN NEDELCU TIBERIU MĂNESCU

APLICAȚII DE REZISTENȚA MATERIALELOR CALCULATE CU SOLIDWORKS SIMULATION

Colecția
ORIZONTURI TEHNICE
Editura
EFTIMIE MURGU Reșița
2018

DORIAN NEDELCU

TIBERIU MĂNESCU

**APLICAȚII DE REZISTENȚA MATERIALELOR
CALCULATE CU SOLIDWORKS SIMULATION**

Contribuția autorilor a fost următoarea:

Dorian Nedelcu:

- coordonare generală a lucrării;
- rezolvarea în comun a tuturor aplicațiilor în SolidWorks;
- tehnoredactare computerizată a cap. 1 - &1.1 ÷ &1.3;
- tehnoredactare computerizată a cap. 2 - &2.1 ÷ &2.2;
- tehnoredactare computerizată a cap. 3 - &3.1 ÷ &3.3;
- tehnoredactare computerizată a cap. 3 – &3.9 ÷ &3.10;
- tehnoredactare computerizată a cap. 4;
- tehnoredactare computerizată a cap. 5.

Tiberiu Mănescu:

- rezolvarea în comun a tuturor aplicațiilor în SolidWorks
- tehnoredactare computerizată a cap. 1 - &1.4 ÷ &1.6;
- tehnoredactare computerizată a cap. 2 - &2.3 ÷ &2.15;
- tehnoredactare computerizată a cap. 3 - &3.4 ÷ &3.8.

Dorian Nedelcu Tiberiu Mănescu

Aplicații de rezistență materialelor calculate cu SolidWorks Simulation

**Editura Eftimie Murgu
Reșița, 2018**

Referent științific: **Prof.univ.dr.ing. Liviu Marșavina**

**Descrierea CIP a Bibliotecii Naționale a României
NEDELCU, DORIAN**

**Aplicații de rezistență materialelor calculate cu SolidWorks
Simulation / Dorian Nedelcu, Tiberiu Mănescu.** - Reșița : Editura
Eftimie Murgu, 2018

Conține bibliografie

ISBN 978-606-631-071-0

I. Mănescu, Tiberiu

004

539.4

Tehnoredactare computerizată:

Dorian NEDELCU

Tiberiu MĂNESCU

Editura Eftimie Murgu, 2018

Adresa:

Piața Traian Vuia nr. 1-4, 320085, Reșița

Tel.0255-210227, Fax: 0255-210230

Tipar:

Tipografia Universității „Eftimie Murgu” Reșița

Piața Traian Vuia nr.1- 4, 320085, Reșița

Tel.0730 583036

ISBN 978-606-631-071-0

PREFATĂ

Lucrarea își propune să investigheze acuratețea rezultatelor oferite de SolidWorks Simulation prin comparație cu rezultate calculate analitic, pentru diferite domenii ale rezistenței materialelor: centre de greutate și momente de inerție, diagrame de eforturi în bare drepte, curbe și cotite, întindere și compresiune, solicitări compuse, flambaj. Aplicațiile selectate au fost preluate din lucrări de referință, pentru fiecare aplicație fiind prezentate considerente teoretice și rezultate calculate analitic, urmate de prezentarea tuturor elementelor de calcul din SolidWorks Simulation (geometrie, materiale, restrângeri, încărcări aplicate, discretizare, rezultate finale) și de o comparație a rezultatelor. De aceea au fost abordate probleme clasice de rezistență, la care există relații analitice care să conducă la soluții comparabile cu cele generate în SolidWorks Simulation.

Pentru unele aplicații s-au analizat în SolidWorks Simulation mai multe variante de calcul, prin modificări ale condițiilor aplicate modelului, cum ar fi, de exemplu, modul de discretizare. Gradul de complexitate al aplicațiilor crește gradual pe măsura parcurgerii lucrării.

Capitolul 1, „*Centre de greutate și momente de inerție*”, cuprinde 6 aplicații, dintre care 4 se referă la calculul centrelor de greutate, iar 2 se referă la momente de inerție. Chiar dacă aceste caracteristici geometrice se calculează numai în mediul SolidWorks, fără apel la modulul Simulation, ele sunt indispensabile în calculul analitic, motiv pentru care s-a considerat necesară includerea lor în prezenta lucrare.

Capitolul 2, „*Diagrame de eforturi în bare drepte, cotite și curbe*”, cuprinde aplicații specifice referitoare la diagrame de eforturi în bare drepte, cotite și curbe. Capitolul debutează cu un paragraf referitor la considerente teoretice referitoare la diagrame de eforturi specifice mediului SolidWorks Simulation. În continuare sunt prezentate 14 aplicații, dintre care 11 pentru bare drepte respectiv 3 pentru bare cotite. Aplicațiile se finalizează prin tabele de comparație între rezultatele analitice și cele obținute în SolidWorks Simulation.

Capitolul 3, „*Întindere și compresiune*”, cuprinde aplicații specifice de întindere și compresiune, exemplificate printr-un număr de 11 aplicații.

Capitolul 4, „*Solicitari compuse*”, abordează probleme mai complexe pe un număr de 15 aplicații, în care eforturile dezvoltă atât tensiuni normale, cât și tensiuni tangențiale.

Capitolul 5, „*Flambaj*”, este rezervat solicitării de flambaj. După expunerea unor considerente teoretice referitoare la flambaj și a metodelor analitice de rezolvare a problemelor de flambaj, se prezintă noțiuni referitoare la analiza de flambaj și etape de rezolvare a problemelor de flambaj în SolidWorks Simulation, respectiv moduri de aplicare a restrângerilor în analiza de flambaj. În continuare se rezolvă un număr de 16 aplicații de flambaj, dintre care una pentru o bară cu secțiune profil „I”, 10 aplicații pentru bare cu secțiune dreptunghiulară și 5 pentru bare cu secțiune inelară.

Lucrarea se încheie prin capitolul de referințe bibliografice.

Lucrarea se adresează studenților care studiază metoda elementelor finite, accentul fiind însă pus nu pe partea teoretică, ci pe aplicații concrete rezolvate în SolidWorks Simulation. Prin parcursarea acestor aplicații, studentul poate asimila rapid modalitatea de operare a programului și își poate extinde cunoștințele dobândite la disciplina rezistența materialelor.

Adresăm cordiale mulțumiri prof.univ.dr.ing. Liviu Marsavina, www.marsavina.ro/, șeful Catedrei de Rezistență Materialelor de la Universitatea Politehnica Timișoara, pentru amabilitatea de a recenza lucrarea.

Fiind conștienți că orice proiect este susceptibil de îmbunătățiri, la adresele de e-mail d.nedelcu@uem.ro și manescu.tiberiu@gmail.com aşteptăm sugestii și comentarii referitoare la lucrare.

Reșița, octombrie 2018.

Dorian Nedelcu

Prof.univ.dr.ing.

Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița

d.nedelcu@uem.ro

Tiberiu Mănescu

Şef lucrări dr.habil. ing.

Universitatea „Aurel Vlaicu” din Arad

manescu.tiberiu@gmail.com

CUPRINS

| | |
|---|------------|
| PREFĂTĂ..... | 5 |
| CUPRINS..... | 7 |
| Cap. 1 CENTRE DE GREUTATE ȘI MOMENTE DE INERȚIE..... | 9 |
| 1.1 Aplicația 1..... | 9 |
| 1.2 Aplicația 2..... | 11 |
| 1.3 Aplicația 3..... | 12 |
| 1.4 Aplicația 4..... | 15 |
| 1.5 Aplicația 5..... | 17 |
| 1.6 Aplicația 6..... | 18 |
| Cap. 2 DIAGRAME DE EFORTURI..... | 20 |
| 2.1 Considerente teoretice referitoare la diagrame de eforturi..... | 20 |
| 2.2 Aplicația 1..... | 27 |
| 2.3 Aplicația 2..... | 37 |
| 2.4 Aplicația 3..... | 41 |
| 2.5 Aplicația 4..... | 44 |
| 2.6 Aplicația 5..... | 47 |
| 2.7 Aplicația 6..... | 51 |
| 2.8 Aplicația 7..... | 54 |
| 2.9 Aplicația 8..... | 57 |
| 2.10 Aplicația 9..... | 60 |
| 2.11 Aplicația 10..... | 63 |
| 2.12 Aplicația 11..... | 66 |
| 2.13 Aplicația 12..... | 70 |
| 2.14 Aplicația 13..... | 74 |
| 2.15 Aplicația 14..... | 78 |
| Cap. 3 ÎNTINDERE ȘI COMPRESIUNE..... | 83 |
| 3.1 Aplicația 1..... | 83 |
| 3.2 Aplicația 2..... | 87 |
| 3.3 Aplicația 3..... | 91 |
| 3.4 Aplicația 4..... | 97 |
| 3.5 Aplicația 5..... | 100 |
| 3.6 Aplicația 6..... | 102 |
| 3.7 Aplicația 7..... | 105 |
| 3.8 Aplicația 8..... | 108 |
| 3.9 Aplicația 9..... | 111 |
| 3.10 Aplicația 10..... | 117 |
| Cap. 4 SOLICITĂRI COMPUSE..... | 126 |
| 4.1 Aplicația 1..... | 126 |
| 4.2 Aplicația 2..... | 131 |
| 4.3 Aplicația 3..... | 134 |

| | |
|--|------------|
| 4.4 Aplicația 4..... | 142 |
| 4.5 Aplicația 5..... | 145 |
| 4.6 Aplicația 6..... | 151 |
| 4.7 Aplicația 7..... | 156 |
| 4.8 Aplicația 8..... | 161 |
| 4.9 Aplicația 9..... | 165 |
| 4.10 Aplicația 10..... | 167 |
| 4.11 Aplicația 11..... | 174 |
| 4.12 Aplicația 12..... | 180 |
| 4.13 Aplicația 13..... | 182 |
| 4.14 Aplicația 14..... | 184 |
| 4.15 Aplicația 15..... | 187 |
| Cap.5 FLAMBAJ..... | 191 |
| 5.1 Considerente teoretice referitoare la flambaj..... | 191 |
| 5.2 Metoda analitică de rezolvare a problemelor de flambaj..... | 194 |
| 5.3 Analiza lineară de flambaj în SolidWorks..... | 196 |
| 5.4 Etape ale analizei lineare de flambaj în SolidWorks..... | 198 |
| 5.5 Moduri de aplicare a restrângerilor în analiza de flambaj în SolidWorks..... | 199 |
| 5.6 Calcule de flambaj pentru o bară cu secțiune profil „I” | 202 |
| 5.7 Calcule de flambaj pentru bare cu secțiune dreptunghiulară..... | 205 |
| 5.7.1 Cazuri de analiză pentru bare cu secțiune dreptunghiulară.... | 205 |
| 5.7.2 Caz 3A - Bară articulată la ambele capete..... | 211 |
| 5.7.3 Caz 6A - Bară articulată la ambele capete..... | 212 |
| 5.7.4 Caz 7A - Bară articulată la ambele capete..... | 213 |
| 5.7.5 Caz 8Ba - Bară încastrată la ambele capete..... | 215 |
| 5.7.6 Caz 1C - Bară încastrată la un capăt și liberă la celălalt..... | 218 |
| 5.7.7 Caz 6C - Bară încastrată la un capăt și liberă la celălalt..... | 220 |
| 5.7.8 Caz 9C - Bară încastrată la un capăt și articulată la celălalt.. | 220 |
| 5.7.9 Caz 9D - Bară încastrată la un capăt și liberă la celălalt..... | 223 |
| 5.7.10 Concluzii referitoare la flambajul barelor de secțiune dreptunghiulară..... | 224 |
| 5.8 Calcule de flambaj pentru bare cu secțiune inelară..... | 225 |
| 5.8.1 Caz 5 - Bară încastrată la un capăt și liberă la celălalt..... | 225 |
| 5.8.2 Caz 4 - Bară încastrată la un capăt și articulată la celălalt.... | 227 |
| 5.8.3 Caz 3 - Bară încastrată la ambele capete..... | 227 |
| 5.8.4 Caz 1 - Bară articulată ambele capete..... | 230 |
| 5.8.5 Concluzii referitoare la flambajul barelor de secțiune inelară. | 232 |
| BIBLIOGRAFIE..... | 233 |

Capitolul 1

CENTRE DE GREUTATE ȘI MOMENTE DE INERTIE

1.1 Aplicația 1

Pentru bara omogenă de secțiune rectangulară $0,5 \times 0,5$ mm din [figura 1.1.1](#) [3]/pag. 86 să se determine poziția centrului de greutate. Considerand valoarea $a=1$ rezultă coordonatele centrului de greutate: $Y_G=1,142$ respectiv $Z_G=1,285$, calculate după formulele din figură.

- Click New  (Standard toolbar).
- Dublu click pe icoana Part în fereastra de dialog New SolidWorks Document.
- Click Save  (Standard toolbar).
- În câmpul File name al ferestrei de dialog Save As, se va completa numele fișierului: **Aplicația 1**.
- Click Save.
- În planul Right se va crea schița din [figura 1.1.2](#), originea fiind în punctul „O”, similar cu originea din [figura 1.1.1](#).
- În planul Front, cu comanda Center Rectangle, se va crea schița din [figura 1.1.3](#), care conține pătratul $0,5 \times 0,5$ cu originea în punctul „O” al primei schițe.
- Cu comanda Sweep Boss/Base se va crea geometria 3D din [figura 1.1.4](#).

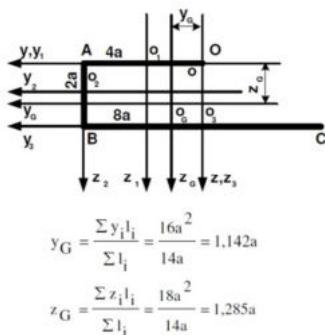


Fig. 1.1.1 Geometria aplicației 1

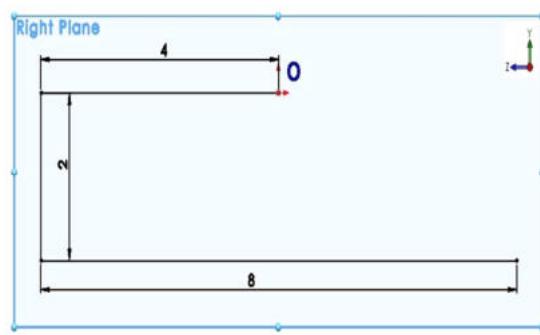


Fig. 1.1.2 Prima schiță a aplicatiei 1

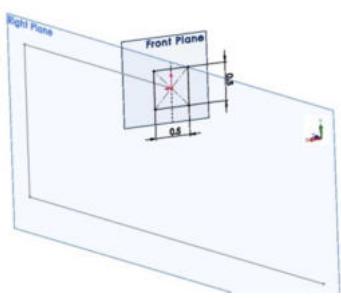


Fig. 1.1.3 A două schiță a aplicării 1

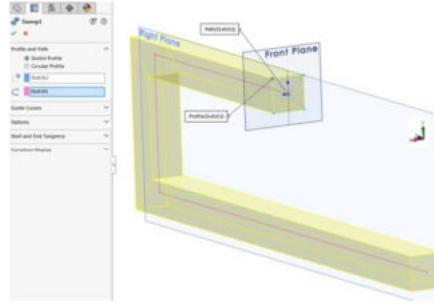


Fig. 1.1.4 Crearea geometriei 3D a aplicării 1

- Cu comanda **Insert > Reference Geometry > Center of Mass** se va afișa poziția centrului de greutate din figura 1.1.5.
- Cu comanda **Mass Properties** din caseta **Evaluate** se vor afișa coordonatele centrului de greutate în fereastra din figura 1.1.5.
- Cu comanda **File > Make drawing from part** se genera desenul de execuție din figura 1.1.6, unde poziția centrului de greutate se va afișa prin succesiunea:

 - **Insert > Model Items**
 - În **Model Items PropertyManager**, din zona **Reference Geometry** se va selecta **Center of Mass**
 - **View > Display > Center of mass**, pentru vizualizarea simbolului centrului de greutate.

- Compararea valorilor coordonatelor centrului de greutate calculate clasic și cu SolidWorks este prezentată în tabelul 1.1.1.

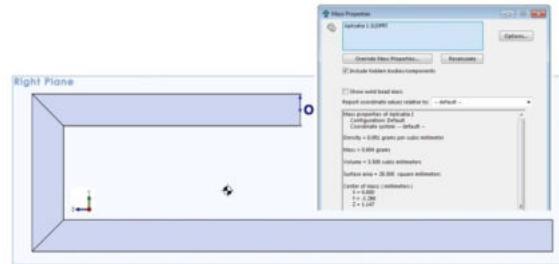


Fig. 1.1.5 Geometria 3D și poziția centrului de greutate a aplicării 1

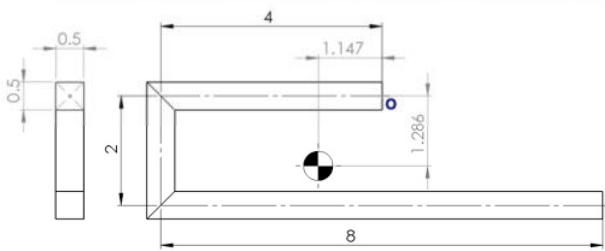


Fig. 1.1.6 Cotarea și afișarea poziției centrului de greutate a aplicării 1

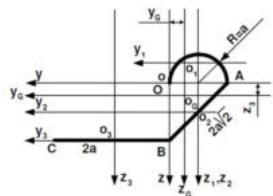
Tabel 1.1.1

| Parametru | Solid Works | Calcul analitic |
|---|--------------------------|--|
| Centru de greutate în raport cu originea „O” | Figura Y_G Z_G | figura 1.1.5 / 1.1.6 1,147 1,286 |
| | | figura 1.1.1 1,142 1,285 |

1.2 Aplicația 2

Pentru bara omogenă de secțiune circulară cu diametru 10 mm din figura 1.2.1 [3]/pag. 87/88 să se determine poziția centrului de greutate. Considerând valoarea $a=40$ mm rezultă coordonatele centrului de greutate: $Y_G = -0,49a = -19,6$ mm respectiv $Z_G = 0,6a = 24$ mm, calculate după formulele din figură.

- Se va crea un nou fișier de tip „Part” și se va salva sub numele: **Aplicația 2**.
- În planul **Right** se va crea schița din figura 1.2.2, originea fiind în punctul „O”, similar cu originea din figura 1.2.1.
- În planul **Top**, cu comanda **Circle**, se va crea schița din figura 1.2.3, care conține cercul $\Phi 10$ mm cu originea în punctul „O” al primei schițe.
- Cu comanda **Sweep Boss/Base** se va crea geometria 3D din figura 1.2.4.



$$y_G = \frac{\sum y_i l_i}{\sum l_i} = \frac{-3,96a^2}{7,96a} = -0,49a$$

$$z_G = \frac{\sum z_i l_i}{\sum l_i} = \frac{4,82a^2}{7,96a} = 0,6a$$

Fig. 1.2.1 Geometria aplicației 2

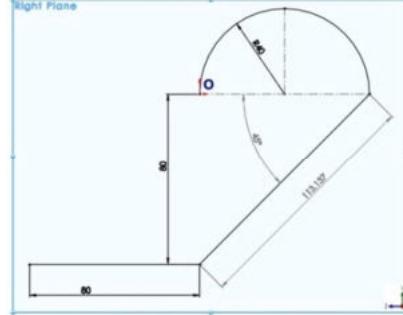


Fig. 1.2.2 Prima schiță a aplicației 2

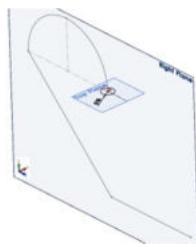


Fig. 1.2.3 A doua schiță a aplicației 2

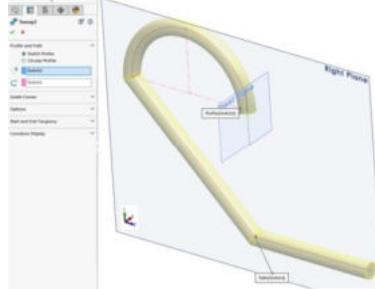


Fig. 1.2.4 Comanda SWEEP

- Cu comanda **Insert > Reference Geometry > Center of Mass** se va afișa poziția centrului de greutate din [figura 1.2.5](#).
- Cu comanda **Mass Properties** din caseta **Evaluate** se vor afișa coordonatele centrului de greutate în fereastra din [figura 1.2.5](#).
- Cu comanda **File > Make drawing from part** se va genera desenul de execuție din [figura 1.2.6](#), unde poziția centrului de greutate se va afișa prin succesiunea:
 - **Insert > Model Items**
 - În **Model Items PropertyManager**, din zona **Reference Geometry** se va selecta **Center of Mass** .
 - **View > Display > Center of mass**, pentru vizualizarea simbolului centrului de greutate.
- Comparația valorilor coordonatelor centrului de greutate calculate clasic și cu SolidWorks este prezentată în [tabelul 1.2.1](#).



Fig. 1.2.5 Geometria 3D și poziția centrului de greutate a aplicației 2

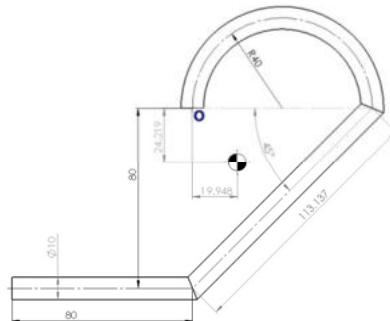


Fig. 1.2.6 Cotarea și afișarea pozitiei centrului de greutate a aplicației 2

Tabel 1.2.1

| Parametru | Solid Works | Calcul analitic |
|---|-------------|--------------------------------------|
| Centru de greutate în raport cu originea „O” | Figura | figura 1.2.5 / 1.2.6 |
| | Y_G | 19,948 |
| | Z_G | 24,219 |

1.3 Aplicația 3

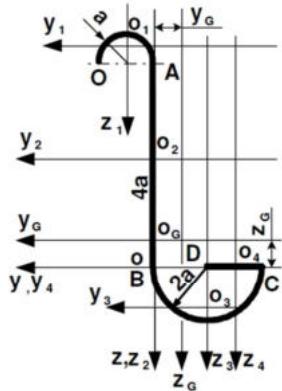
Pentru bara omogenă de secțiune circulară cu diametru 20 mm din [figura 1.3.1](#) [3]/pag. 89/90 să se determine poziția centrului de greutate. Considerând

valoarea $a=40$ mm rezultă coordonatele centrului de greutate: $Y_G = -a = -40$ mm respectiv $Z_G = 0,94a = 37,6$ mm, calculate după formulele din figură.

- Se va crea un nou fișier de tip „Part” și se va salva sub numele: **Aplicația 3**.
- În planul **Right** se va crea schița din [figura 1.3.2](#), originea fiind în punctul „O”.
- În planul **Top**, cu comanda **Circle**, se va crea schița din [figura 1.3.3](#), care conține cercul $\Phi 20$ mm cu originea în punctul „O” al primei schițe.
- Cu comanda **Sweep Boss/Base** se va crea geometria 3D din [figura 1.3.4](#).
- Cu comanda **Insert > Reference Geometry > Center of Mass** se va afișa poziția centrului de greutate din [figura 1.3.5](#).
- Cu comanda **Mass Properties** din caseta **Evaluate** se vor afișa coordonatele centrului de greutate în fereastra din [figura 1.3.6](#).
- Cu comanda **File > Make drawing from part** se va genera desenul de execuție din [figura 1.3.7](#), unde poziția centrului de greutate se va afișa prin succesiunea:

 - **Insert > Model Items**
 - În **Model Items PropertyManager**, din zona **Reference Geometry** se va selecta **Center of Mass** .
 - **View > Display > Center of mass**, pentru vizualizarea simbolului centrului de greutate.

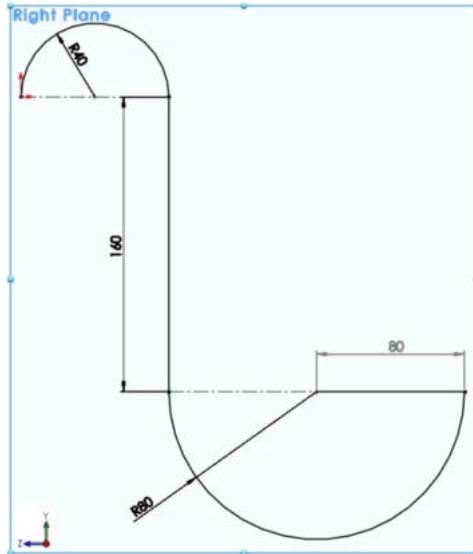
- Compararea valorilor coordonatelor centrului de greutate calculate clasic și cu SolidWorks este prezentată în [tabelul 1.3.1](#).



$$y_G = \frac{\sum y_i l_i}{\sum l_i} = \frac{-15.42a^2}{15.42a} = -a$$

$$z_G = \frac{\sum z_i l_i}{\sum l_i} = \frac{-14.56a^2}{15.42a} = -0.94a$$

[Fig. 1.3.1 Geometria aplicației 3](#)



[Fig. 1.3.2 Prima schiță a aplicației 3](#)

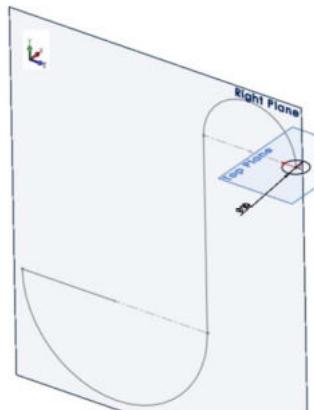


Fig. 1.3.3 A două schiță a aplicației 3

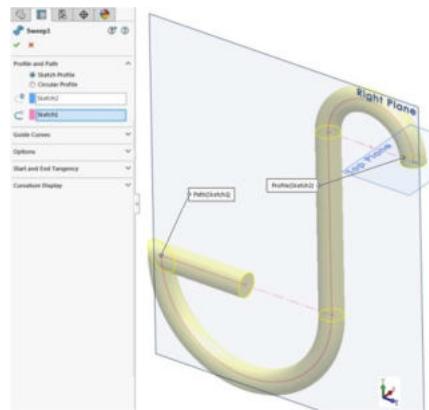


Fig. 1.3.4 Crearea geometriei 3D a aplicației 3

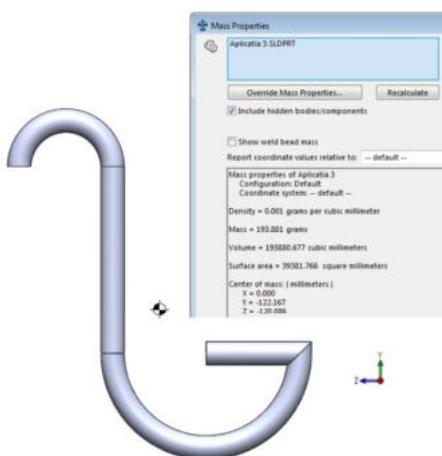


Fig. 1.3.5 Geometria 3D și poziția centrului de greutate a aplicației 3

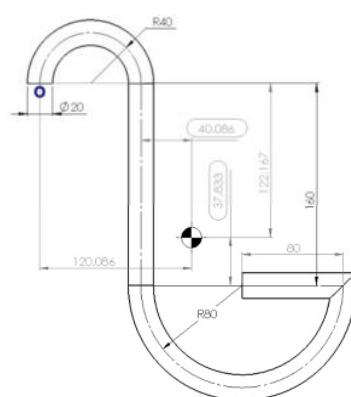


Fig. 1.3.6 Cotarea și afișarea poziției centrului de greutate a aplicației 3

Tabel 1.3.1

| Parametru | | Solid Works | | | | Calcul analitic |
|--------------------|--------|---------------------------|---------|---------------------------|--------|-----------------|
| Centru de greutate | Figura | figura 1.3.5 / 1.3.6 | | | | figura 1.3.1 |
| | Y_G | În raport cu originea „O” | 120.086 | Conform cotării problemei | 40.086 | -40 |
| | Z_G | | 122.167 | | 37.833 | -37.60 |

1.4 Aplicația 4

Pentru geometria din figura 1.4.1 [3]/pag. 94 să se determine poziția centrului de greutate. Considerând valoarea $a=50$ mm rezultă coordonatele centrului de greutate: $Y_G = 0$ respectiv $Z_G = -0,316a = -15,8$ mm, calculate după formulele din figură.

- Se va crea un nou fișier de tip „Part” și se va salva sub numele: **Aplicația 4**.
- În planul **Right** se va crea schița din figura 1.4.2, originea fiind în centrul cercului.
- Cu comanda **Extruded Boss/Base** se va crea geometria 3D din figura 1.4.3.
- Cu comanda **Insert > Reference Geometry > Center of Mass** se va afișa poziția centrului de greutate din figura 1.4.4.
- Cu comanda **Mass Properties** din caseta **Evaluate** se vor afișa coordonatele centrului de greutate în fereastra din figura 1.4.4.
- Cu comanda **File > Make drawing from part** se va genera desenul de execuție din figura 1.4.5, unde poziția centrului de greutate se va afișa prin succesiunea:

 - **Insert > Model Items**
 - În **Model Items PropertyManager**, din zona **Reference Geometry** se va selecta **Center of Mass** .
 - **View > Display > Center of mass**, pentru vizualizare simbolului centrului de greutate.

- Compararea valorilor coordonatelor centrului de greutate calculate clasic și cu SolidWorks este prezentată în tabelul 1.4.1.

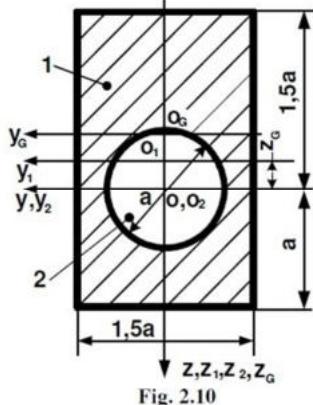


Fig. 2.10

$$y_G = \frac{\sum y_i A_i}{\sum A_i} = 0$$

$$z_G = \frac{\sum z_i A_i}{\sum A_i} = \frac{-0,94a^3}{2,97a^2} = -0,316a$$



Fig. 1.4.2 Schița aplicației 4

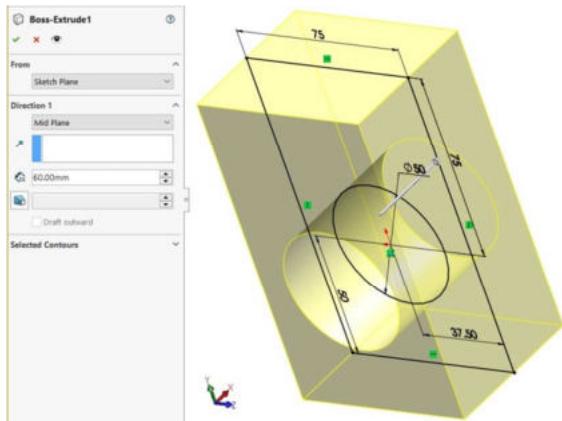


Fig. 1.4.3 Crearea geometriei 3D a aplicației 4

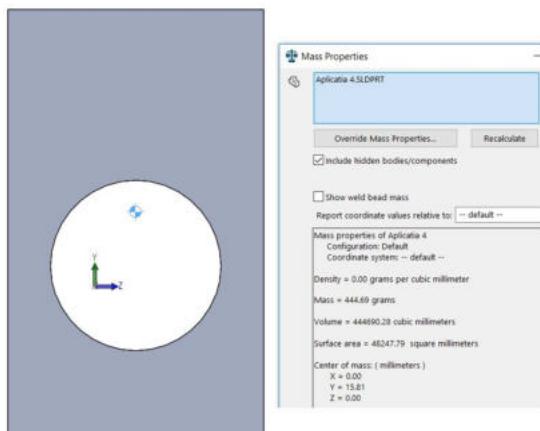


Fig. 1.4.4 Geometria 3D și poziția centrului de greutate a aplicației 4

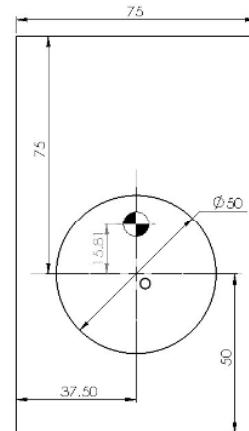


Fig. 1.4.5 Cotarea și afișarea poziției centrului de greutate a aplicației 4

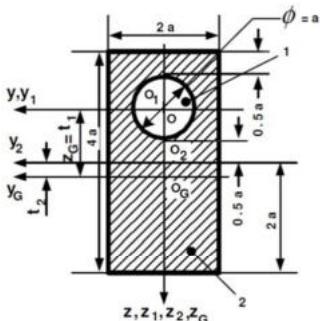
Tabel 1.4.1

| Parametru | Solid Works | Calcul analitic |
|---|-----------------------------|-----------------|
| Centru de greutate în raport cu originea „O” | Figura figura 1.4.4 / 1.4.5 | figura 1.4.1 |
| Y_G | 0 | 0 |
| Z_G | 15,81 | 15,8 |

1.5 Aplicația 5

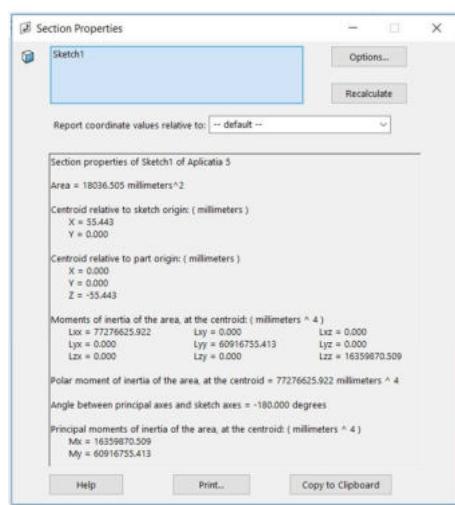
Pentru geometria din [figura 1.5.1](#) [3]/pag. 100 să se determine momentele de inerție. Considerând valoarea $a=50$ mm rezultă momentele de inerție $I_y=9,746 \cdot a^4 = 60912500 \text{ mm}^4$, $I_z=2,61 \cdot a^4 = 16312500 \text{ mm}^4$, calculate după formulele din figură.

- Se va crea un nou fișier de tip „Part” și se va salva sub numele: **Aplicația 5**.
- În planul **Right** se va crea schița din [figura 1.5.3](#), originea fiind în centrul cercului.
- Cu comanda **Section Properties** din caseta **Evaluate** se vor afișa coordonatele centrului de greutate și momentele de inerție în fereastra din [figura 1.5.2](#).
- Compararea valorilor momentelor de inerție calculate clasice și cu SolidWorks este prezentată în [tabelul 1.5.1](#).



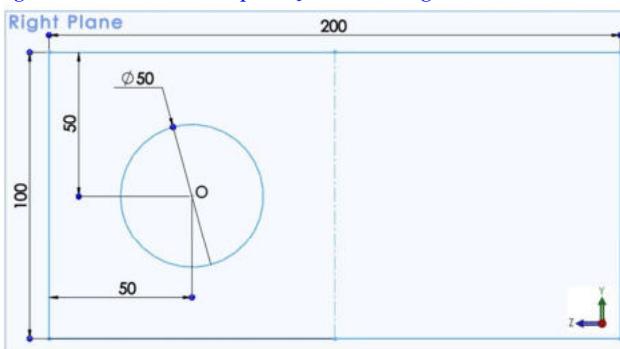
$$I_y = -\frac{\pi a^4}{64} + \frac{32a^4}{3} + (1,11a)^2 \left(-\frac{\pi a^2}{4} \right) + (0,11a)^2 8a^2 = 9,746a^4$$

$$I_z = -\frac{\pi a^4}{64} + \frac{8a^4}{3} = 2,61a^4$$



[Fig. 1.5.1 Geometria aplicației 5](#)

[Fig. 1.5.2 Momente de inerție ale aplicației 5](#)



[Fig. 1.5.3 Schița aplicației 5](#)

Tabel 1.5.1

| Parametru | Solid Works | Calcul analitic |
|---|-------------|------------------------------|
| Momente de inerție în raport cu originea „O” | Figura | figura 1.5.2 |
| | I_y | 60916755 |
| | I_z | 16359870 |

1.6 Aplicația 6

Pentru geometria din [figura 1.6.1](#) [3]/pag. 108 să se determine momentele de inerție. Considerând dimensiunile din figură, rezultă momentele de inerție $I_y=130890000 \text{ mm}^4$, $I_z=128770000 \text{ mm}^4$, calculate după formulele din aceeași figură.

- Se va crea un nou fișier de tip „Part” și se va salva sub numele: **Aplicația 6**.
- În planul **Right** se va crea schița din [figura 1.6.3](#), originea fiind la intersecția diagonalelor dreptunghiului.
- Cu comanda **Section Properties** din caseta **Evaluate** se vor afișa coordonatele centrului de greutate și momentele de inerție în fereastra din [figura 1.6.2](#).
- Comparația valorilor momentelor de inerție calculate clasice și cu SolidWorks este prezentată în [tabelul 1.6.1](#).

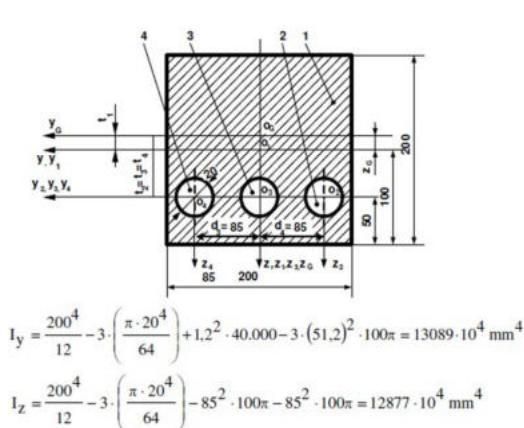


Fig. 1.6.1 Geometria aplicației 6

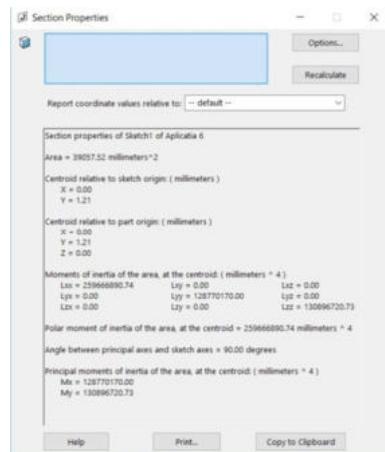


Fig. 1.6.2 Momente de inerție ale aplicației 6

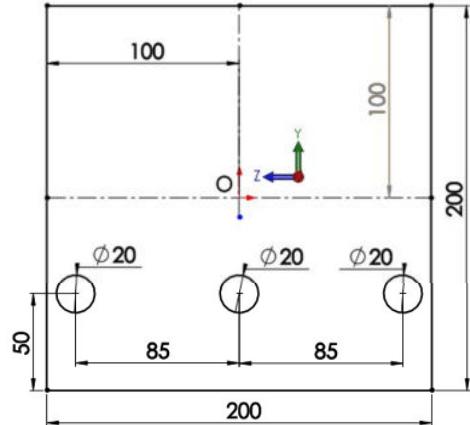


Fig. 1.6.3 Schița aplicației 6

Tabel 1.6.1

| Parametru | | Solid Works | Calcul analitic |
|---|--------|--------------------------------------|------------------------------|
| Momente de inerție în raport cu originea „O” | Figura | figura 1.6.2 / 1.6.3 | figura 1.6.1 |
| | I_y | 130896720 | 130890000 |
| | I_z | 128770170 | 128770000 |

Capitolul 2

DIAGRAAME DE EFORTURI

2.1 Considerante teoretice referitoare la diagrame de eforturi

În SolidWorks Simulation structurile pot fi simplificate sub forma elementelor de tip grindă (**beam**), pentru a reduce resursele hardware necesare obținerii rezultatelor, în condițiile obținerii rezultatelor la aceeași precizie cu metodele clasice de rezolvare din rezistența materialelor. Condiția necesară care trebuie însă îndeplinită este ca lungimea grinzi să fie de cel puțin 10 ori mai mare decât dimensiunea maximă a secțiunii grinzi. Deci, o grindă (**beam**) este o structură tridimensională la care lungimea este mult mai mare decât dimensiunile secțiunii și a cărei axă de referință este definită prin linia care unește centrele secțiunilor. Elementele de tip grindă pot fi utilizate pentru studii de analiză statică lineară / nelineară, de frecvențe proprii și de flambaj.

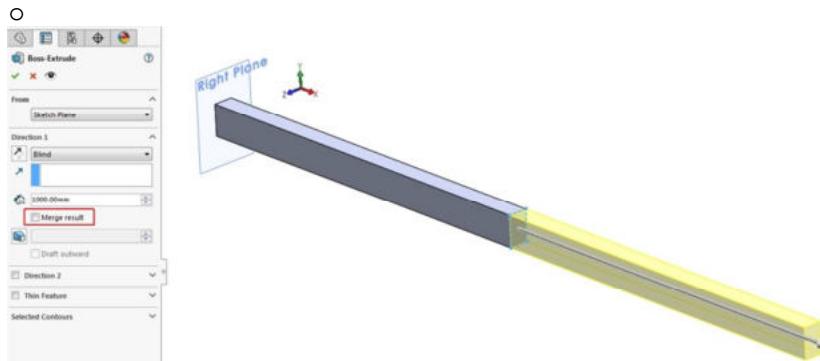
Aceste elemente pot fi încărcate cu forțe și momente de încovoiere sau de torsione și necesită definirea exactă a secțiunii, astfel ca SolidWorks Simulation să poată calcula momentele de inerție, axele neutre și distanțele până la fibrele extreme. SolidWorks Simulation nu poate simula grinzi pentru care sunt îndeplinite una din următoarele condiții:

- secțiunile de la capete nu sunt identice;
- solidul inițial este răsucit pe direcția lungimii;
- una din fețele de capăt nu este planară;
- există o decupare sau o irregularitate pe lungimea solidului inițial;
- una din fețele de capăt se reduce la o muchie.

Etapele de obținere a diagramele de eforturi în SolidWorks Simulation sunt următoarele:

- generarea geometriei 3D a structurii; geometria trebuie divizată pe tronsoane, definirea unui nou tronson trebuie să fie facută pentru fiecare reazem sau încărcare aplicate grinzi, ceea ce corespunde punctelor caracteristice ale barei în modul clasic de calcul al diagramele de eforturi; aceasta se realizează prin deselectarea opțiunii **Merge results** în comenziile de generare a geometriei solide a structurii; astfel, o grindă reprezintă de fapt o reuniune de tronsoane; fără a fi o cerință obligatorie, se recomandă ca prima schiță a geometriei 3D a structurii să fie realizată în planul **Right** (planul YZ), astfel ca lungimea grinzi să fie orientată pe direcția X, iar

direcția de formare a grinzi să fie orientată spre X+, adică spre direcția pozitivă a axei X, [figura 2.1.1](#);



[Fig. 2.1.1 Crearea geometriei grinzi](#)

- definirea unui studiu de analiză; această etapă necesită specificarea numelui și selecția tipului de studiu: statică lineară / nelineară, de frecvențe proprii sau de flambaj, [figura 2.1.2](#);
- setarea modului de discretizare de tip **beam**, prin selecția opțiunii **Treat as beam** din meniul contextual generat prin buton dreapta mouse, în arborele de simulare, pe fiecare element din geometria structurii, [figura 2.1.3](#); această opțiune nu este disponibilă dacă raportul dintre lungimea grinzi și dimensiunea maximă a secțiunii grinzi este mai mic decât 3, recomandabil fiind să fie cel puțin 10;
- alocarea de materiale pe fiecare element din geometria structurii în arborele de operații (**Feature Manager Design Tree**) sau arborele de simulare (**The Simulation study tree**);
- calcularea nodurilor (**joint-urilor**); nodurile se generează de către SolidWorks Simulation la începutul sau sfârșitul fiecărui tronson, alocând culoarea magenta a acestora la intersecția a două tronsoane, respectiv culoarea verde la capetele libere (unde nu există intersecție de tronsoane); generarea nodurilor se declanșează prin selecția opțiunii **Edit**, preluată din meniul contextual generat prin buton dreapta mouse, în arborele de simulare, pe opțiunea **Joint group**, [figura 2.1.3](#);
- aplicarea restrângerilor pe noduri, fiecare nod având 6 grade de libertate (3 translații și 3 rotații); restrângerile pot fi de tip nul sau nenul (valori prescrise pentru translații sau rotații);
- aplicarea încărcărilor pe noduri, puncte de referință sau direct pe tronsoanele grinzi: forțe și momente concentrate în noduri și puncte de

- referință, presiune distribuită pe întreaga lungime a tronsoanelor, forțe gravitaționale;
- discretizarea structurii și calculul analizei; după o discretizare inițială, se pot aplica discretizări locale pentru a modifica numărul de elemente sau mărimea elementelor pentru unul sau mai multe tronsoane selectate;
 - vizualizarea rezultatelor: diagrame de eforturi pentru forțe axiale, tangențiale, de momente, precum și forțe / momente de reacțiune.

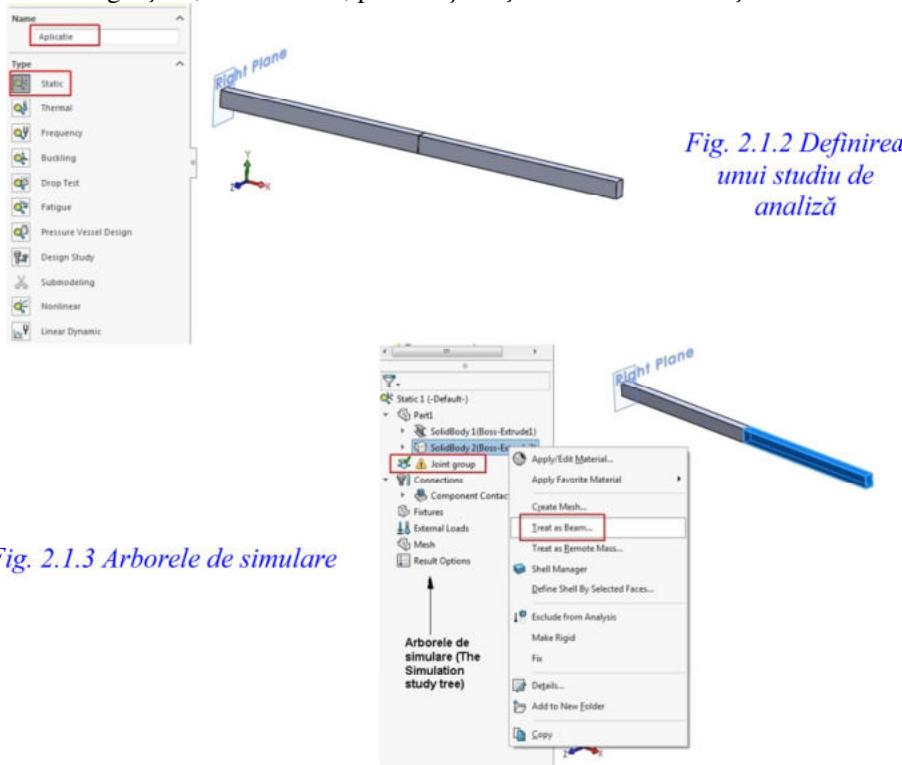


Fig. 2.1.2 Definirea unui studiu de analiză

Fig. 2.1.3 Arborele de simulare

Pentru modul clasic de calcul al diagramelor de eforturi se adoptă următoarele convenții de semne [1]:

- forța axială se consideră pozitivă atunci când produce întinderea părții de bară asupra căreia este aplicată;
- forță tăietoare se consideră convențional pozitivă atunci când produce, asupra elementului de bară pe care este aplicată, o lunecare similară unei rotiri în sensul acelor ceasornicului;
- momentul încovoiitor se consideră convențional pozitiv când produce lungirea părții inferioare și scurtarea celei superioare.

Diagramale de eforturi sunt generate în SolidWorks Simulation în raport cu direcții locale ale tronsoanelor grinzi. Programul consideră automat un sistem de referință, definit prin direcția axială și direcțiile 1 și 2, utilizate la afișarea rezultatelor. Direcția axială este definită de la începutul înspre sfârșitul tronsonului. Direcțiile 1 și 2 sunt atribuite automat de program funcție de caracteristicile secțiunii transversale ale tronsonului. Direcțiile 1 și 2 se modifică pentru fiecare tronson și nu sunt raportate la sistemul de referință global al sistemului.

În SolidWorks Simulation rezultatele sunt afișate pe fiecare tronson, fiecărui tronson fiindu-i alocat un sistem de referință local definit astfel: săgeata roșie definește direcția axială pozitivă, săgeata verde definește direcția 1 pozitivă (**Dir 1**), iar săgeata albastră definește direcția 2 pozitivă (**Dir 2**). Aceste direcții corespund sistemului local de referință, conform următoarei convenții: direcția axială este considerată de-a lungul tronsonului, de la începutul spre sfârșitul său, direcția **Dir 1** este considerată de-a lungul celei mai mari dimensiuni a secțiunii, iar direcția **Dir 2**, perpendiculară pe **Dir 1**, este considerată de-a lungul celei mai mici dimensiuni a secțiunii. Vizualizarea sistemului local de referință pentru o grindă se obține din fereastra **Settings**, figura 2.1.4, prin selecția opțiunii **Show beam directions**, figura 2.1.5, activată din meniu contextual generat prin buton dreapta mouse pe una din diagramele calculate și disponibile în secțiunea **Results**. Din aceeași fereastră se poate activa opțiunea **Beam Diagram Transparency**, care permite vizualizarea transparentă a diagramei, la un nivel de transparență cuprins între 0 (netransparent) și 1 (transparență maximă).

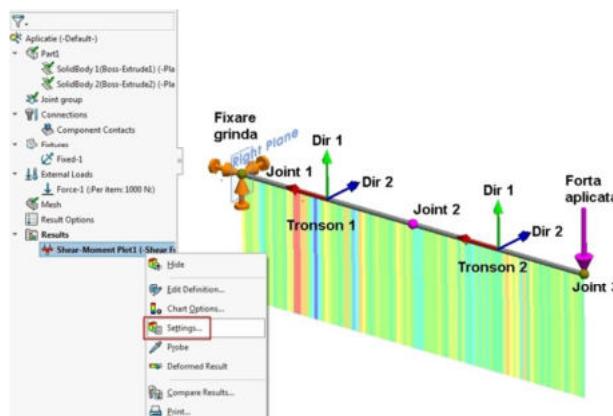


Fig. 2.1.4 Selecția opțiunii *Settings*

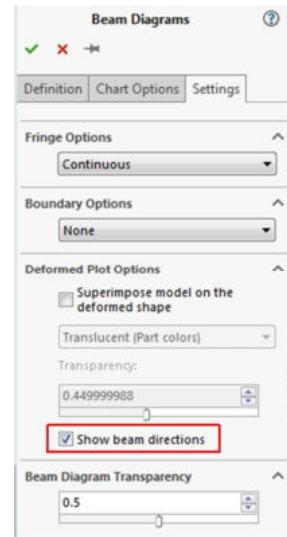


Fig. 2.1.5 Opțiunea *Show beam directions*

Diagramale de eforturi vor fi vizualizate, pentru fiecare tronson în parte, în sistemul de referință local tronsonului, figura 2.1.6, care poate fi afișat numai după

calculul diagramelor de eforturi; în consecință, este posibil ca semnele diagramelor calculate în SolidWorks Simulation să nu coincidă cu cele calculate clasic, ambele fiind definite prin convenții. Însă, în ambele variante de calcul, valorile rezultatelor trebuie să coincidă.

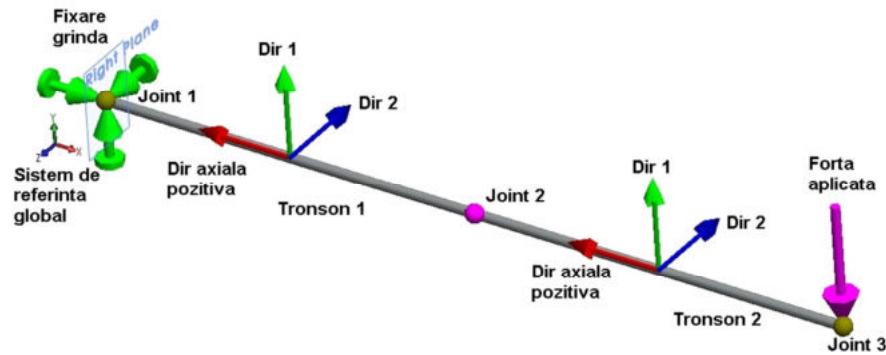


Fig. 2.1.6 Sistem de referință propriu tronsoanelor

Secțiunea capătului grinzi din [figura 2.1.7](#) exemplifică direcțiile pozitive pentru forță tăietoare și momentul încovoietor. Direcția **Dir 1** este marcată cu culoarea verde și sensul pozitiv este în sus, astfel încât diagrama forței tăietoare **V1** (**Shear force in Dir 1**) va fi afișată în planul superior flancat de direcția axială, marcată cu culoarea roșie și direcția **Dir 1**, [figura 2.1.8](#). Aceasta indică faptul că forțele acționează de-a lungul celei mai mari dimensiuni a secțiunii. Diagrama momentului încovoietor **M2** (**Moment in Dir 1**) va fi afișată în planul orizontal flancat de direcția axială, marcată cu culoarea roșie și direcția **Dir 2**, [figura 2.1.9](#). Aceasta indică faptul că momentul acționează în jurul direcției definite de cea mai mică dimensiune a secțiunii.

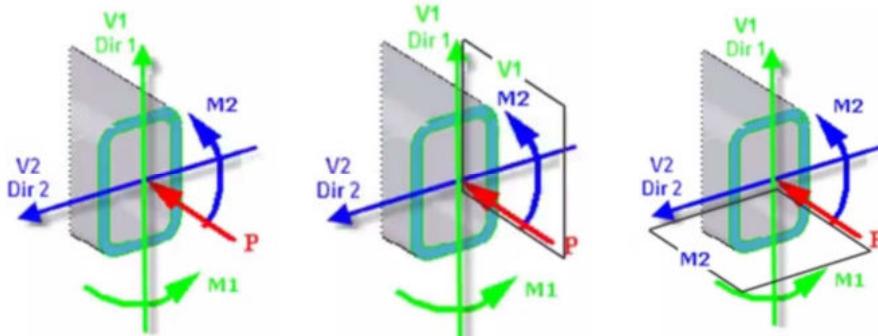
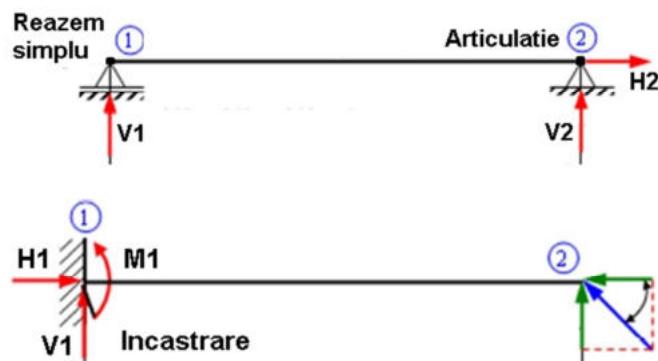


Fig. 2.1.7 Schema sistemului local de referință

Fig. 2.1.8 Forță tăietoare Shear force in Dir 1

Fig. 2.1.9 Momentul încovoietor Moment in Dir 2

În rezistență clasică, pentru o grindă solicitată prin forțe oarecare în plan, există trei ecuații de echilibru din mecanică. Grinda este static determinată dacă în reazeme există în total trei necunoscute, ceea ce se poate realiza printr-un reazem simplu (care introduce o necunoscută **V1**) plus o articulație (care introduce două necunoscute **V2, H2**), [figura 2.1.10](#), sau numai printr-o încastrare (care introduce două necunoscute componente ale forței de reacțiune **V1, H1** și un cuplu de încastrare **M1**), [figura 2.1.11](#).



*Fig. 2.1.10
Reacțiuni pentru
reazem simplu și
articulație*

*Fig. 2.1.11
Reacțiuni pentru
încastrare*

În continuare se vor prezenta condițiile de fixare care trebuie aplicate în SolidWorks pentru a reproduce cele 3 moduri de rezemare din [figura 2.1.10](#), respectiv [figura 2.1.11](#).

În SolidWorks Simulation, articulația se generează printr-o restrângere de tip **Immovable**, care se aplică nodurilor prin impunerea valorii 0 pentru translațiile pe direcțiile sistemului de referință global, fără a fi necesară specificarea unei geometrii referință. Selecția restrângerii se accesează din arborele de simulare pe opțiunea **Fixtures** → **Fixed Geometry** → **Standard** → **Immovable (no translation)**, [figura 2.2.12](#).

În SolidWorks Simulation, reazemul simplu se impune prin condiția „**Reference Geometry**”, anulând translațiile pe direcțiile perpendiculare pe bară și lasând liberă translație pe lungimea barei; la utilizarea acestui tip de restrângere este necesară specificarea unei geometrii referință. De exemplu, în [figura 2.1.13](#), pe nodul din dreapta s-au anulat translațiile pe cele două direcții Y și Z, lasând liberă translație pe direcția X, geometria de referință fiind planul **Right**. Selecția restrângerii se accesează din arborele de simulare pe opțiunea **Fixtures** → **Fixed Geometry** → **Use Reference Geometry**, [figura 2.1.13](#), urmat de selecția nodului, a geometriei referință și a celor două direcții pe care se anulează translațiile.

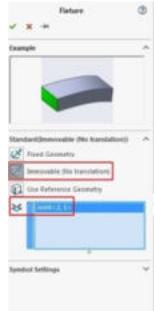


Fig. 2.1.12 Restrângere de tip articulație - Immovable

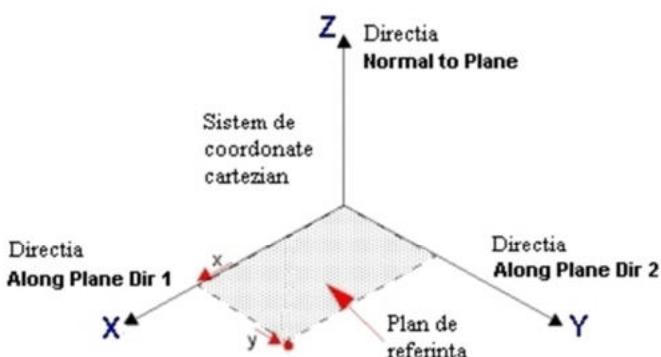


Fig. 2.1.13 Restrângere de tip reazem simplu – Reference Geometry

În SolidWorks Simulation, încastrarea se generează printr-o restrângere de tip **Fixed Geometry**, care se aplică nodurilor prin impunerea valorii 0 pentru translațiile și rotațiile pe direcțiile sistemului de referință global, fără a fi necesară specificarea unei geometrii referință. Selecția restrângerii se acceseează din arborele de simulare pe opțiunea **Fixtures** → **Fixed Geometry**. Deci diferența dintre restrângerea de tip **Immovable** și cea de tip **Fixed Geometry** este dată de faptul că restrângerea **Fixed Geometry** anulează suplimentar și rotațiile, ceea ce va genera în încastrare suplimentar un moment rezistent.

La aplicarea restrângerilor sau a forțelor este necesară specificarea unei geometrii referință, în raport cu care se vor considera direcțiile de aplicare. Dacă geometria referință este de exemplu o muchie, atunci direcția de aplicare este considerată identică cu direcția muchiei. Dacă însă geometria referință este un plan sau o față planară, în raport cu aceste elemente de referință pot fi considerate 3 direcții, figura 2.1.14:

- direcția 1 - **Along Plane Dir 1**, asociată axei X a planului;
- direcția 2 - **Along Plane Dir 2**, asociată axei Y a planului;
- direcția 3 - **Normal to Plane**, asociată axei Z a planului.



*Fig. 2.1.14
Direcții de
referință specifice
unui plan*

2.2 Aplicația 1

Exponerea problemei

Pentru grinda din figura 2.2.1 [3]/pag. 7 să se calculeze reacțiunile, respectiv diagramele de eforturi ale forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare. Grinda, de secțiune rectangulară 50×80 mm, este simplu rezemată în punctul ①, articulată în punctul ③ și este compusă din două tronsoane de lungime 1 m. Grinda este încărcată cu forță verticală $F = 5000$ N în punctul ②, plasat simetric pe grindă.

Figura 2.2.2 prezintă arborele de simulare pentru grinda a cărei geometrie este generată în SolidWorks în **figura 2.2.3**. Direcția X a sistemului de referință global este aliniată pe lungimea grinziei, iar direcțiile Y și Z sunt aliniate în planul **Right**. Forța $F = 5000$ N este plasată pe direcția Y, iar sensul coincide cu direcția pozitivă a acestei axe.

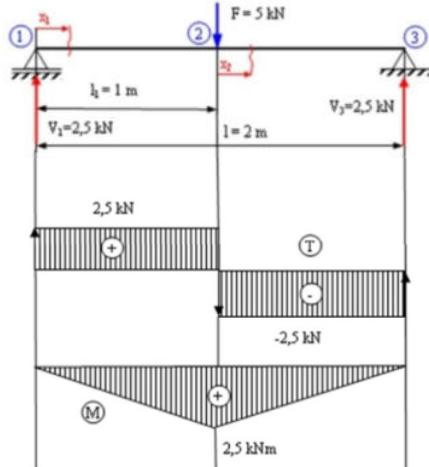


Fig. 2.2.1 Grinda încărcată cu o forță concentrată

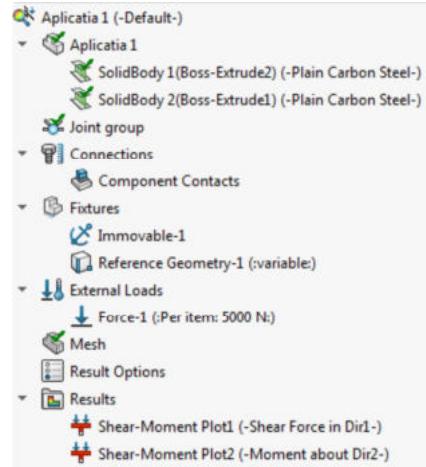


Fig. 2.2.2 Arborele de simulare

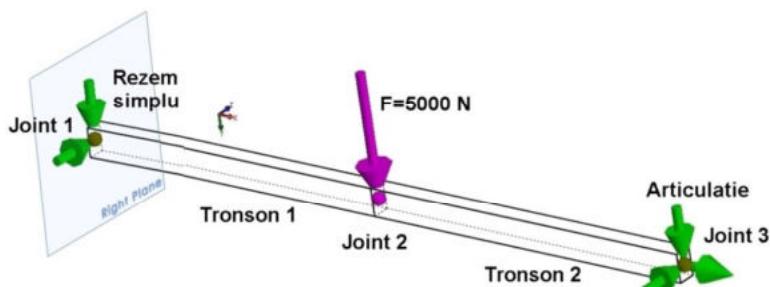


Fig. 2.2.3 Geometria grinzii generată în SolidWorks

Se va crea un nou document de tip „part” și se va salva sub numele de **Aplicația 1**.

- Click **New** (Standard toolbar).
- Dublu click pe icoana **Part** în fereastra de dialog **New SolidWorks Document**.
- Click **Save** (Standard toolbar).
- În câmpul **File name** al ferestrei de dialog **Save As**, se va completa numele fișierului: **Aplicația 1**.
- Click **Save**.

Crearea geometriei în SolidWorks

Se desenează un dreptunghi de dimensiuni 50 x 80 mm în planul **Right**, YZ, [figura 2.2.4](#).

- Click **Insert → Sketch** sau pe icoana **Sketch** (Sketch toolbar).
- Se va selecta planul **Right**: vederea se va modifica astfel ca direcția de privire să devină perpendiculară pe planul **Right**, în **Command Manager** va apărea trusa de instrumente **Sketch** și se va crea o schiță în planul **Right**.
- Click **Center Rectangle** (Sketch toolbar); se va desena un dreptunghi 50x80 mm centrat în origine.
- Click **Smart Dimension** (Sketch CommandManager) pentru a dimensiona dreptunghiul; schiță va deveni complet constrânsă, după cum rezultă și din mesajul **Fully Defined** din bara de stare a ferestrei SolidWorks.
- Click **Zoom to Fit** (View toolbar) pentru afișarea și centrarea cercului în zona grafică.
- Click **Exit Sketch** (Sketch toolbar) pentru a ieși din schiță.

Dreptunghiul 50x80 mm va fi extrudat pe distanță de 1000 mm pe direcția pozitivă a axei X, generând un paralelipiped cu latura de 80 mm aliniată după axa Y, respectiv cu latura de 50 mm cu axa Z, [figura 2.2.5](#).

- Click **Extruded Boss/Base** (Features toolbar).
- În stânga va apărea caseta **Boss-Extrude** PropertyManager, iar vederea se va modifica în **Trimetric**.
- Se va selecta dreptunghiul generând în zona grafică o previzualizare a extruziunii.
- În caseta **Boss-Extrude** PropertyManager, sub zona **Direction 1** se vor completa:
 - **Blind** în **End Condition**.
 - Valoarea **1000** în **Depth** .
- Click ; în zona grafică și în **FeatureManager** va apărea o nouă entitate **Boss-Extrude1**.
- Se va apăsa tasta **F** pentru încadrare paralelipiped 50x80x1000 în zona grafică.

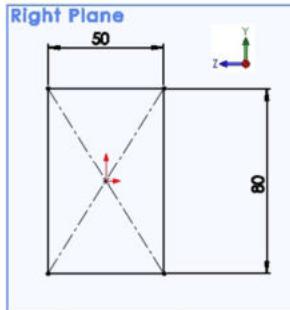


Fig. 2.2.4 Dreptunghi 50x80 mm în planul Right

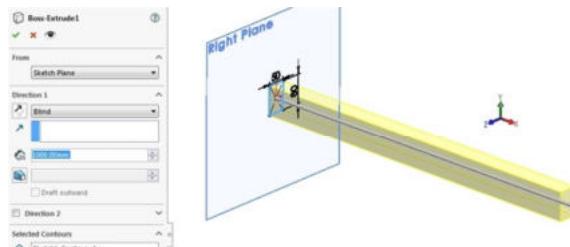


Fig. 2.2.5 Extrudare dreptunghi 50x80 mm pe lungime 1000 mm

Pe față din dreapta a paralelipipedului anterior creat se va schița un nou dreptunghi 50x80 mm, figura 2.2.6. Dreptunghiul 50x80 mm va fi extrudat pe distanță de 1000 mm pe direcția pozitivă a axei X, generând un nou paralelipiped cu latura de 80 mm aliniată după axa Y, respectiv cu latura de 50 mm cu axa Z, figura 2.2.7.

- Click **Extruded Boss/Base** (Features toolbar).
- În stânga va apărea caseta **Boss-Extrude** PropertyManager, iar vederea se va modifica în **Trimetric**.
 - Se va selecta dreptunghiul generând în zona grafică o previzualizare a extruziunii.
 - În caseta **Boss-Extrude** PropertyManager, sub zona **Direction 1** se vor completa:
 - **Blind** în **End Condition**.
 - Valoarea **1000** în **Depth**.
 - Dezactivare opțiune **Merge results**; prin dezactivarea opțiunii **Merge results**, al doilea paralelipiped va fi creat ca solid distinct față de primul.
- Click **✓**; în zona grafică și în **FeatureManager** va apărea o nouă entitate **Boss-Extrude1**.
- Se va apăsa tasta **F** pentru încadrare geometrie în zona grafică.

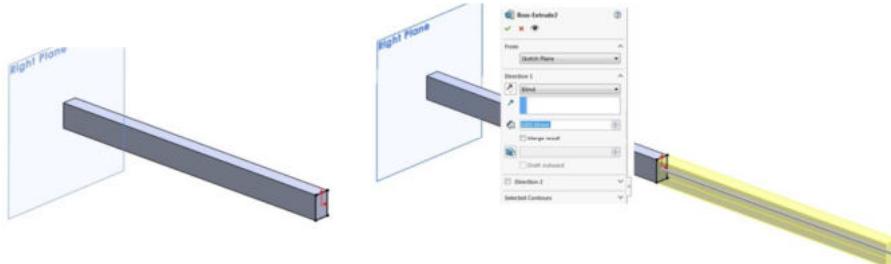


Fig. 2.2.6 Dreptunghi 50x80 mm în planul de capăt al paralelipipedului

Fig. 2.2.7 Extrudare dreptunghi 50x80 mm pe lungime 1000 mm

Activare modul SolidWorks Simulation

- Click Tools → Add-Ins.
- Se va selecta modulul **SolidWorks Simulation**; prin selecția acestuia în secțiunea **Active Add-ins** modulul va fi disponibil numai în sesiunea de lucru curentă; prin selecția acestuia în secțiunea **Start Up** modulul va fi automat încărcat la fiecare sesiune de lucru, [figura 2.2.8](#). Meniu principal va fi suplimentat cu opțiunea **Simulation**, [figura 2.2.9](#).

Creare studiu de simulare

- Click **Simulation** → **Study**.
- In caseta PropertyManager:
 - Nume studiu: **Aplicatia 1**.
 - Tip studiu **Type**: click **Static**, [figura 2.2.10](#).
- Click . Se va crea aborele de simulare, [figura 2.2.11](#).

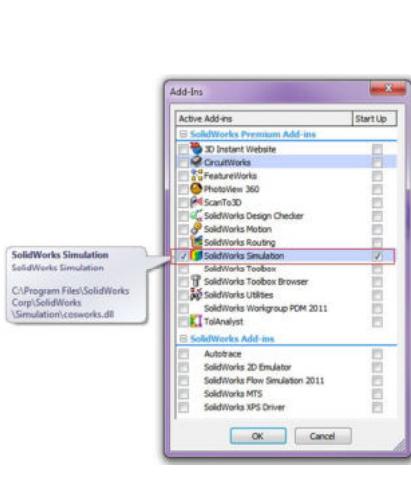


Fig. 2.2.8 Activare modul SolidWorks Simulation

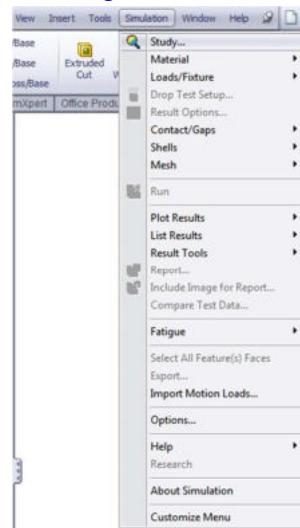


Fig. 2.2.9 Suplimentare meniu cu opțiunea Simulation

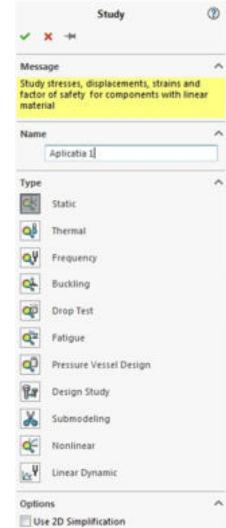


Fig. 2.2.10 Creare studiu de simulare

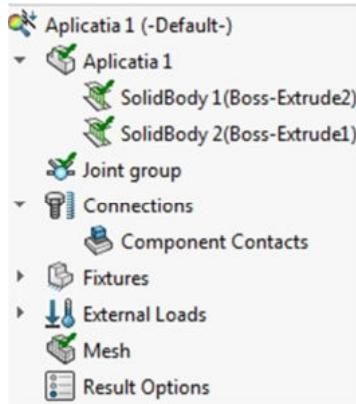
Definire tronsoane grindă și noduri

- În arborele de simulare, se va expanda ramura **Aplicatia 1** prin click pe semnul “+” asociat acesteia:

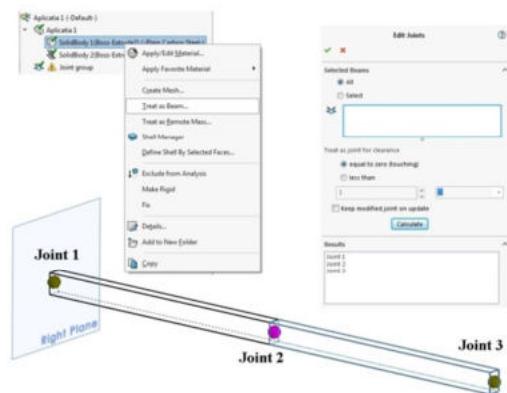
- Click dreapta pe **SolidBody 1 (Boss-Extrude1)** și se va selecta **Treat as Beam**, [figura 2.2.11](#).
- Click dreapta pe **SolidBody 2 (Boss-Extrude2)** și se va selecta **Treat as Beam**, [figura 2.2.11](#).
- Click dreapta pe **Joint group** și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**, [figura 2.2.12](#). Trei noduri vor apărea în zona grafică.
- Click . În ramura **Aplicatia 1** vor apărea două icoane de tip , iar în arborele de simulare va apărea ramura **Joint group**, [figura 2.2.11](#).

Un nod este identificat automat la capetele libere ale unei grinzi, precum și la intersecția a două sau mai multe grinzi. Nodurile se vor utiliza la fixarea tronsoanelor/grinzelor și la aplicarea încărcărilor.

În cadrul aplicației, lungimea de 2000 mm a grinzi a fost divizată în două tronsoane de lungime 1000 pentru a crea trei noduri (**Joint1**, **Joint2**, **Joint3**) în vederea aplicării restrângerilor și a încărcărilor conform [figurii 2.2.3](#).



[Fig. 2.2.11 Arborele de simulare](#)



[Fig. 2.2.12 Crearea nodurilor \(joint-urilor\)](#)

Selectie material

- Click dreapta pe ramura **Aplicatia 1** și selecție opțiune **Apply Material to All Bodies**.
- Selectează material **Plain Carbon Steel** din librăria de materiale SolidWorks, [figura 2.2.13](#).
- Click **Apply** și **Close**.

Aplicare restrângerî și încărcări

Grinda este supusă la forță concentrată $F=5000$ N și este rezemată simplu în nodul **Joint1**, respectiv articulație în nodul **Joint3**.

Pentru a impune restrângerea de tip rezem simplu în nodul **Joint1**:

- Click dreapta pe ramura **Fixtures** și selectie **Fixed Geometry**, figura 2.2.14.
- În caseta PropertyManager:
 - Selectie **Use Reference Geometry** în zona **Standard**.
 - Selectie nod  **Joint1**.
 - Click pe zona **Face, Edge, Plane for Direction**  și selectie **Right Plane** din arborele flotant **FeatureManager** sau direct din zona grafică.
 - Sub **Translations**: click pentru activare icoane **Along Plane Dir 1**  și **Along Plane Dir 2** .
- Click .

Pentru a impune restrângerea de tip articulație în nodul **Joint3**:

- Click dreapta pe ramura **Fixtures** și selectie **Fixed Geometry**, figura 2.2.15.
 - În caseta PropertyManager:
 - Selectie **Immovable (No translation)** în zona **Standard**.
 - Selectie nod  **Joint3**.
 - Click .
-  Pentru grinzi, restrângerea de tip **Fixed Geometry - Immovable** impune valoarea 0 pentru translații și rotații, fără a fi necesară specificarea unei geometrii de referință.

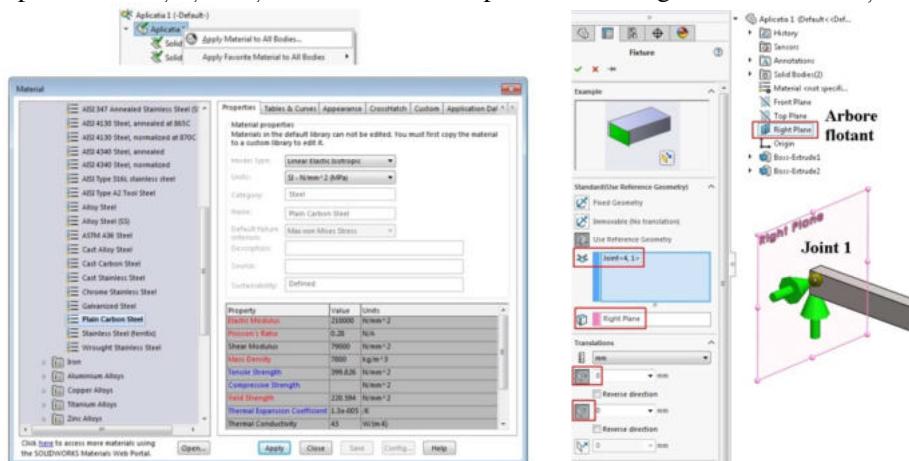
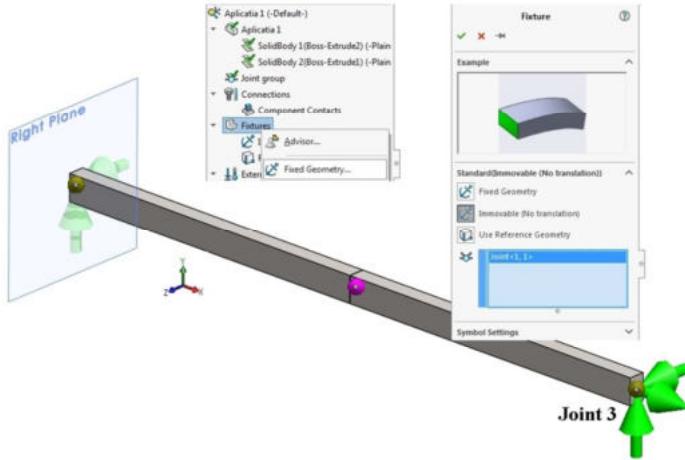


Fig. 2.2.13 Selecție material

Fig. 2.2.14 Creare rezem simplu în nodul joint 1

Pentru a aplica forță $F=5000$ N în nodul **Joint2**:

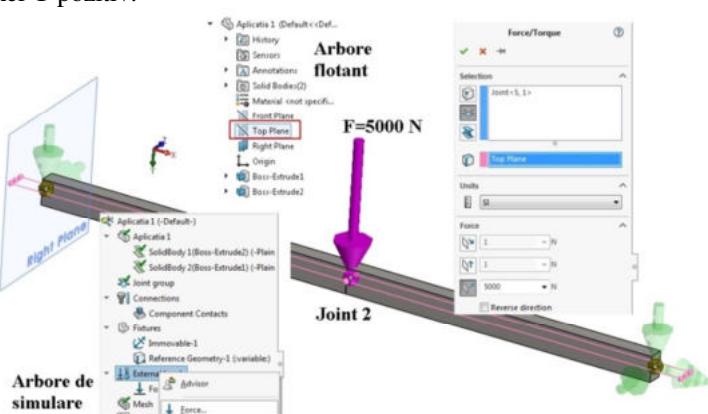
- Click dreapta pe ramura **External Loads** în arborele de simulare și selecție **Force**, figura 2.2.16.



*Fig. 2.2.15
Creare articulație
în nodul joint 3*

- În caseta **PropertyManager**:
 - Click pe icoana și selecție nod **Joint2** în zona grafică.
 - Click pe zona **Face, Edge, Plane for Direction** și selecție **Top Plane** din arborele flotant **FeatureManager** sau direct din zona grafică.
 - Sub **Unit**, selecție **SI**.
 - Sub **Force**: click pe icoana **Normal to Plane** , introducere valoare 5000.
- Click .

Planul **Top Plane** trebuie selectat ca referință pentru aplicarea forței, iar opțiunea **Normal to Plane** impune direcția forței perpendicular pe acest plan, adică de-a lungul axei Y pozitiv.



*Fig. 2.2.16
Aplicare
forță
 $F=5000$ N*

Discretizare în elemente finite și calcul studiu de analiză

- În arborele de simulare, click dreapta pe **Mesh** și selecție **Create Mesh** .
- Fiecare tronson este divizat într-un număr de elemente finite, vizibil prin click dreapta pe **Mesh** și selecție **Details**, figura 2.2.17.
- Pentru calculul studiului, în arborele de simulare, click dreapta pe numele acestuia **Aplicatia 1** și selecție **Run** sau din meniul **Simulation** se alege opțiunea **Run**.

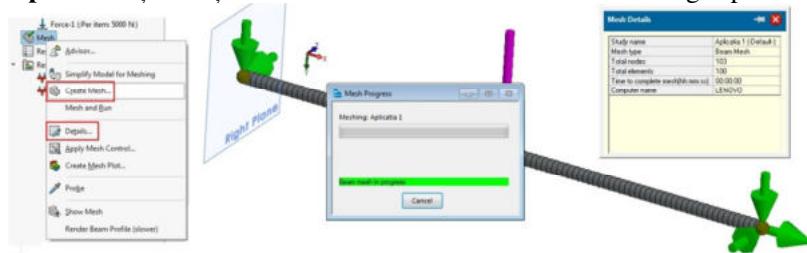


Fig. 2.2.17 Discretizare în elemente finite

Vizualizare reacțiuni, diagramă forțe tăietoare T și momente încovoietoare M

- În arborele de simulare, click dreapta pe **Results** și selecție **List Result Force** .
- Click pe icoana și selecție nod **Joint1** și **Joint 3** în zona grafică.
- Click pe butonul **Update**.

Deoarece în reazeme nu se generează momente, tabelul **Reaction Moment** va conține valori nule; tabelul **Reaction force** va afișa totalul reacțiunilor pe cele două noduri selectate în coloana **Selection**, iar în zona grafică se vor afișa casete textuale cu valoarea reacțiunilor pe fiecare nod în parte, egale cu 2500 N per nod. Totalul reacțiunilor pe întregul model este afișat în coloana **Entire Model**, adică valoarea de 5000 N pe direcția Y, egală cu rezultanta **Resultant**, figura 2.2.18.

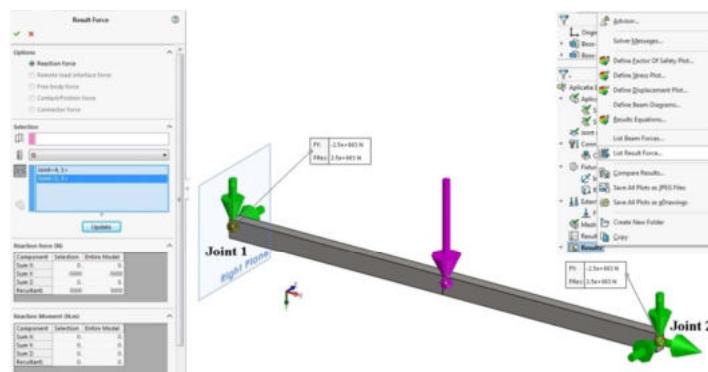


Fig. 2.2.18
Vizualizare reacțiuni

Pentru vizualizare diagramă forțe tăietoare T:

- Click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**, figura 2.2.19.
- În caseta PropertyManager, sub **Display**, figura 2.2.20:
 - Selectie **Shear Force in Dir 1** în **Component** .
 - Selectie N în **Units** .
- Click .
- În caseta PropertyManager, sub **Results**:
 - Click dreapta pe **Shear-Moment Plot1** (**Shear Force in Dir 1**) și selecție **Settings**.
 - Activare control **Show beam directions**.
- Click .

Diagrama forțelor tăietoare calculată de SolidWorks Simulation din figura 2.2.20 este ca și formă respectiv valori identică cu cea calculată clasic din figura 2.2.1. Singura diferență este cea de semne, datorită convențiilor de semne adoptate în mod diferit. Astfel, pe tronsonul 1, între nodurile ①-② în ambele variante se reproduce valoare 2500 N, însă cu semnul „+” pentru varianta clasică de calcul, respectiv semnul „-” pentru varianta SolidWorks. Pe tronsonul 2, între nodurile ②-③ în ambele variante se reproduce valoare 2500 N, însă cu semnul „-” pentru varianta clasică de calcul, respectiv semnul „+” pentru varianta SolidWorks.

Pentru vizualizare diagramă momente încovoietoare M, figura 2.2.21:

- Click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**.
- În caseta PropertyManager, sub **Display**:
 - Selectie **Moment about Dir 2** în **Component** .
 - Selectie N-m în **Units** .
- Click .
- În caseta PropertyManager, sub **Results**:
 - Click dreapta pe **Shear-Moment Plot2** (**Moment in Dir 2**) și selecție **Settings**.
 - Activare control **Show beam directions**.
- Click .

Diagrama momentelor încovoietoare calculată de SolidWorks Simulation din figura 2.2.21 este ca și formă respectiv valori identică cu cea calculată clasic din figura 2.2.1. Singura diferență este cea de semne, datorită convențiilor de semne adoptate în mod diferit. Astfel pe tronsonul 1, între nodurile ①-② variația este de tip linear, de la valoarea 0 la valoarea în nodul ① la valoarea maximă 2500 Nm în nodul ②, cu semnul „+” pentru varianta clasică de calcul, respectiv semnul „-” pentru varianta SolidWorks. Pe tronsonul 2, între nodurile ②-③ variația este de tip linear, de la valoarea maximă 2500 Nm în nodul ②, la valoarea 0 în nodul ③,

cu semnul „+” pentru varianta clasica de calcul, respectiv semnul „-“ pentru varianta SolidWorks.

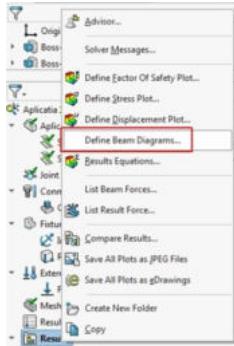


Fig. 2.2.19 Selecție diagrama forță taietoare

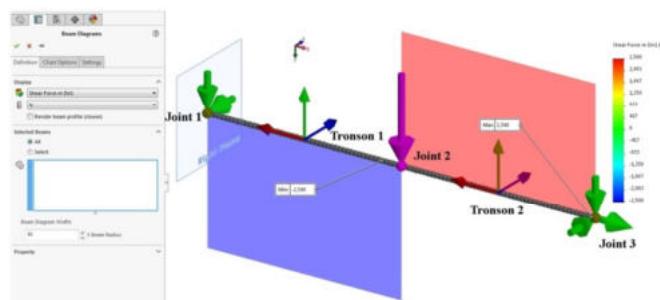


Fig. 2.2.20 Vizualizare diagrama forță taietoare

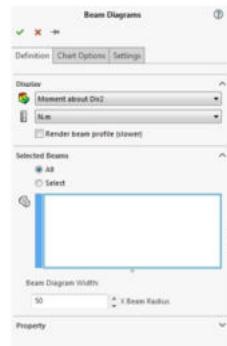
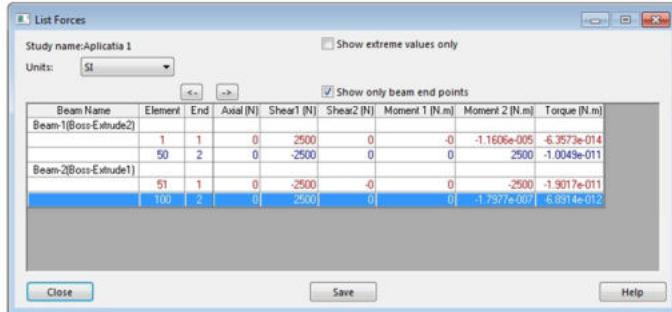


Fig. 2.2.21 Vizualizare diagrama momente încovoiatoare

Vizualizare tabelară distribuție de forțe și momente

Pentru vizualizarea tabelară a valorilor numerice ale forțelor și momentelor:

- Click dreapta pe ramura **Results** și selecție **List Beam Forces**.
- În caseta PropertyManager, sub **Display**:
 - Selectie **Forces**.
 - Selectie **N înUnits** .
- Click .
- În fereastra **List Forces** se va activa controlul **Show only beam end points**.
- Se generează fereastra **List Forces**, figura 2.2.22.



*Fig. 2.2.22
Distribuție
tabelară de forțe
și momente*

Comparație rezultate simulare cu soluția teoretică

Comparația din [tabelul 2.2.1](#) evidențiază identitatea valorilor dintre rezultatele simulării numerice și ale calculelor clasice. Se observă că singura diferență este cea de semne, datorită convențiilor de semne adoptate în mod diferit.

Tabel 2.2.1

| Parametru | U/M | Nod / Joint | Solid Works Simulation | Calcul analitic |
|---|-----|----------------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| Reacționi Result Force | N | Figura | figura 2.2.18/2.2.22 | figura 2.2.1 |
| | | Joint 1 | -2500 | 2500 |
| | | Joint 3 | -2500 | 2500 |
| Forță tăietoare T- Shear Force in Dir 1 | N | Figura | figura 2.2.20/2.2.22 | figura 2.2.1 |
| | | Joint 1 | -2500 | +2500 |
| | | Joint 2 | -2500 / +2500 Salt $\Delta T=5000$ | +2500 / -2500 Salt $\Delta T=5000$ |
| | | Joint 3 | +2500 | -2500 |
| Moment încovoiotor Moment about Dir 2 | N-m | Figura | figura 2.2.21/2.2.22 | figura 2.2.1 |
| | | Joint 1 | 0 | 0 |
| | | Joint 3 | -2500 | +2500 |
| | | Joint 2 | 0 | 0 |

2.3 Aplicația 2

Pentru grinda din [figura 2.3.1](#) [3]/pag. 8 să se calculeze reacțiunile respectiv diagramele de eforturi ale forțelor tăietoare și a momentelor încovoiotoare. Grinda, de secțiune circulară $\Phi=50$ mm, este simplu rezemată în punctul ①, articulată în punctul ③ și este compusă din două tronsoane de lungime 0,5 m respectiv 1,5 m. Grinda este încărcată cu forță verticală $F = 4000$ N în punctul ②.

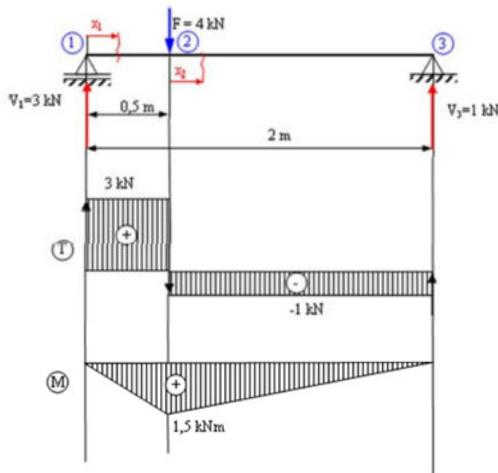


Fig. 2.3.1 Grinda încărcată cu o forță concentrată

Realizarea geometriei în SolidWorks impune parcurgerea următorilor pași:

- Se desenează un cerc de dimensiunea $\Phi 50$ mm în planul **Right**, figura 2.3.2 și se extrudează folosind comanda **Boss-Extrude** pe o distanță de 500 mm, pe direcția pozitivă a axei X.
- Pe fața din dreapta a barei create se va crea o nouă schiță, iar prin comanda **Convert Entities** se va converti conturul cercului $\Phi 50$ mm în planul feței.
- Cercul se va extruda pe o distanță de 1500 mm, debifând în caseta de comandă opțiunea **Merge Results** figura 2.3.3.

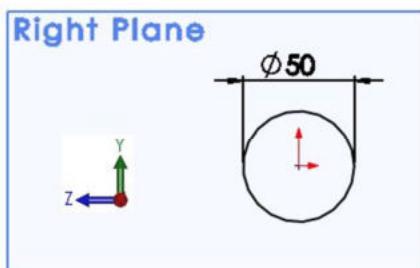


Figura 2.3.2 Cerc $\Phi 50$ mm în planul Right

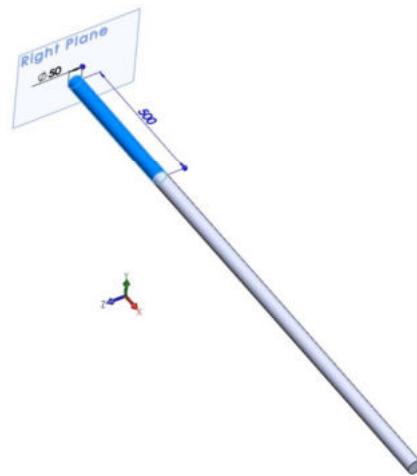


Figura 2.3.3 Extrudare cerc $\Phi 50$ mm pe lungime 500+1500 mm

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
 - Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 2**”.
 - Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
 - Click dreapta pe geometria barelor în arborele de operații și selecție **Treat as Beam**.
 - Click dreapta pe **Joint group** și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**; trei noduri (**joint**) vor apărea în zona grafică.
- În nodul ① se va aplica o restrângere de tip **Use Reference Geometry**, activând în căsuța de comandă **Along Plane Dir 1** și **Along Plane Dir 2**, folosind ca referință planul **Right**.
 - În nodul ③ se va aplica o restrângere de tip **Fixed Geometry → Immovable (No translation)**, [figura 2.3.4](#).
 - Încărcarea de $F=4000$ N se va aplica în nodul ② prin opțiunea **External Loads**; se va defini valoarea forței de 4000 N prin opțiunea **Normal to Plane** folosind ca referință **Top Plane**.

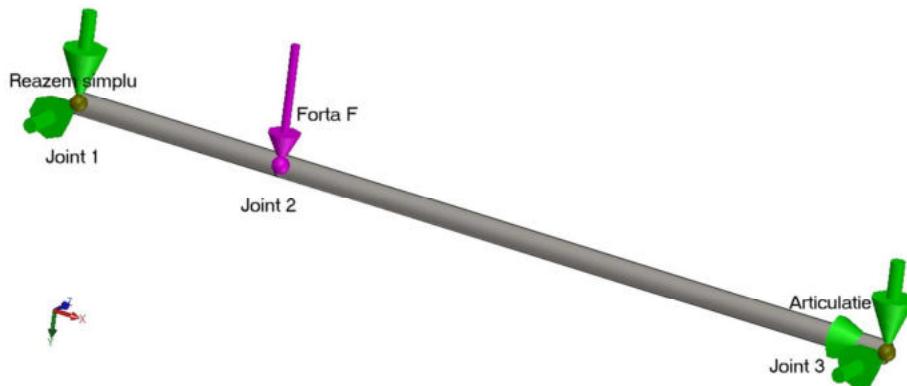


Figura 2.3.4 Încărcarea $F=4000$ N, restrângerile rezeme

- Modelul se va discretiza folosind comanda **Mesh → Create Mesh**, se vor genera 127 de elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Pentru vizualizare diagramă forțe tăietoare T, [figura 2.3.5](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Shear Force in Dir 2**.
- Pentru vizualizare diagramă momente încovoietoare M, [figura 2.3.6](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Moment about Dir 1**.

- Diagramele forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare calculate de SolidWorks Simulation sunt identice ca formă, respectiv valori cu cele calculate analitic din figura 2.3.1.

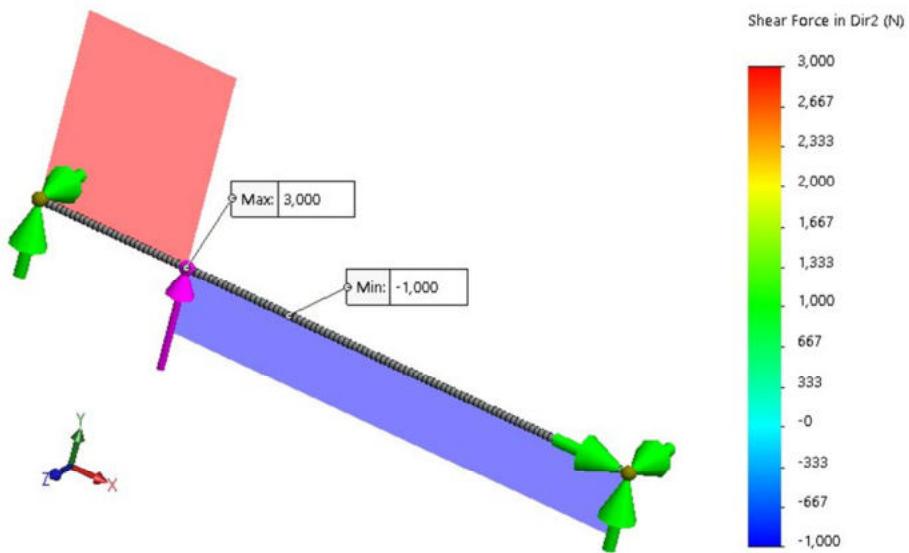


Fig. 2.3.5 Vizualizare diagrama forță tăietoare

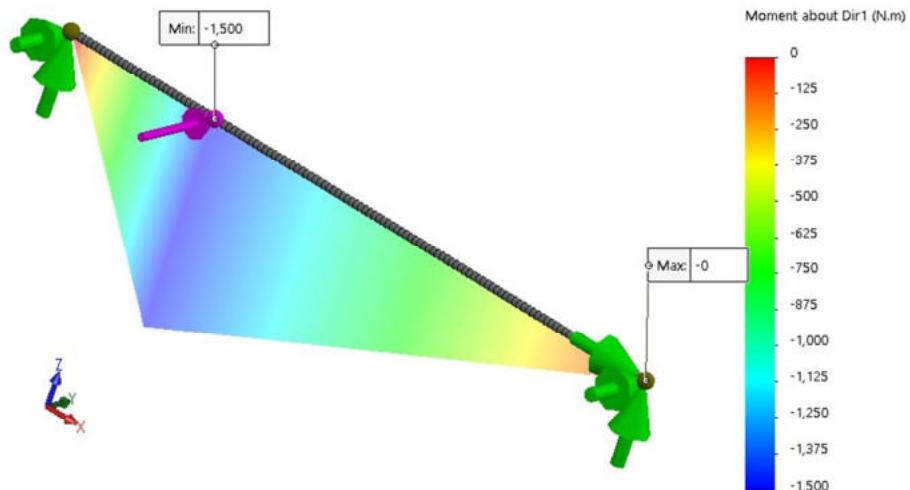


Fig. 2.3.6 Vizualizare diagrama momente încovoietoare

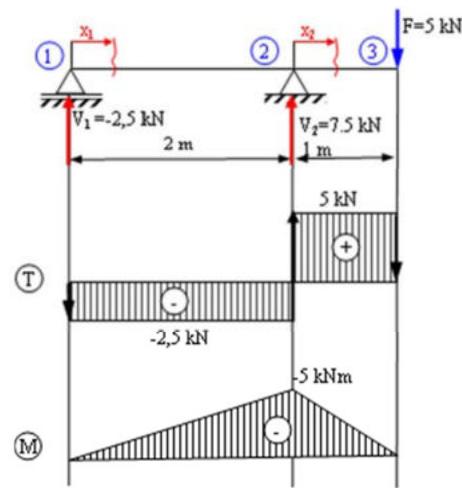
Comparația din [tabelul 2.3.1](#) evidențiază identitatea valorilor dintre rezultatele simulării numerice și ale calculelor analitice. Se observă că diferențele sunt de semne, datorită convențiilor de semne adoptate în mod diferit.

[Tabel 2.3.1](#)

| Parametru | U/M | Nod / Joint | Solid Works Simulation | Calcul analitic |
|---|-----|----------------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| Reacțiuni Result Force FY | N | Joint 1 | 3000 | 3000 |
| | | Joint 3 | 1000 | 1000 |
| Forță tăietoare T- Shear Force in Dir 2 | N | Figura | figura 2.3.5 | figura 2.3.1 |
| | | Joint 1 | +3000 | +3000 |
| | | Joint 2 | +3000 / -1000 Salt $\Delta T=4000$ | +3000 / -1000 Salt $\Delta T=4000$ |
| | | Joint 3 | -1000 | -1000 |
| Moment încovoiotor Moment about Dir 1 | N-m | Figura | figura 2.3.6 | figura 2.3.1 |
| | | Joint 1 | 0 | 0 |
| | | Joint 2 | -1500 | +1500 |
| | | Joint 3 | 0 | 0 |

2.4 Aplicația 3

Pentru grinda din [figura 2.4.1](#) [3]/pag. 9 să se calculeze reacțiunile respectiv diagramele de eforturi ale forțelor tăietoare și a momentelor încovoiotoare. Grinda, de secțiune dreptunghiulară 80x50 mm, este simplu rezemată în punctul ①, articulată în punctul ② și este compusă din două tronsoane de lungime 2 m respectiv 1 m. Grinda este încărcată cu forță verticală $F = 5000 \text{ N}$ în punctul ③.



[Fig. 2.4.1 Grinda încărcată cu o forță concentrată](#)

Realizarea geometriei în SolidWorks impune parcurgerea următorilor pași:

- Se desenează un dreptunghi de dimensiunea 80x50 mm în planul **Right**, figura 2.4.2 și se extrudează folosind comanda **Boss-Extrude** pe o distanță de 2000 mm, pe direcția pozitivă a axei X.
- Pe fața din dreapta a barei create se va crea o nouă schiță, iar prin comanda **Convert Entities** se va converti conturul dreptunghiului 80x50 mm în planul feței.
- Dreptunghiul se va extruda pe o distanță de 1000 mm, debifând în caseta de comandă opțiunea **Merge Results** figura 2.4.3.

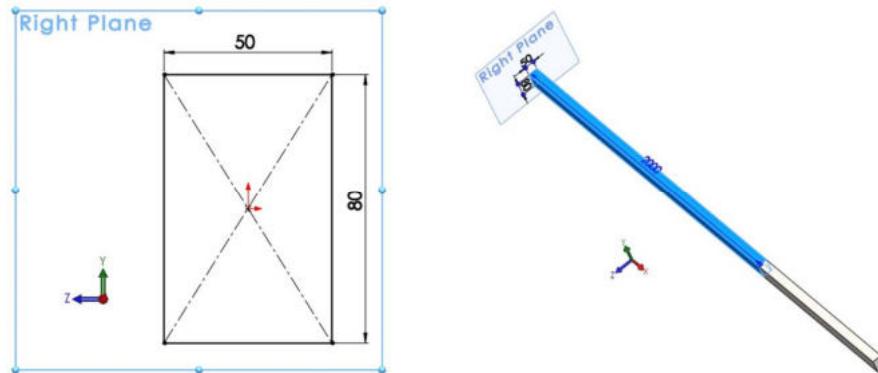


Figura 2.4.2 Dreptunghi 80x50 mm în planul Right

Figura 2.4.3 Extrudare dreptunghi 80x50 mm pe lungime 2000+1000 mm

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 3**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Click dreapta pe geometria barelor în arborele de operații și selecție **Treat as Beam**.
- Click dreapta pe **Joint group** și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**; trei noduri (**joint**) vor apărea în zona grafică.
- În nodul ① se va aplica o restrângere de tip **Use Reference Geometry**, activând în căsuța de comandă **Along Plane Dir 1** și **Along Plane Dir 2**, folosind ca referință planul **Right**.
- În nodul ② se va aplica o restrângere de tip **Fixed Geometry → Immovable (No translation)**, figura 2.4.4.
- Încărcarea de F=5000 N se va aplica în nodul ③ prin opțiunea **External Loads**; se va defini valoarea forței de 5000 N prin opțiunea **Normal to Plane** folosind ca referință **Top Plane**.

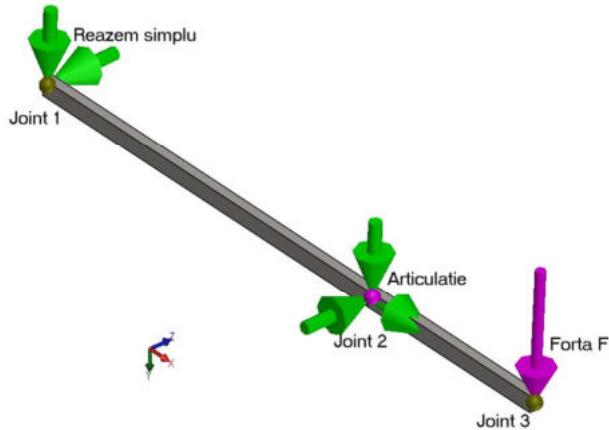


Figura 2.4.4 Încărcarea $F=5000\text{ N}$, restrângeri reazeme

- Modelul se va discretiza folosind comanda **Mesh → Create Mesh**, se vor genera 131 de elemente finite;
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Pentru vizualizare diagramă forțe tăietoare T, figura 2.4.5, click dreapta pe ramura **Results** și selectie **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selectie **Shear Force in Dir 1**.
- Pentru vizualizare diagramă momente încovoietoare M, figura 2.4.6, click dreapta pe ramura **Results** și selectie **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selectie **Moment about Dir 2**.
- Diagramele forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare calculate de SolidWorks Simulation sunt identice ca formă, respectiv valori cu cele din figura 2.4.1 calculate analitic.

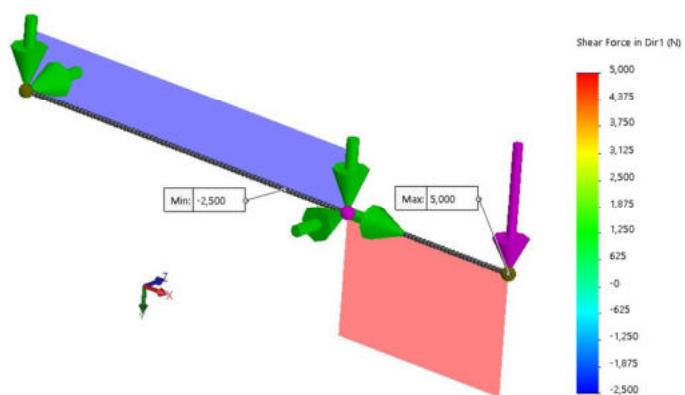


Fig. 2.4.5 Vizualizare diagrama forță tăietoare

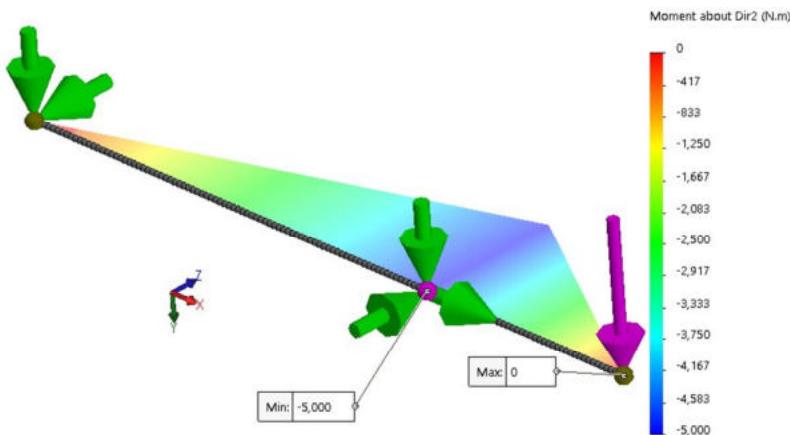


Fig. 2.4.6 Vizualizare diagrama momente încovoietoare

Comparația din [tabelul 2.4.1](#) evidențiază identitatea valorilor dintre rezultatele simulării numerice și ale calculelor clasice. Se observă că diferențele sunt de semne, datorită convențiilor de semne adoptate în mod diferit.

Tabel 2.4.1

| Parametru | U/M | Nod / Joint | Solid Works Simulation | Calcul analitic |
|---|-----|----------------|--------------------------------------|--------------------------------------|
| Reacționi Result Force FY | N | Joint 1 | -2500 | -2500 |
| | | Joint 2 | 7500 | 7500 |
| Forță tăietoare T- Shear Force in Dir 2 | N | Figura | figura 2.4.5 | figura 2.4.1 |
| | | Joint 1 | -2500 | -2500 |
| | | Joint 2 | -2500 / 5000 Salt $\Delta T=7500$ | -2500 / 5000 Salt $\Delta T=7500$ |
| | | Joint 3 | 5000 | 5000 |
| Moment încovoietor Moment about Dir 1 | N-m | Figura | figura 2.4.6 | figura 2.4.1 |
| | | Joint 1 | 0 | 0 |
| | | Joint 2 | -5000 | -5000 |
| | | Joint 3 | 0 | 0 |

2.5 Aplicația 4

Pentru grinda din [figura 2.5.1](#) [3]/pag. 10 să se calculeze reacțiunile respectiv diagramele de eforturi ale forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare. Grinda, de secțiune dreptunghiulară 80x50 mm, este simplu rezemată în punctul ①, articulată în punctul ③ și este compusă din trei tronsoane de lungime 1 m. Grinda este încărcată cu forță verticală $F_1 = 3000$ N în punctul ② și $F_2 = 5000$ N în punctul ④.

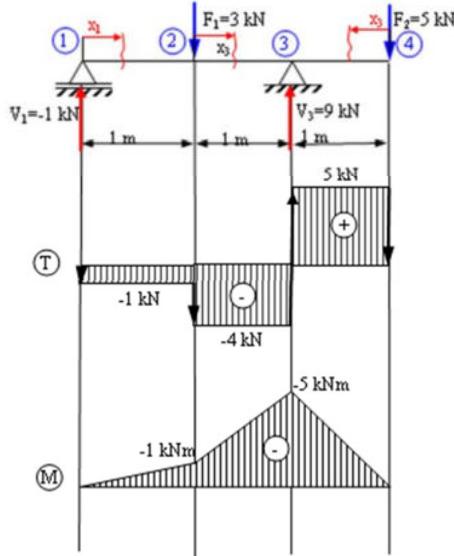


Fig. 2.5.1 Grinda încărcată cu două forțe concentrate

Realizarea geometriei în SolidWorks impune parcurgerea următorilor pași:

- Se desenează un dreptunghi de dimensiunea 80x50 mm în planul **Right**, figura 2.5.2 și se extrudează folosind comanda **Boss-Extrude** pe o distanță de 1000 mm, pe direcția pozitivă a axei X.
- Pe fața din dreapta a barei create se va crea o nouă schiță, iar prin comanda **Convert Entities** se va converti conturul dreptunghiului 80x50 mm în planul feței.
- Dreptunghiul se va extruda pe o distanță de 1000 mm, debifând în caseta de comandă opțiunea **Merge Results** figura 2.4.3.
- Se vor repeta ultimii 2 pași pentru a modela al treilea tronson al barei.

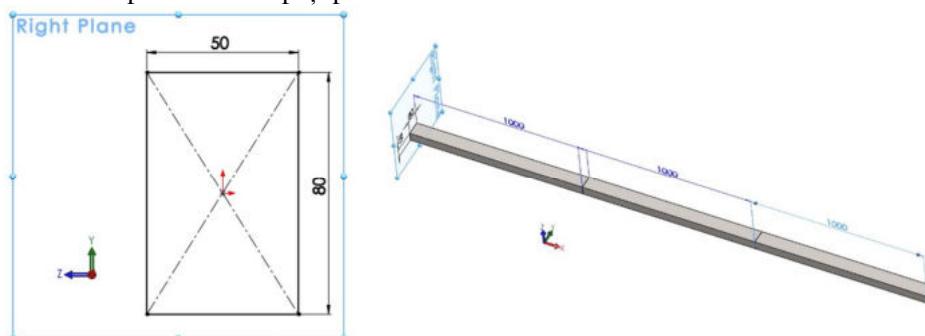


Figura 2.5.2 Dreptunghi 80x50 mm în planul Right

Figura 2.5.3 Extrudare dreptunghi 80x50 mm pe lungime 1000+1000+1000 mm

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 4**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Click dreapta pe geometria barelor în arborele de operații și selecție **Treat as Beam**.
- Click dreapta pe **Joint group** și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**; patru noduri (joint) vor apărea în zona grafică.
- În nodul ① se va aplica o restrângere de tip **Use Reference Geometry**, activând în căsuța de comandă **Along Plane Dir 1** și **Along Plane Dir 2**, folosind ca referință planul **Right**.
- În nodul ③ se va aplica o restrângere de tip **Fixed Geometry → Immovable (No translation)**, [figura 2.5.4](#).
- Încărcările de $F_1=3000$ N și $F_2=5000$ N se vor aplica în nodul ②, respectiv ④, prin opțiunea **External Loads**; se vor defini valorile forțelor de 3000 N și 5000 N prin opțiunea **Normal to Plane** folosind ca referință **Top Plane**.

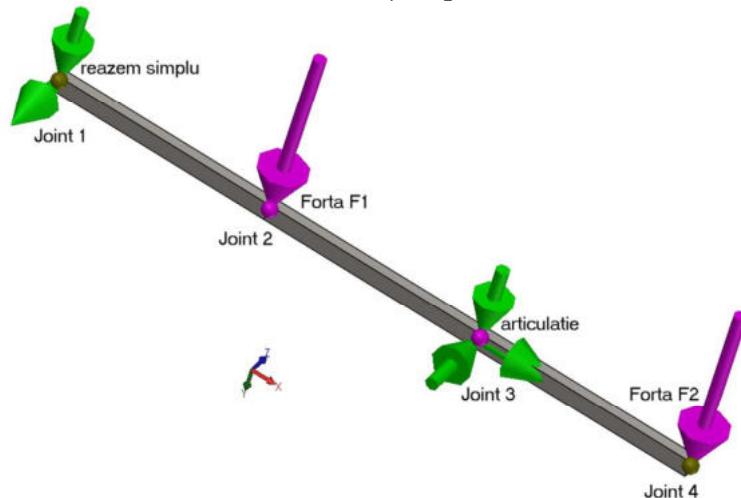


Figura 2.5.4 Încărcările $F_1=3000$ N, $F_2=5000$ N, restrângerile reaze

- Modelul se va discretiza folosind comanda **Mesh → Create Mesh**, se vor genera 132 de elemente finite.
- Se calculează studiu de analiză cu comanda **Run**
- Pentru vizualizare diagramă forțe tăietoare T, [figura 2.5.5](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Shear Force in Dir 1**.
- Pentru vizualizare diagramă momente încovoietoare M, [figura 2.5.6](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Moment about Dir 2**.

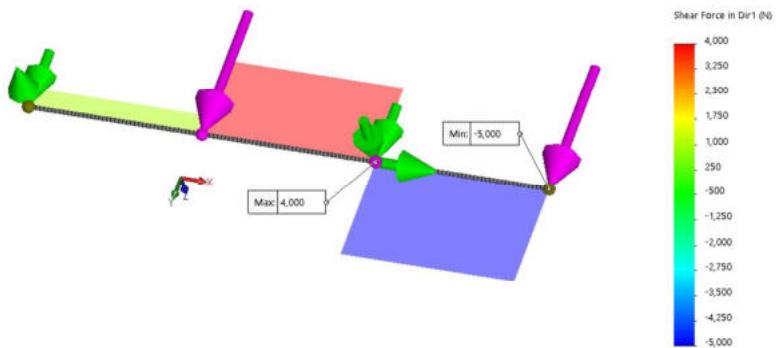


Fig. 2.5.5 Vizualizare diagrama forță tăietoare

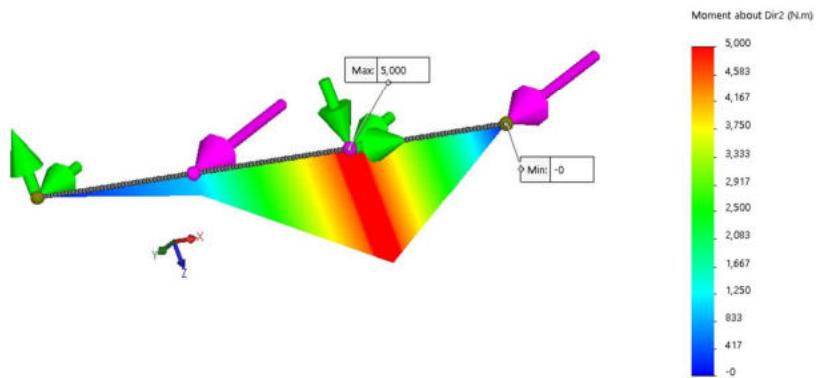


Fig. 2.5.6 Vizualizare diagrama momente încovoietoare

Diagramele forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare calculate de SolidWorks Simulation sunt identice ca formă, respectiv valori cu cele calculate analitic din figura 2.5.1.

2.6 Aplicația 5

Pentru grinda din figura 2.6.1 [3]/pag. 12 să se calculeze reacțiunile respectiv diagramele de eforturi ale forțelor tăietoare, axiale și a momentelor încovoietoare. Grinda, de secțiune dreptunghiulară 80x50 mm, este simplu rezemată în punctul ①, articulată în punctul ④ și este compusă din trei tronsoane de lungime 0,8 m, 1,5 m respectiv 1,2 m. Grinda este încărcată cu forță orizontală $F_1 = 500$ N în punctul ① și forțele verticale $F_2 = 1500$ N la un unghi $\alpha=35^\circ$ în punctul ② respectiv $F_3 = 1800$ N în punctul ③.

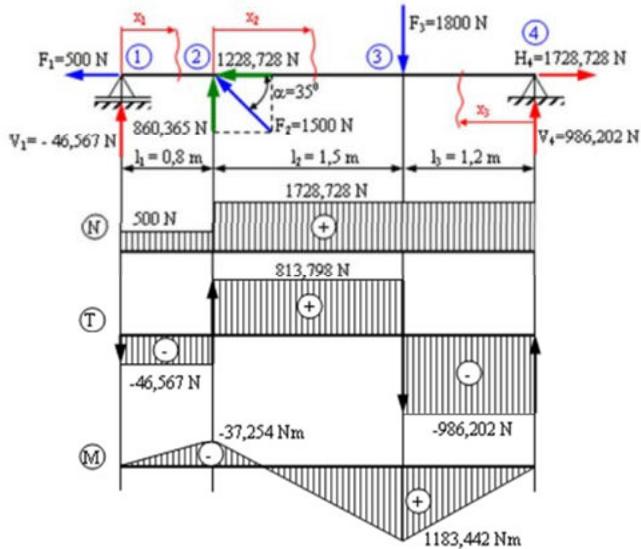


Fig. 2.6.1 Grinda încărcată cu trei forțe concentrate

Realizarea geometriei în SolidWorks impune parcurserea următorilor pași:

- Se desenează un dreptunghi de dimensiunea 80x50 mm în planul **Right**, figura 2.6.2, și se extrudează folosind comanda **Boss-Extrude** pe o distanță de 800 mm, pe direcția pozitivă a axei X.
- Pe fața din dreapta a barei create se va crea o nouă schiță, iar prin comanda **Convert Entities** se va converti conturul dreptunghiului 80x50 mm în planul feței;
- Dreptunghiul se va extruda pe o distanță de 1500 mm, debifând în caseta de comandă opțiunea **Merge Results** figura 2.5.3.
- Se vor repeta ultimii 2 pași pentru a modela al treilea tronson al barei, pe lungimea de 1200 mm.

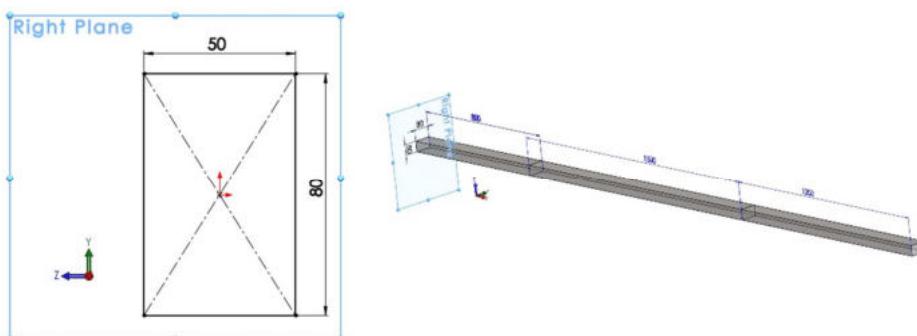


Figura 2.6.2 Dreptunghi 80x50 mm în planul Right

Figura 2.6.3 Extrudare dreptunghi 80x50 mm pe lungime 800+1500+1200 mm

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 5**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Click dreapta pe geometria barelor în arborele de operații și selecție **Treat as Beam**.
- Click dreapta pe **Joint group** și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**; patru noduri (**joint**) vor apărea în zona grafică.
- În nodul ① se va aplica o restrângere de tip **Use Reference Geometry**, activând în căsuța de comandă **Along Plane Dir 1** și **Along Plane Dir 2**, folosind ca referință planul **Right**.
- În nodul ④ se va aplica o restrângere de tip **Fixed Geometry → Immovable (No translation)**, [figura 2.6.4](#).
- Încărcările de $F_1=500\text{ N}$, $F_{2v}=860,365\text{ N}$, $F_{2h}=1228,728\text{ N}$ și $F_3=1800\text{ N}$ se vor aplica în nodul ①, ② și ④, prin opțiunea **External Loads** prin opțiunea **Normal to Plane** folosind ca referință planul corespunzător.

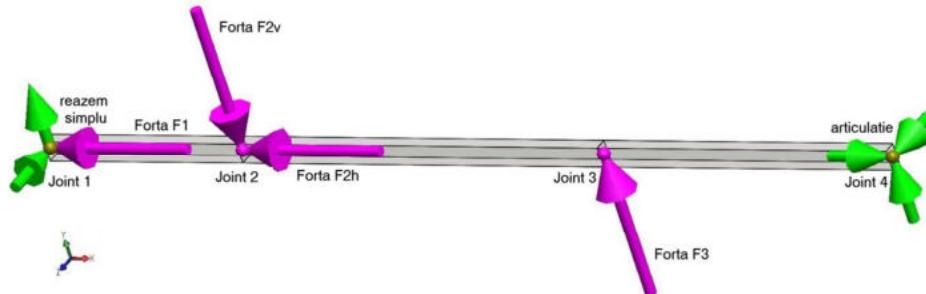


Figura 2.6.4 Încărcările $F_1=500\text{ N}$, $F_{2v}=860,365\text{ N}$, $F_{2h}=1228,728\text{ N}$, $F_3=1800\text{ N}$, restrângerile reazeme

- Modelul se va discretiza folosind comanda **Mesh → Create Mesh**, se vor genera 145 de elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Pentru vizualizare diagramă forțe tăietoare T, [figura 2.6.5](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Shear Force in Dir 1**.
- Pentru vizualizare diagramă forțe axiale N, [figura 2.6.6](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Axial Force**.
- Pentru vizualizare diagramă momente încovoietoare M, [figura 2.6.7](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Moment about Dir 2**.

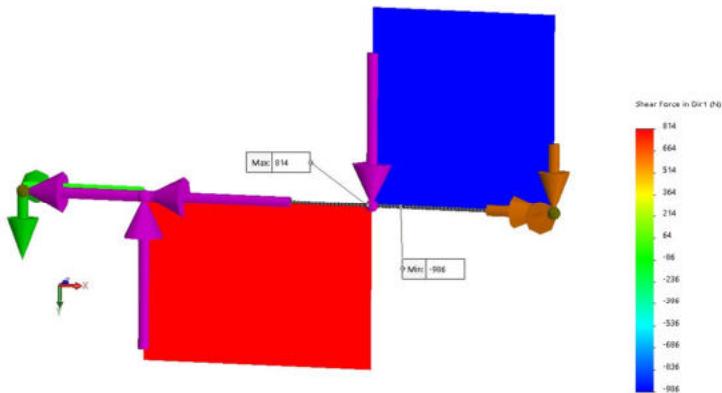


Fig. 2.6.5 Vizualizare diagrama forță tăietoare

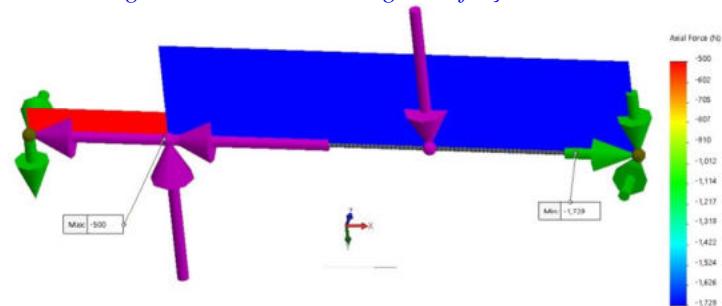


Fig. 2.6.6 Vizualizare diagrama forță axială

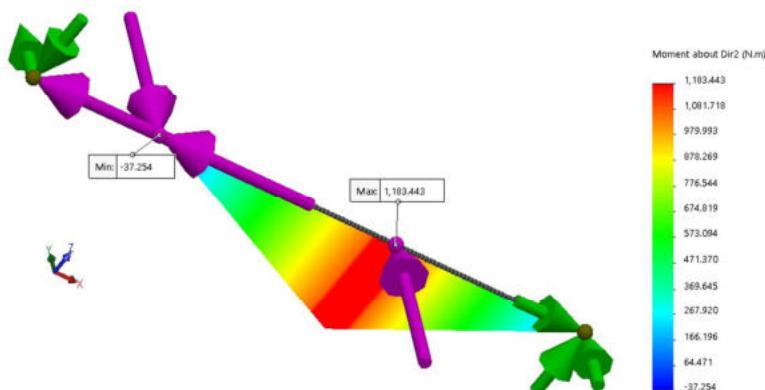


Fig. 2.6.7 Vizualizare diagrama momente încovoietoare

Diagramele forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare calculate de SolidWorks Simulation sunt identice ca formă, respectiv valori cu cele calculate analitic din figura 2.6.1.

2.7 Aplicația 6

Pentru grinda din figura 2.7.1 [3]/pag. 20 să se calculeze reacțiunile, respectiv diagramele de eforturi ale forțelor tăietoare, axiale și a momentelor încovoietoare. Grinda, de secțiune dreptunghiulară 80x50 mm, este încastrată ④ și este compusă din trei tronsoane de lungime 3 m, 1 m respectiv 2 m. Grinda este încărcată cu forța orizontală $F_1 = 4000 \text{ N}$ în punctul ① și forțele verticale $F_2 = 6000 \text{ N}$ la un unghi $\alpha = 30^\circ$ în punctul ② respectiv $F_3 = 8000 \text{ N}$ în punctul ③.

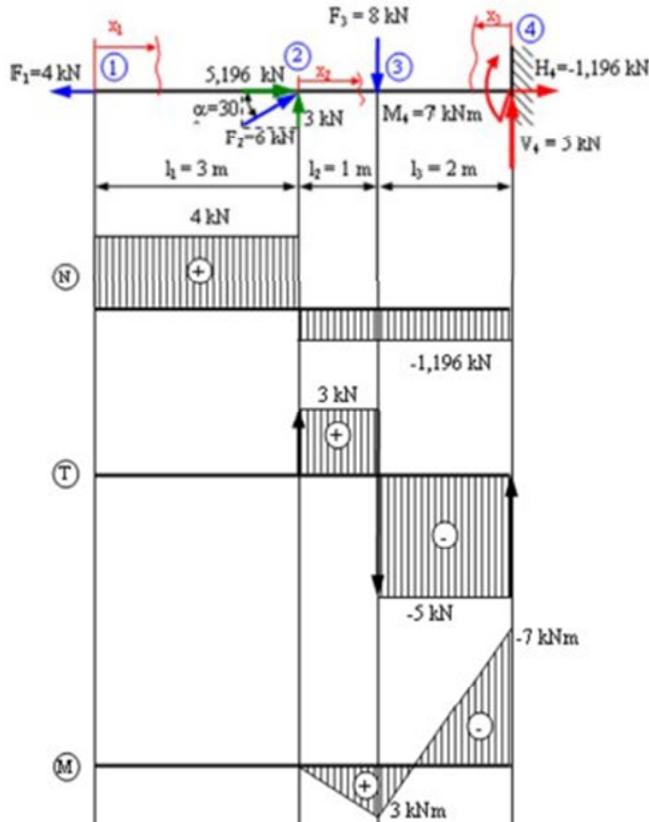
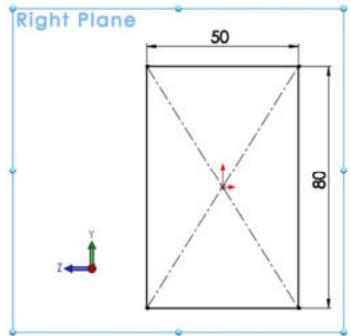


Fig. 2.7.1 Grinda
încărcată cu trei forțe
concentrate

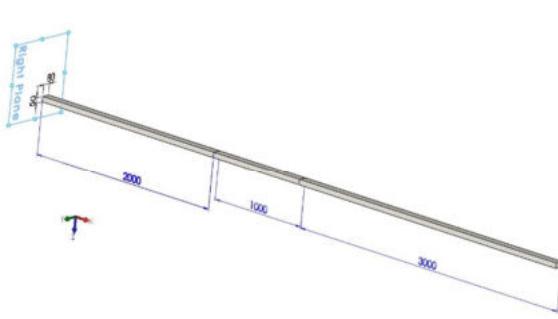
Realizarea geometriei în SolidWorks impune parcurgerea următorilor pași:

- Se desenează un dreptunghi de dimensiunea 80x50 mm în planul **Right**, figura 2.7.2 și se extrudează folosind comanda **Boss-Extrude** pe o distanță de 2000 mm, pe direcția pozitivă a axei X.
- Pe fața din dreapta a barei create se va crea o nouă schiță, iar prin comanda **Convert Entities** se va converti conturul dreptunghilului 80x50 mm în planul feței.

- Dreptunghiul se va extruda pe o distanță de 1000 mm, debifând în caseta de comandă opțiunea **Merge Results** [figura 2.7.3](#).
- Se vor repeta ultimii 2 pași pentru a modela al treilea tronson al barei, pe lungimea de 3000 mm.

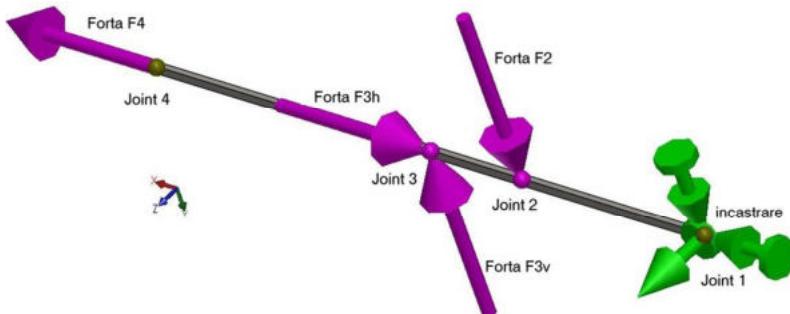


*Figura 2.7.2 Dreptunghi
80x50 mm în planul Right*



*Figura 2.7.3 Extrudare dreptunghi
80x50 mm pe lungime 2000+1000+3000 mm*

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 6**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Click dreapta pe geometria barelor în arborele de operații și selecție **Treat as Beam**.
- Click dreapta pe **Joint group** și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**; patru noduri (joint) vor apărea în zona grafică.
- În nodul ① se va aplica o restrângere de tip **Fixed**, [figura 2.7.4](#).
- Încărcările de $F_4=4000$ N, $F_{3v}=3000$ N, $F_{3h}=5196$ N și $F_2=8000$ N se vor aplica în nodul ④, ③ și ②, prin opțiunea **External Loads** prin opțiunea **Normal to Plane** folosind ca referință planul corespunzător.



*Figura 2.7.4 Încărcările $F_4=4000$ N, $F_{3v}=3000$ N, $F_{3h}=5196$ N, $F_2=8000$ N,
restrângerile reazeme*

- Modelul se va discretiza folosind comanda **Mesh → Create Mesh**, se vor genera 208 de elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Pentru vizualizare diagramă forță tăietoare T, figura 2.7.5, click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Shear Force in Dir 1**.
- Pentru vizualizare diagramă forță axiale N, figura 2.7.6, click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Axial Force**.
- Pentru vizualizare diagramă momente încovoietoare M, figura 2.7.7, click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Moment about Dir 2**.

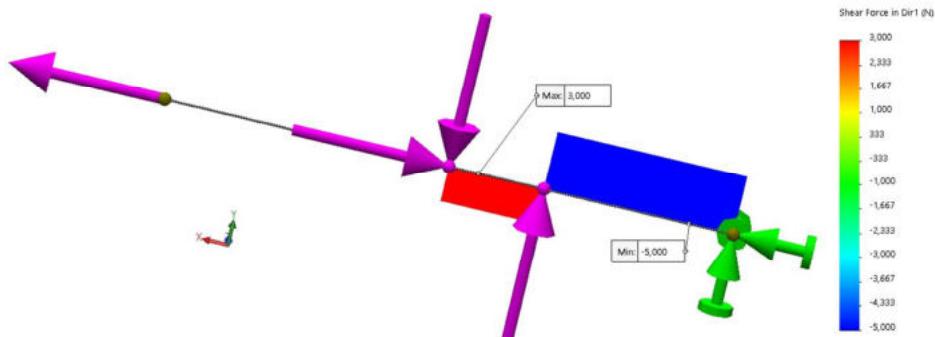


Fig. 2.7.5 Vizualizare diagrama forță tăietoare

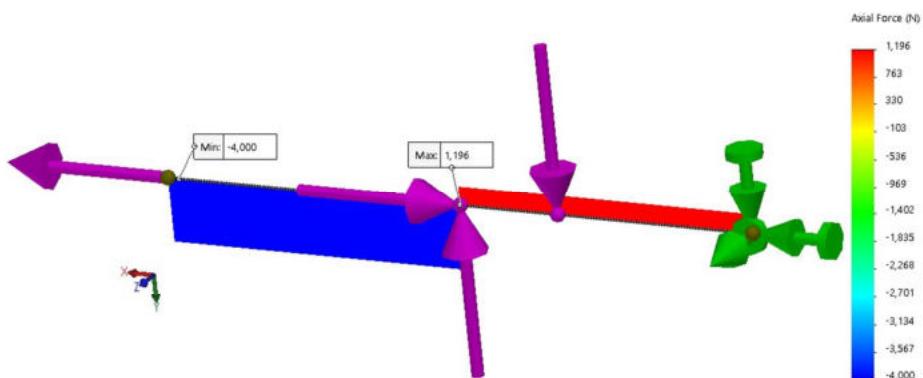


Fig. 2.7.6 Vizualizare diagrama forță axială

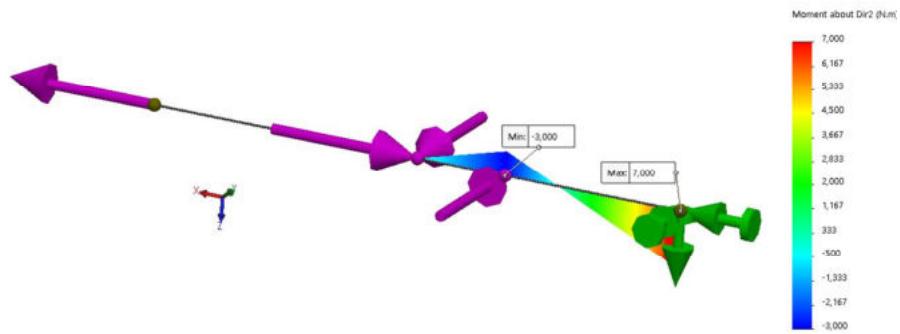


Fig. 2.7.7 Vizualizare diagrama momente încovoietoare

Diagramele forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare calculate de SolidWorks Simulation sunt identice ca formă, respectiv valori cu cele calculate analitic din figura 2.6.1.

2.8 Aplicația 7

Pentru grinda din figura 2.8.1 [3]/pag. 21 să se calculeze reacțiunile, respectiv diagramele de eforturi ale forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare. Grinda, de secțiune dreptunghiulară 80x50 mm, este încastrată ① și este compusă dintr-un tronson de lungime 2 m. Grinda este încărcată cu forță uniformă distribuită $p = 3000 \text{ N/m}$.

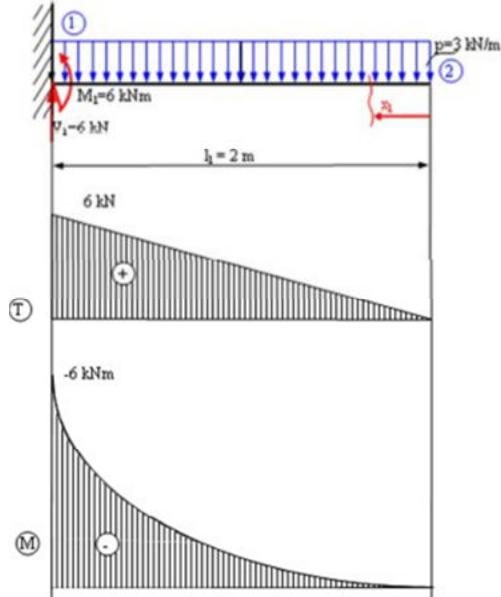


Fig. 2.8.1 Grinda încărcată cu forță uniformă distribuită

Realizarea geometriei în SolidWorks impune parcurgerea următorilor pași:

- Se desenează un dreptunghi de dimensiunea 80x50 mm în planul **Right**, [figura 2.8.2](#) și se extrudează folosind comanda **Boss-Extrude** pe o distanță de 2000 mm, pe direcția pozitivă a axei X; [figura 2.8.3](#).

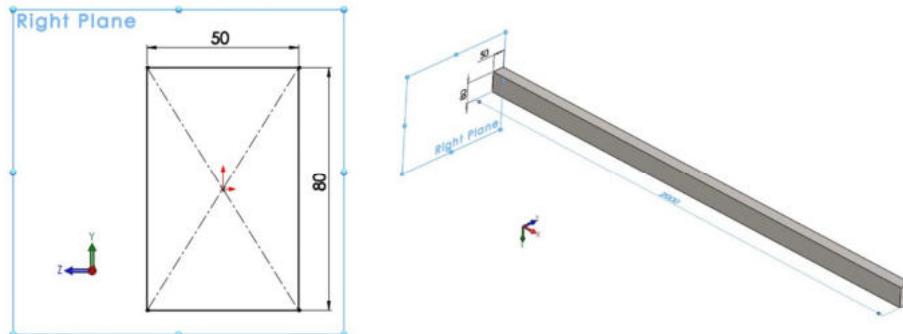


Figura 2.8.2 Dreptunghi 80x50 mm în planul Right

Figura 2.8.3 Extrudare dreptunghi 80x50 mm pe lungime 2000 mm

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 7**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Click dreapta pe geometria barelor în arborele de operații și selecție **Treat as Beam**.
- Click dreapta pe **Joint group** și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**; patru noduri (**joint**) vor apărea în zona grafică.
- În nodul ① se va aplica o restrângere de tip **Fixed**, [figura 2.8.4](#).
- Încărcarea uniform distribuită de $p=3000$ N se va aplica pe toată lungimea barei, prin opțiunea **External Loads** prin opțiunea **Normal to Plane** folosind ca referință planul **Top** și bifând casuta **Per unit length**, [figura 2.8.5](#).
- Modelul se va discretiza folosind comanda **Mesh** → **Create Mesh**, se vor genera 100 de elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Pentru vizualizare diagramă forțe tăietoare T, [figura 2.8.6](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Shear Force in Dir 1**.
- Pentru vizualizare diagramă momente încovoietoare M, [figura 2.8.7](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Moment about Dir 2**.

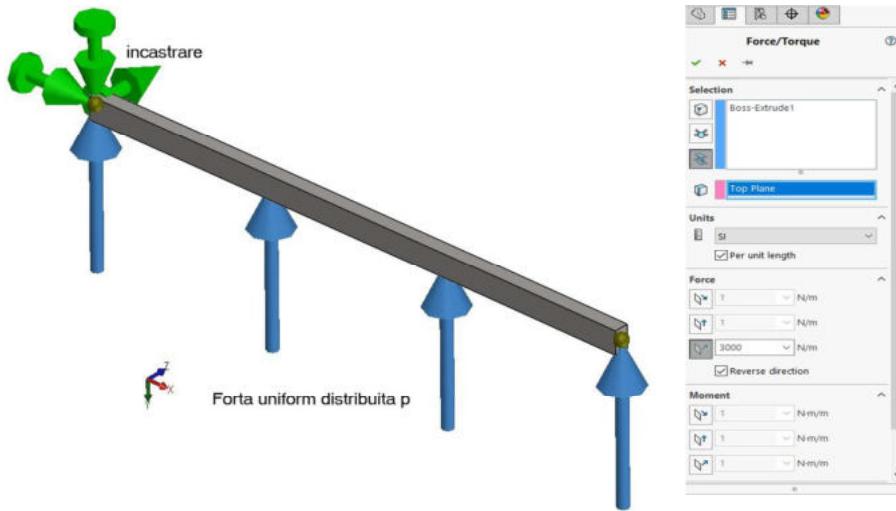


Figura 2.8.4 Încărcarea uniformă distribuită $p=3000 \text{ N/m}$; restrângerile reazeme

Figura 2.8.5
Selectare forță uniformă distribuită

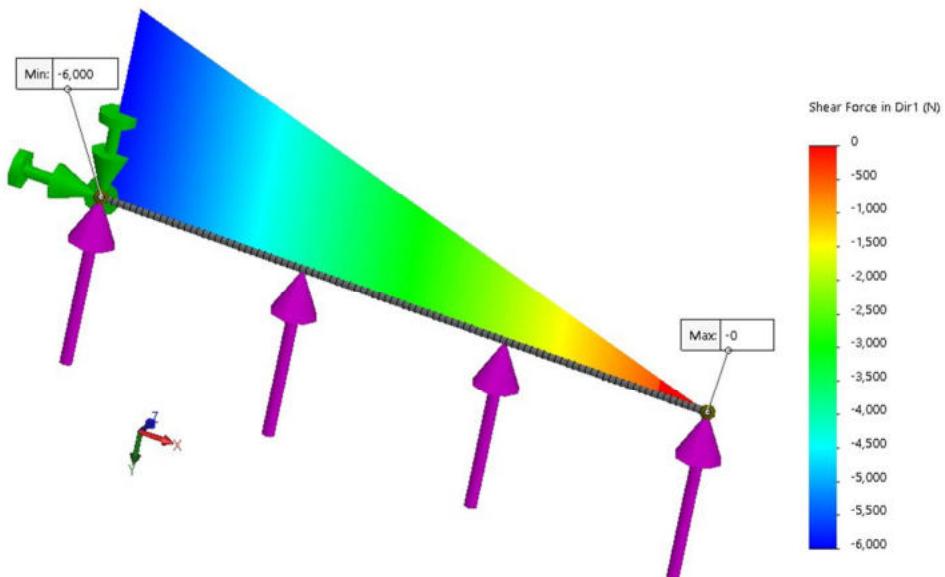


Fig. 2.8.6 Vizualizare diagrama forță tăietoare

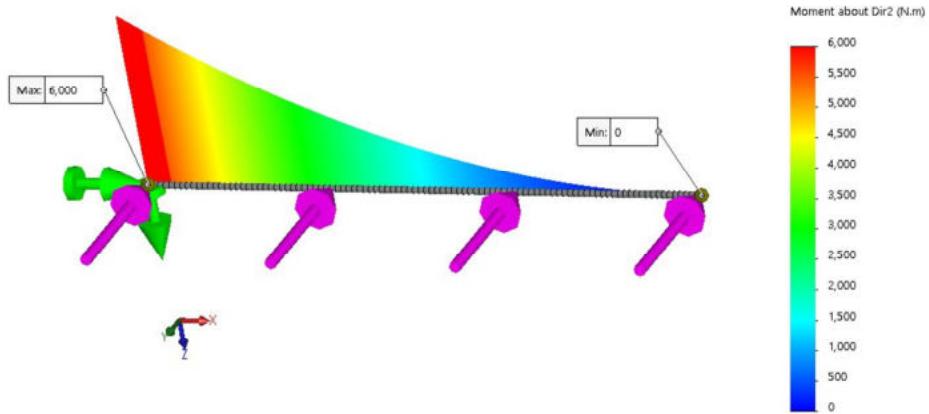


Fig. 2.8.7 Vizualizare diagrama momente încovoietoare

Diagramele forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare calculate de SolidWorks Simulation sunt identice ca formă, respectiv valori cu cele calculate analitic din figura 2.8.1.

2.9 Aplicația 8

Pentru grinda din figura 2.9.1 [3]/pag. 22 să se calculeze reacțiunile, respectiv diagramele de eforturi ale forțelor tăietoare și a momentelor încovoietare. Grinda, de secțiune dreptunghiulară 80x50 mm, este încastrată ① și este compusă dintr-un tronson de lungime 2 m. Grinda este încărcată cu forță uniformă distribuită $p = 5000 \text{ N/m}$ și cu un moment concentrat $M=3000 \text{ Nm}$ în punctul ②.

Realizarea geometriei în SolidWorks impune parcurgerea următorilor pași:

- Se desenează un dreptunghi de dimensiunea 80x50 mm în planul **Right**, figura 2.9.2 și se extrudează folosind comanda **Boss-Extrude** pe o distanță de 2000 mm, pe direcția pozitivă a axei X; figura 2.9.3.
- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 8**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Click dreapta pe geometria barei și se va selecta **Treat as Beam**.
- Click dreapta pe **Joint group** și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**; două noduri (**joint**) vor apărea în zona grafică.
- În nodul ① se va aplica o restrângere de tip **Fixed**, figura 2.9.4.

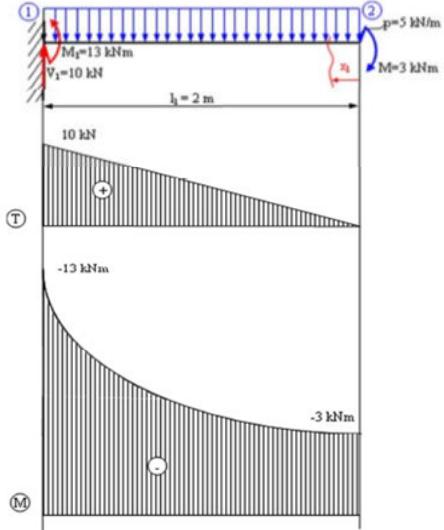


Fig. 2.9.1 Grinda încărcată cu forță uniform distribuită și moment concentrat

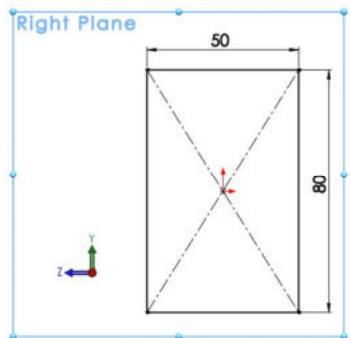


Figura 2.9.2 Dreptunghi 80x50 mm în planul Right

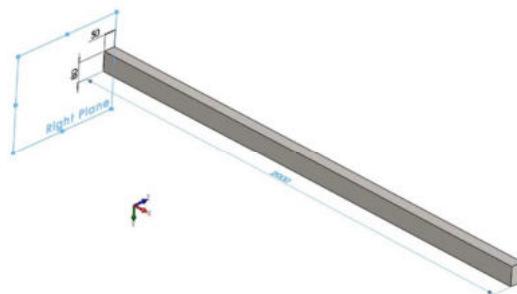


Figura 2.9.3 Extrudare dreptunghi 80x50 mm pe lungime 2000 mm

- Încărcarea uniformă distribuită de $p=5000 \text{ N/m}$ se va aplica pe toata lungimea barei, prin opțiunea **External Loads - Normal to Plane** folosind ca referință planul **Top** și bifând casuța **Per unit lenght**.
- Momentul concentrat $M=3000 \text{ Nm}$ se va aplica în nodul ② prin opțiunea **External Loads - Normal to Plane** și bifând casuța **Moment** folosind ca referință **Face 1** (față din planul XOY), [figurile 2.9.4 ÷ 2.9.5](#).

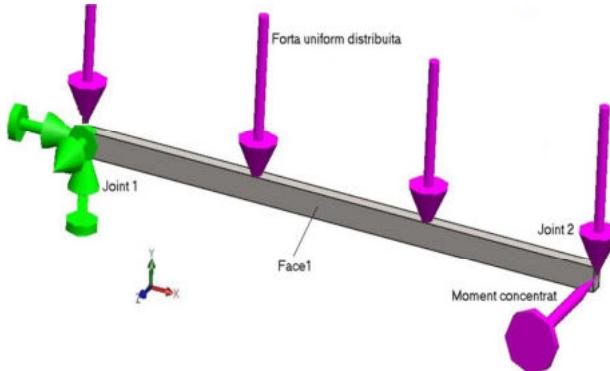


Figura 2.9.4 Încărcarea uniform distribuită $p=5000 \text{ N/m}$, moment concentrat $M=3000 \text{ N.m}$; restrângerile reazeme

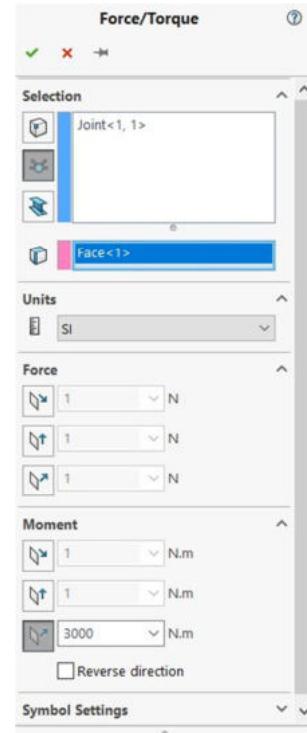


Figura 2.9.5 Selectare moment concentrat

- Modelul se va discretiza folosind comanda **Mesh** → **Create Mesh**, se vor genera 100 de elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Pentru vizualizare diagramă forțe tăietoare T, [figura 2.9.6](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Shear Force in Dir 1**.
- Pentru vizualizare diagramă momente încovoietoare M, [figura 2.9.7](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Moment about Dir 2**.

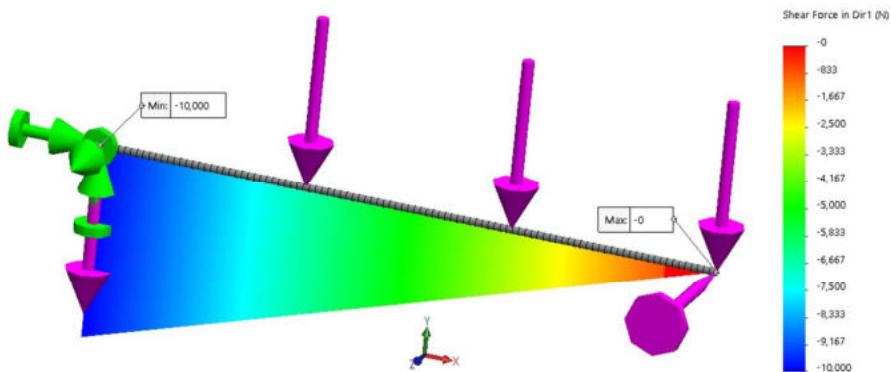


Fig. 2.9.6 Vizualizare diagrama forță tăietoare

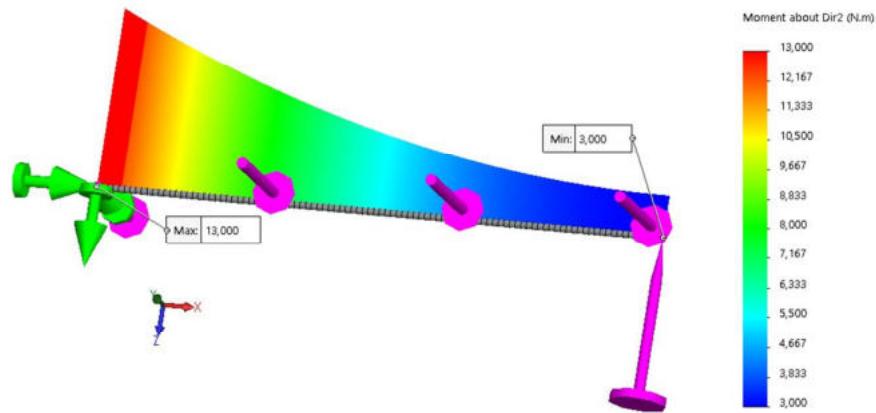


Fig. 2.9.7 Vizualizare diagrama momente încovoietoare

Diagramele forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare calculate de SolidWorks Simulation sunt identice ca formă, respectiv valori cu cele calculate analitic din figura 2.9.1.

2.10 Aplicația 9

Pentru grinda din figura 2.10.1 [3]/pag. 23 să se calculeze reacțiunile respectiv diagramele de eforturi ale forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare. Grinda, de secțiune dreptunghiulară 80x50 mm, este încastrată ① și este compusă din două tronsoane de lungime 2 m. Grinda este încărcată cu forță uniformă distribuită $p = 6000 \text{ N/m}$ și cu un moment concentrat $M=2000 \text{ Nm}$.

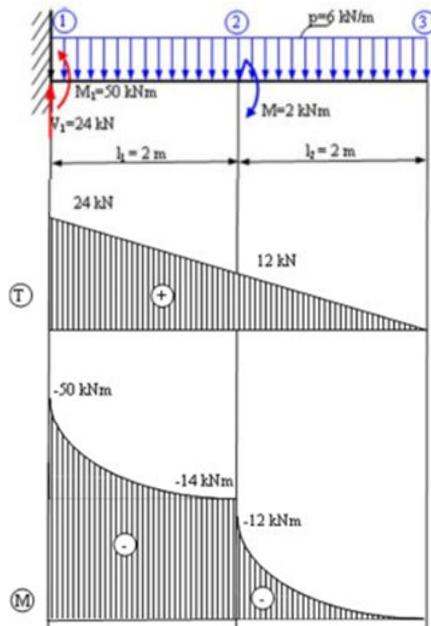


Fig. 2.10.1 Grinda încărcată cu forță uniformă distribuită și moment concentrat

Realizarea geometriei în SolidWorks impune parcurgerea următorilor pași:

- Se desenează un dreptunghi de dimensiunea 80x50 mm în planul **Right**, figura 2.10.2 și se extrudează folosind comanda **Boss-Extrude** pe o distanță de 2000 mm, pe direcția pozitivă a axei X.
- Pe fața din dreapta a barei create se va crea o nouă schiță, iar prin comanda **Convert Entities** se va converti conturul dreptunghiului 80x50 mm în planul feței.
- Dreptunghiul se va extruda pe o distanță de 2000 mm, debifând în caseta de comandă opțiunea **Merge Results** figura 2.10.3.

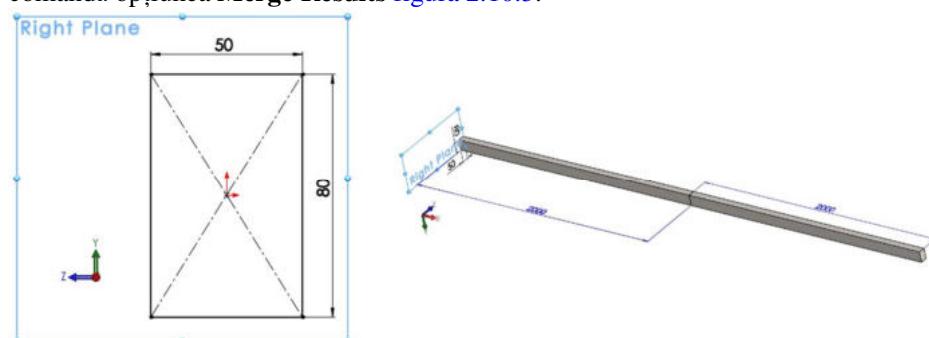


Figura 2.10.2 Dreptunghi 80x50 mm în planul Right

Figura 2.10.3 Extrudare dreptunghi 80x50 mm pe lungime 2000+2000mm

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 9**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Click dreapta pe geometria barei și se va selecta **Treat as Beam**.
- Click dreapta pe **Joint group** și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**; trei noduri (**joint**) vor apărea în zona grafică.
- În nodul ① se va aplica o restrângere de tip **Fixed** [figura 2.10.4](#).
- Încărcarea uniformă distribuită de $p=6000 \text{ N/m}$ se va aplica pe toată lungimea barei, prin opțiunea **External Loads - Normal to Plane** folosind ca referință planul **Top** și bifând casuța **Per unit lenght**.
- Momentul concentrat $M=2000 \text{ Nm}$ se va aplica în nodul ② prin opțiunea **External Loads - Normal to Plane** și bifând casuța **Moment** folosind ca referință **Front Plane**.

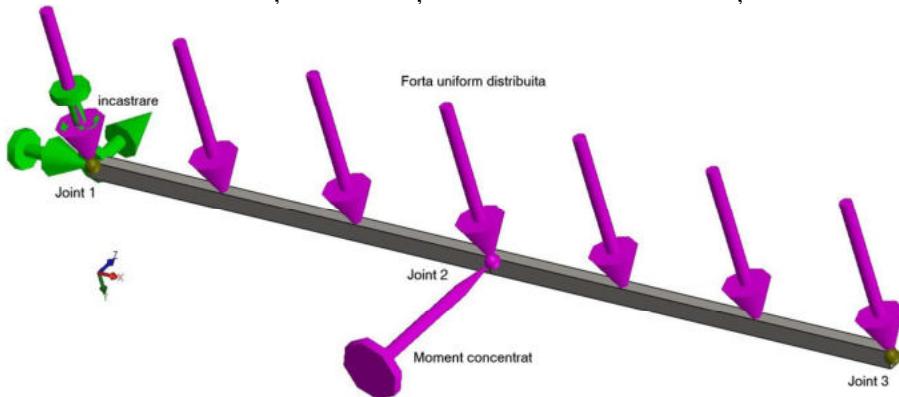


Figura 2.10.4 Încărcarea uniformă distribuită $p=6000 \text{ N/m}$, momentul concentrat $M=2000 \text{ Nm}$, restrângerile reazeme

- Modelul se va discretiza folosind comanda **Mesh → Create Mesh**, se vor genera 158 de elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Pentru vizualizare diagramă forțe tăietoare T, [figura 2.10.5](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Shear Force in Dir 1**.
- Pentru vizualizare diagramă momente încovoietoare M, [figura 2.10.6](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Moment about Dir 2**.

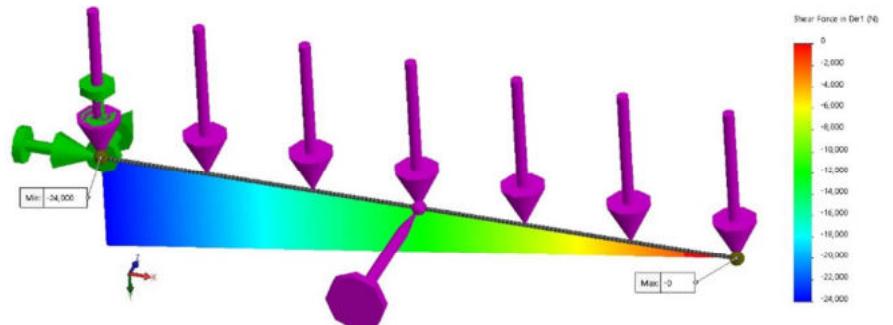


Fig. 2.10.5 Vizualizare diagrama forță tăietoare

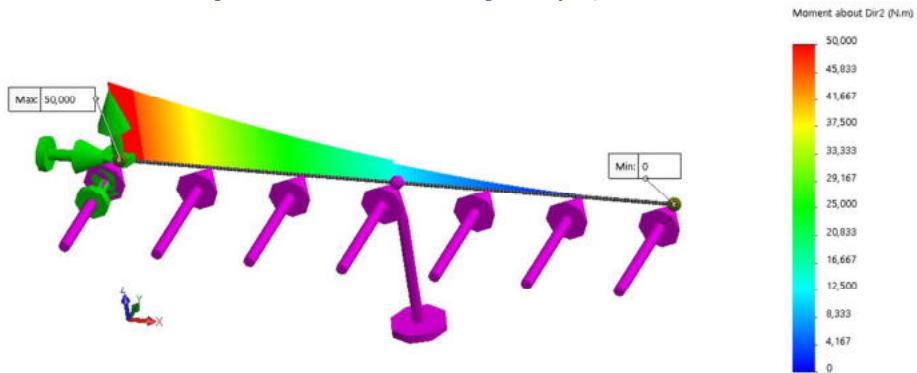


Fig. 2.10.6 Vizualizare diagrama momente încovoietoare

Diagramele forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare calculate de SolidWorks Simulation sunt identice ca formă, respectiv valori cu cele calculate analitic din figura 2.10.1.

2.11 Aplicația 10

Pentru grinda din figura 2.11.1 [3]/pag. 26 să se calculeze reacțiunile respectiv diagramele de eforturi ale forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare. Grinda, de secțiune dreptunghiulară 80x50 mm, este articulată ① și simplu rezemată ④ și este compusă din trei tronsoane de lungime 1 m, 2 m respectiv 1 m. Grinda este încărcată cu forță uniformă distribuită $p = 3000 \text{ N/m}$. Realizarea geometriei în SolidWorks impune parcurgerea următorilor pași:

- Se desenează un dreptunghi de dimensiunea 80x50 mm în planul **Right**, figura 2.11.2 și se extrudează folosind comanda **Boss-Extrude** pe o distanță de 1000 mm, pe direcția pozitivă a axei X.

- Pe față din dreapta a barei create, se va crea o nouă schiță, iar prin comanda **Convert Entities** se va converti conturul dreptunghiului 80x50 mm în planul feței.
- Dreptunghiul se va extruda pe o distanță de 2000 mm, debifând în caseta de comandă opțiunea **Merge Results**.

Se vor repeta ultimii 2 pași pentru a modela al treilea tronson al barei, pe lungimea de 1000 mm. **figura 2.11.3.**

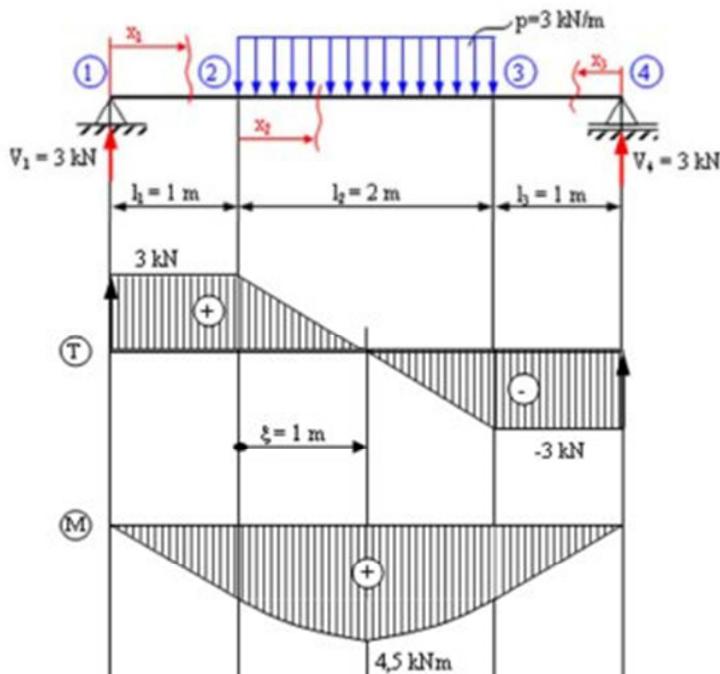


Fig. 2.11.1
Grinda
încărcată cu
forță uniform
distribuită

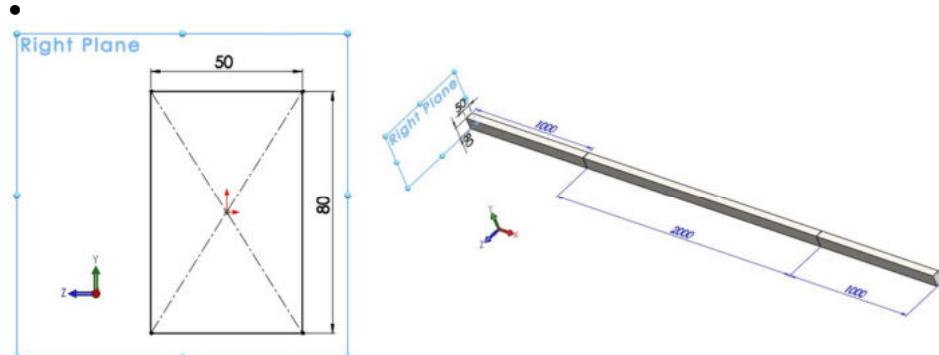


Figura 2.11.2 Dreptunghi
80x50 mm în planul Right

Figura 2.11.3 Extrudare dreptunghi
80x50 mm pe lungime 1000+2000+1000mm

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 10**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Click dreapta pe geometria barei și se va selecta **Treat as Beam**.
- Click dreapta pe **Joint group** și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**; patru noduri (**joint**) vor apărea în zona grafică.
- În nodul ① se va aplica o restrângere de tip **Fixed Geometry** → **Immovable (No translation)**, [figura 2.11.4](#).
- În nodul ④ se va aplica o restrângere de tip **Use Reference Geometry**, activând în casuța de comandă **Along Plane Dir 1** și **Along Plane Dir 2**, folosind ca referință planul **Right**.
- Încărcarea uniformă distribuită de $p=3000 \text{ N/m}$ se va aplica pe tronsonul ②-③, prin opțiunea **External Loads - Normal to Plane** folosind ca referință planul **Top** și bifând casuța **Per unit length**.

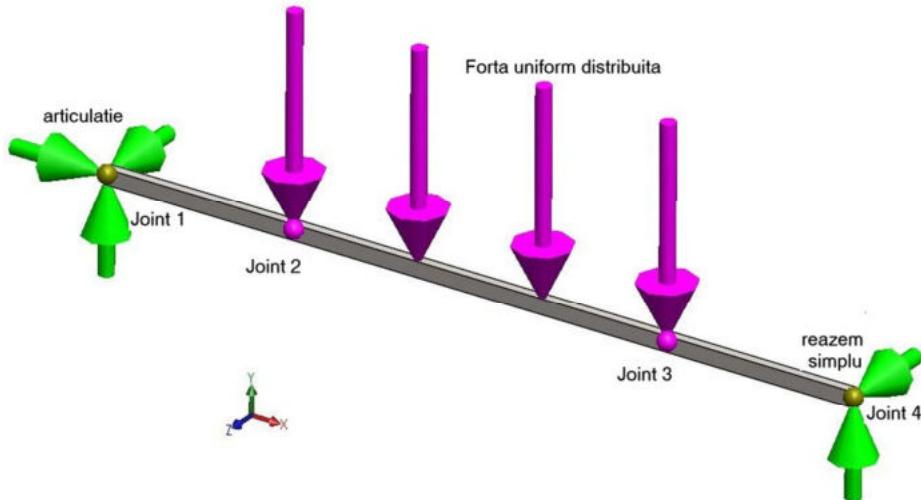


Figura 2.11.4 Încărcarea uniformă distribuită $p=3000 \text{ N/m}$, restrângerile reazeme

- Modelul se va discretiza folosind comanda **Mesh** → **Create Mesh**, se vor genera 159 de elemente finite.
- Se calculează studiu de analiză cu comanda **Run**.
- Pentru vizualizare diagramă forțe tăietoare T, [figura 2.11.5](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Shear Force in Dir 1**.

- Pentru vizualizare diagramă momente încovoietoare M, [figura 2.11.6](#), click dreapta pe ramura **Results** și selectie **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Moment about Dir 2**.

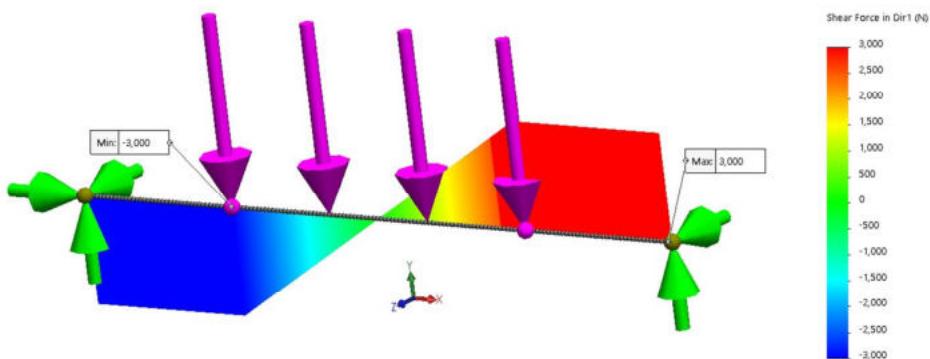


Fig. 2.11.5 Vizualizare diagrama forță tăietoare

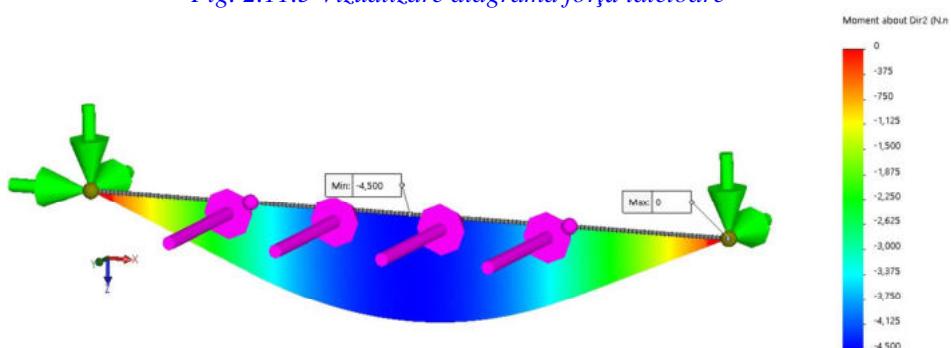


Fig. 2.11.6 Vizualizare diagrama momente încovoietoare

Diagramele forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare calculate de SolidWorks Simulation sunt identice ca formă, respectiv valori cu cele calculate analitic din [figura 2.11.1](#).

2.12 Aplicația 11

Pentru grinda din [figura 2.12.1](#) [3]/pag. 53 să se calculeze reacțiunile, respectiv diagramele de eforturi ale forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare. Grinda, de secțiune dreptunghiulară 80x50 mm, este articulată ② și simplu rezemată ⑤ și este compusă din patru tronsoane de lungime 1 m, 1 m, 0,8

m respectiv 1,2 m. Grinda este încărcată cu forța $V_1 = 10000 \text{ N}$ în ①, $V_3 = 10000 \text{ N}$ în ③, forță uniformă distribuită $p_2 = 12000 \text{ N/m}$ pe tronsonul ④-⑤ și cu momentul concentrat $M = 5000 \text{ Nm}$ în ④.

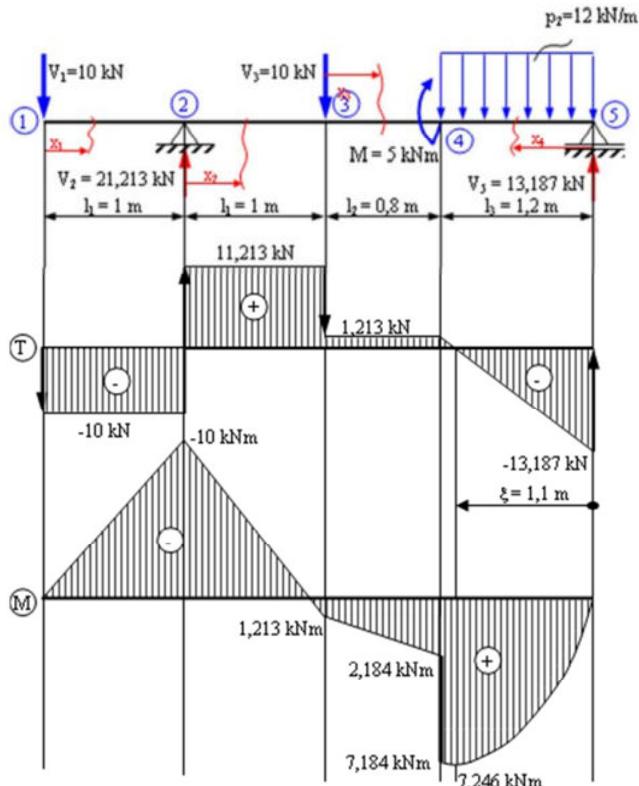


Fig. 2.12.1 Grinda încărcată cu forțe concentrate, forță uniformă distribuită și moment concentrat

Realizarea geometriei în SolidWorks impune parcurgerea următorilor pași:

- Se desenează un dreptunghi de dimensiunea $80 \times 50 \text{ mm}$ în planul **Right**, figura 2.12.2 și se extrudează folosind comanda **Boss-Extrude** pe o distanță de 1000 mm , pe direcția pozitivă a axei X.
- Pe fața din dreapta a barei create se va crea o nouă schiță, iar prin comanda **Convert Entities** se va converti conturul dreptunghiului $80 \times 50 \text{ mm}$ în planul feței;
- Dreptunghiul se va extruda pe o distanță de 1000 mm , debifând în caseta de comandă opțiunea **Merge Results**.
- Se vor repeta ultimii 2 pași pentru a modela ultimele două tronsoane ale barei, pe lungimile de 800 mm și 1200 mm . figura 2.12.3.

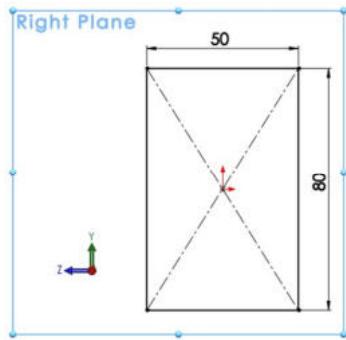


Figura 2.12.2 Dreptunghi
80x50 mm în planul Right

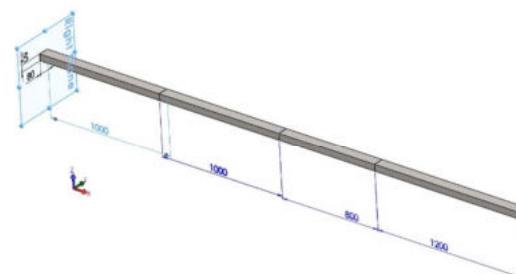


Figura 2.12.3 Extrudare dreptunghi
80x50 mm pe lungime 1000+1000+800+1200 mm

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 11**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Click dreapta pe geometria barei și se va selecta **Treat as Beam**.
- Click dreapta pe **Joint group** și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**; cinci noduri (**joint**) vor apărea în zona grafică.
- În nodul ② se va aplica o restrângere de tip **Fixed Geometry** → **Immovable (No translation)**, [figura 2.12.4](#).
- În nodul ⑤ se va aplica o restrângere de tip **Use Reference Geometry**, activând în căsuța de comandă **Along Plane Dir 1** și **Along Plane Dir 2**, folosind ca referință planul **Right**.
- Încărcările $V_1=V_3=10000$ N se vor aplica prin opțiunea **External Loads - Normal to Plane** folosind ca referință planul **Top**.
- Încărcarea uniformă distribuită de $p_2=12000$ N/m se va aplica pe tronsonul ④-⑤, prin opțiunea **External Loads - Normal to Plane** folosind ca referință planul **Top** și bifând căsuța **Per unit lenght**.
- Momentul concentrat $M=5000$ Nm se va aplica în nodul ④ prin opțiunea **External Loads - Normal to Plane** și bifând căsuța **Moment** folosind ca referință **Front Plane**.
- Modelul se va discretiza folosind comanda **Mesh** → **Create Mesh**, se vor genera 160 de elemente finite;
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Pentru vizualizare diagramă forțe tăietoare T, [figura 2.12.5](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Shear Force in Dir 1**.

- Pentru vizualizare diagramă momente încovoitoare M, figura 2.12.6, click dreapta pe ramura **Results** și selectie **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Moment about Dir 2**.

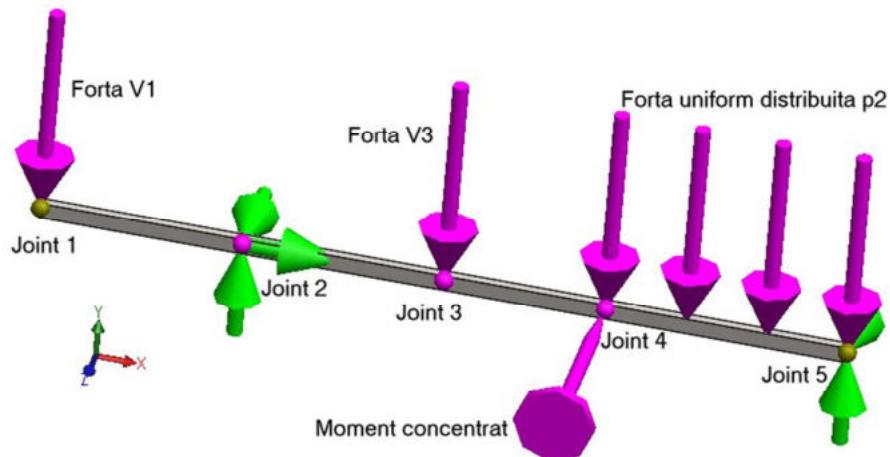


Figura 2.12.4 Încărcarea cu forțele $V_1=V_3=10.000\text{ N}$, $p_2=12000\text{ N/m}$, momentul concentrat $M=5000\text{ Nm}$, restrângeri reazeme

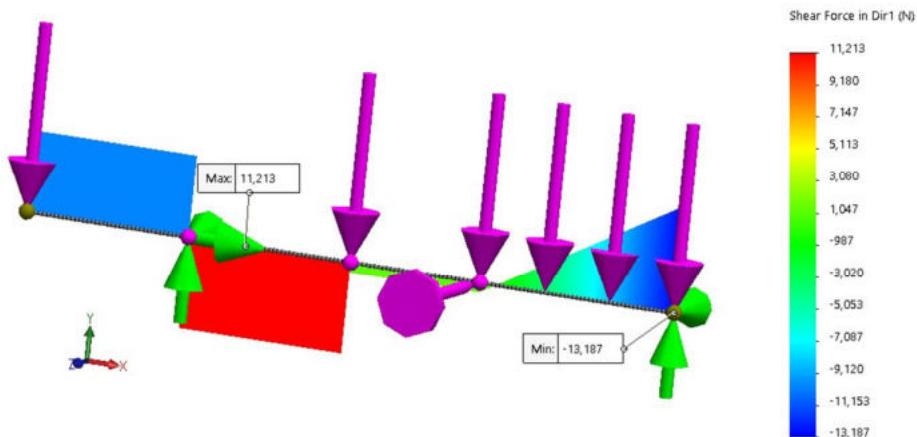


Fig. 2.12.5 Vizualizare diagrama forță tăietoare

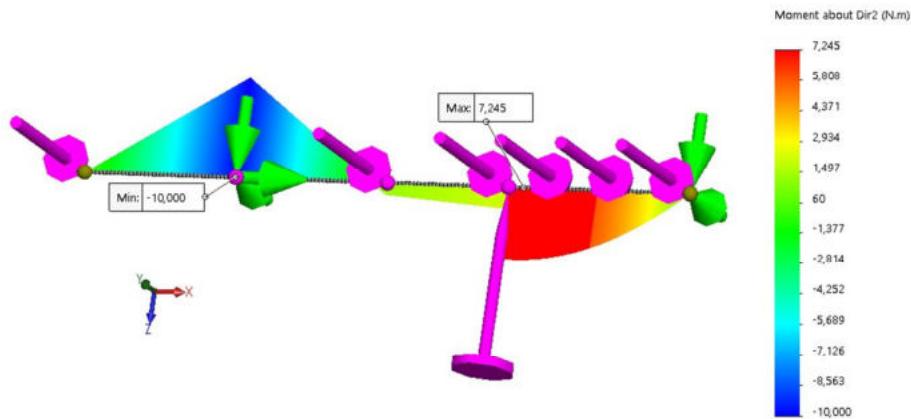


Fig. 2.12.6 Vizualizare diagrama momente încovoietoare

Diagramele forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare calculate de SolidWorks Simulation sunt identice ca formă, respectiv valori cu cele calculate analitic din figura 2.12.1.

2.13 Aplicația 12

Pentru bara cotită din figura 2.13.1 [3]/pag. 63 să se calculeze reacțiunile respectiv diagramele de eforturi ale forțelor tăietoare și a momentelor încovoietare. Bara, de secțiune dreptunghiulară 80x50 mm, este articulată ① și simplu rezemată ② și este compusă din trei tronsoane de lungime 3 m, 2 m respectiv 1 m. Bara este încărcată cu forță orizontală $F_1 = 1000 \text{ N}$ ③ și forță verticală $F_2 = 4000 \text{ N}$ ④. Realizarea geometriei în SolidWorks impune parcurgerea următorilor pași:

- Se desenează un dreptunghi de dimensiunea 80x50 mm în planul **Right**, figura 2.13.2 și se extrudează folosind comanda **Boss-Extrude** pe o distanță de 3000 mm, pe direcția pozitivă a axei X.
- Pe fața 1 (**face 1**) a barei anterior create se desenează un dreptunghi de dimensiunea 80x50 mm, figura 2.13.2 și se extrudează folosind comanda **Boss-Extrude** pe o distanță de 1920 mm, pe direcția pozitivă a axei Y, debifând în caseta de comandă opțiunea **Merge Results**.
- Pe fața 2 (**face 2**) a barei anterior create se desenează un dreptunghi de dimensiunea 80x50 mm, figura 2.13.2 și se extrudează folosind comanda **Boss-Extrude** pe o distanță de 920 mm, pe direcția pozitivă a axei X, debifând în caseta de comandă opțiunea **Merge Results**.

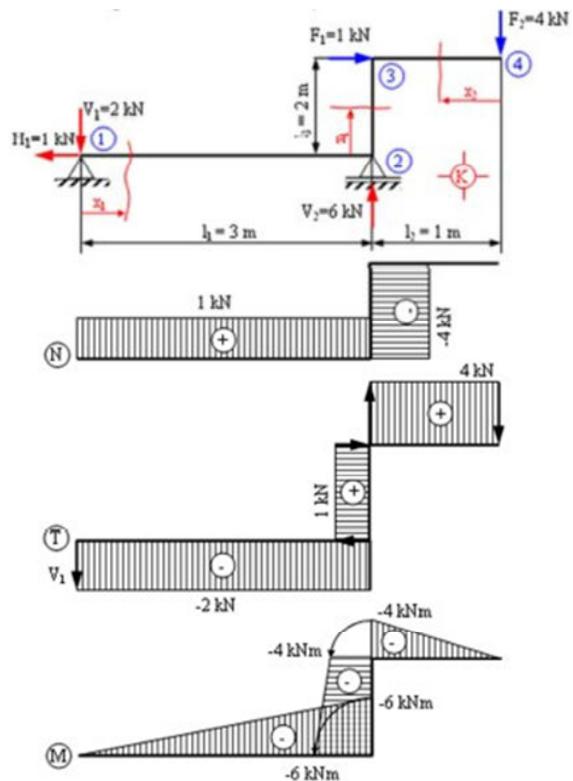


Fig. 2.13.1 Bară cotită încărcată cu forță orizontală F_1 și forță verticală F_2

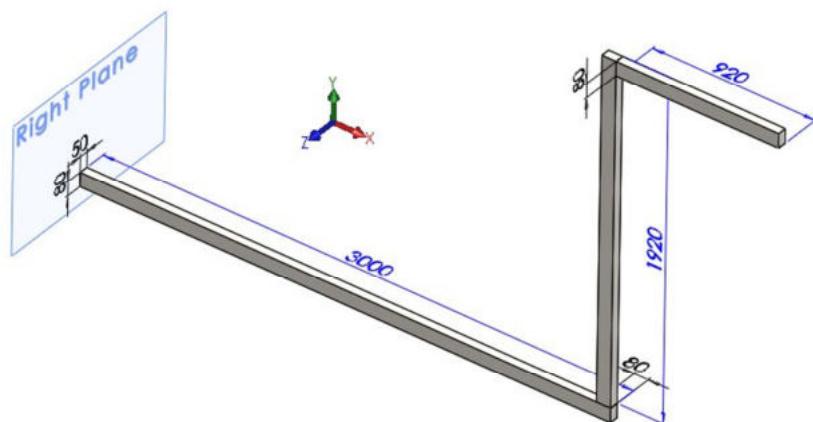


Figura 2.13.3 Extrudare dreptunghi $80x50 \text{ mm}$ pe lungime $3000+2000+1000 \text{ mm}$

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 12**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Click dreapta pe geometria barei și se va selecta **Treat as Beam**.
- Click dreapta pe **Joint group** și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**; patru noduri (**joint**) vor apărea în zona grafică.
- În nodul ① se va aplica o restrângere de tip **Fixed Geometry** → **Immovable (No translation)**, [figura 2.13.4](#).
- În nodul ② se va aplica o restrângere de tip **Use Reference Geometry**, activând în căsuța de comandă **Along Plane Dir 1** și **Along Plane Dir 2**, folosind ca referință planul **Right**.
- Forțele $F_1=1000 \text{ N}$ și $F_2=4000 \text{ N}$ se vor aplica în nodurile ③ respectiv ④ folosind ca referință planul corespunzător.

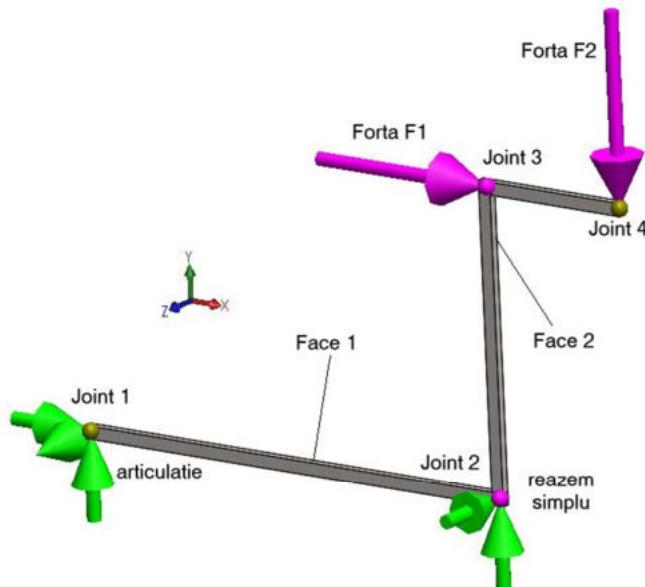


Figura 2.13.4 Forțele $F_1=1000 \text{ N}$ $F_2=4000 \text{ N}$, restrângerile reazeme

- Modelul se va discretiza folosind comanda **Mesh** → **Create Mesh**, se vor genera 205 de elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Pentru vizualizare diagramă forțe axiale N, [figura 2.13.5](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Axial Force**.

- Pentru vizualizare diagramă forțe tăietoare T, [figura 2.13.6](#), click dreapta pe ramura **Results** și selectie **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Shear Force in Dir 1**.
- Pentru vizualizare diagramă momente încovoietoare M, [figura 2.13.7](#), click dreapta pe ramura **Results** și selectie **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Moment about Dir 2**.

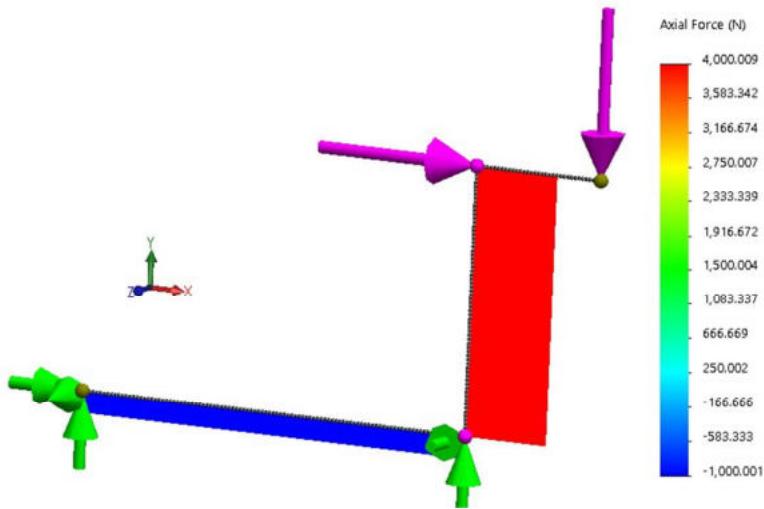


Fig. 2.13.5 Vizualizare diagrama forță axială

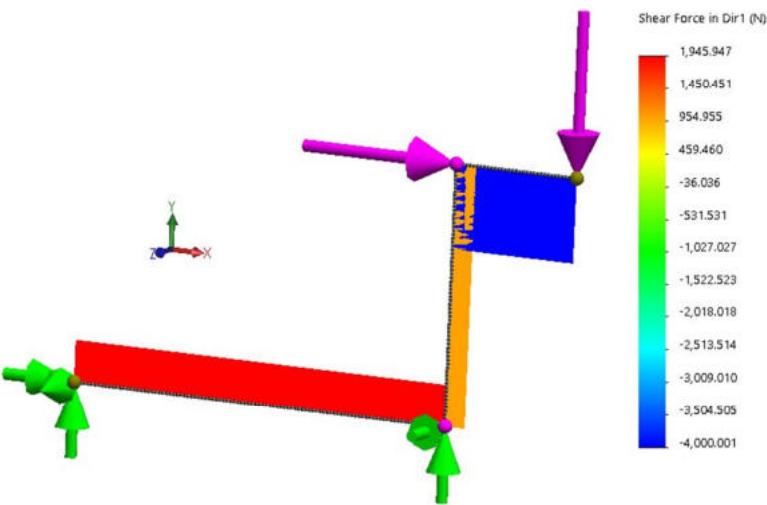


Fig. 2.13.6 Vizualizare diagrama forță tăietoare

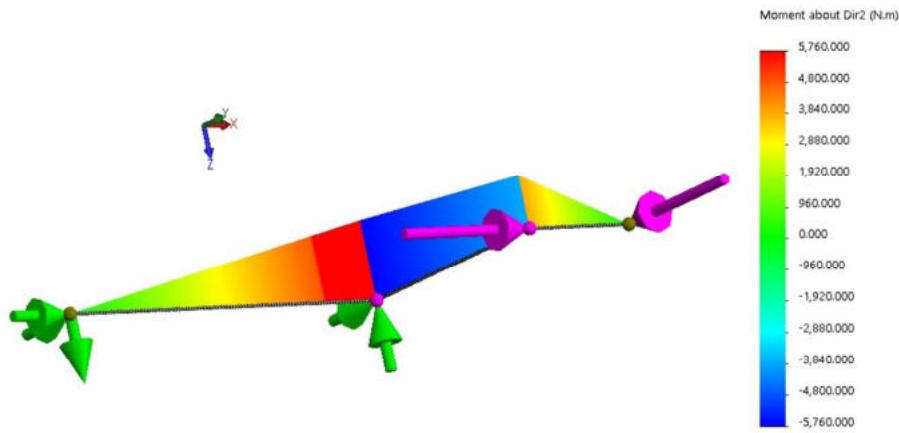


Fig. 2.13.7 Vizualizare diagrama momente încovoietoare

Diagramele forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare calculate de SolidWorks Simulation sunt identice ca formă, respectiv valori cu cele calculate analitic din [figura 2.13.1](#).

2.14 Aplicatia 13

Pentru bara cotită din [figura 2.14.1](#) [3]/pag. 65 să se calculeze reacțiunile respectiv, diagramele de eforturi ale forțelor axiale, tăietoare și a momentelor încovoietoare. Bara, de secțiune circulară $\Phi=50$ mm, este articulată ① și simplu rezemată ⑥ și este compusă din patru tronsoane de lungime 2 m, 2 m, 2 m respectiv 4 m. Bara este încărcată cu forță orizontală $F_2 = 3000$ N ⑤ și forță verticală $F_1 = 4000$ N ②.

- Se desenează cadrul din [figura 2.14.3](#).
- Activare modul SolidWorks Simulation.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 13**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Click dreapta pe geometria barei și se va selecta **Treat as Beam**
- Click dreapta pe **Joint group** și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**; șase noduri (**joint**) vor apărea în zona grafică.
- În nodul ① se va aplica o restrângere de tip **Fixed Geometry → Immovable (No translation)**, [figura 2.14.4](#).

- În nodul ⑥ se va aplica o restrângere de tip **Use Reference Geometry**, activând în căsuța de comandă **Along Plane Dir 1** și **Normal to Plane**, folosind ca referință planul **Front**;
- Forțele $F_1 = 4000 \text{ N}$ ② și $F_2 = 3000 \text{ N}$ ⑤ se vor aplica folosind ca referință planul corespunzător.

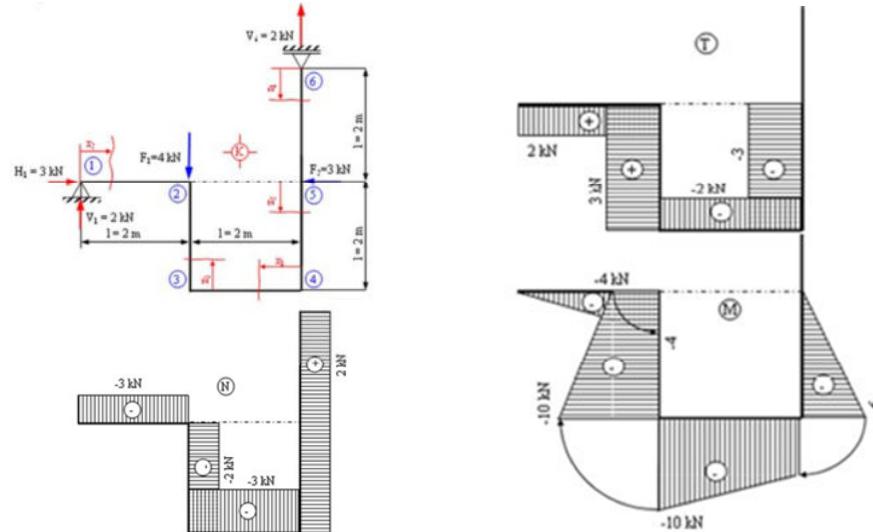


Fig. 2.14.1 Bara cotită încărcată cu forțe concentrate

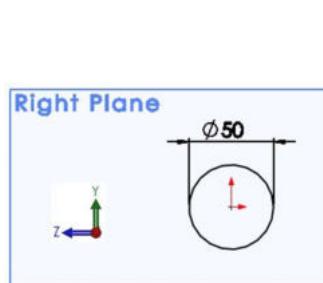


Figura 2.14.2 Cerc $\Phi 50 \text{ mm}$
în planul Right

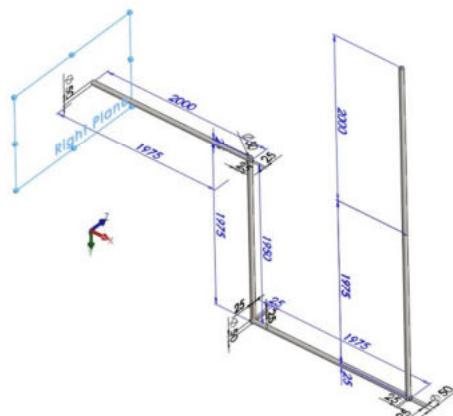


Figura 2.14.3 Extrudare cerc
 $\Phi 50 \text{ mm}$ pe lungime $2000+2000+2000+4000 \text{ mm}$

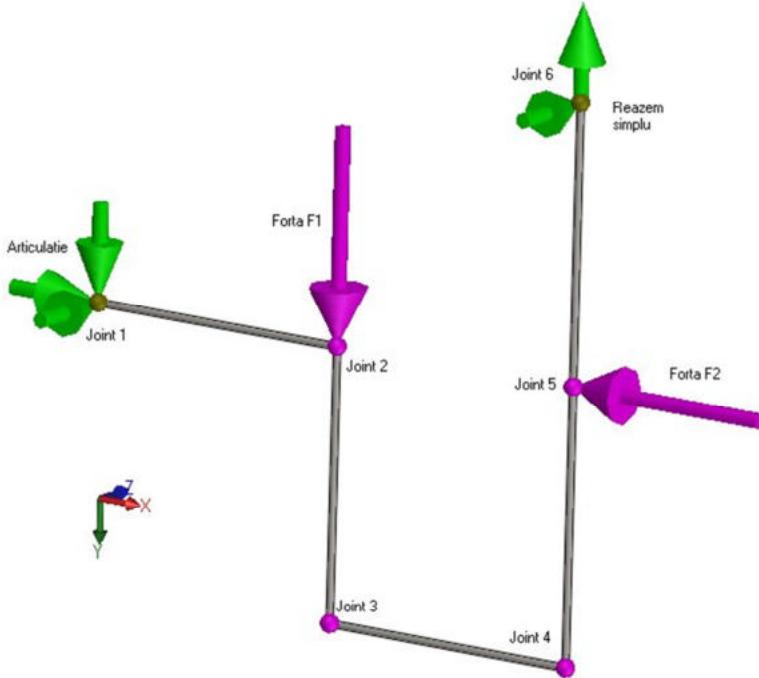


Figura 2.14.4 Bara cotită încărcată cu forțele $F_1=4000\text{ N}$, $F_2=3000\text{ N}$, restrângeri reazeme

- Modelul se va discretiza folosind comanda **Mesh → Create Mesh**, se vor genera 364 de elemente finite;
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Pentru vizualizare diagramă forțe axiale N, [figura 2.14.5](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Axial Force**.
- Pentru vizualizare diagramă forțe tăietoare T, [figura 2.14.6](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Shear Force in Dir 2**.
- Pentru vizualizare diagramă momente încovoietoare M, [figura 2.14.7](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Moment about Dir 1**.
- Diagramale forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare calculate de SolidWorks Simulation sunt identice ca formă, respectiv valori cu cele calculate analitic din [figura 2.14.1](#).

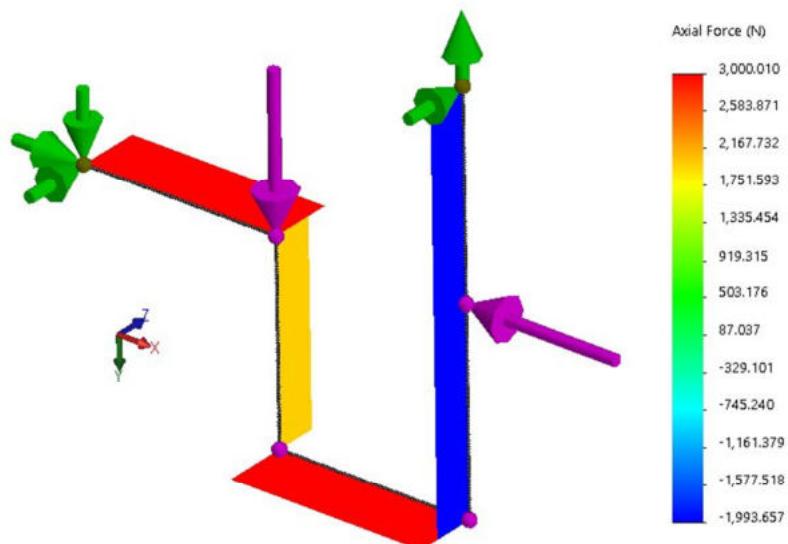


Fig. 2.14.5 Vizualizare diagrama forță axială

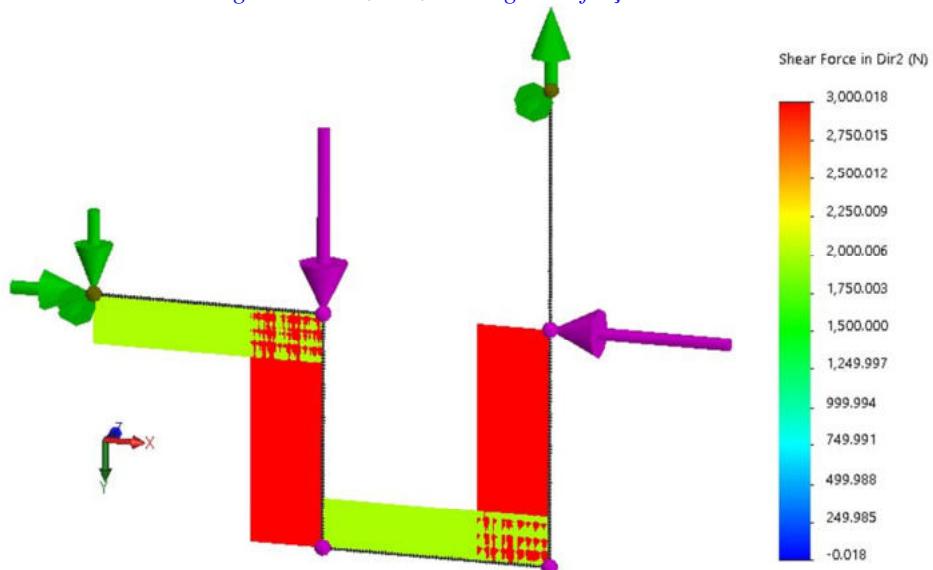


Fig. 2.14.6 Vizualizare diagrama forță tăietoare

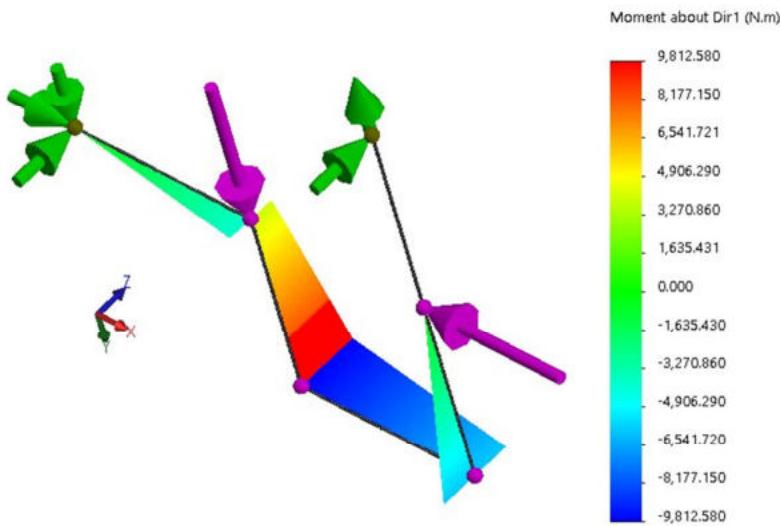


Fig. 2.14.7 Vizualizare diagrama momente încovoietoare

2.15 Aplicația 14

Pentru bara cotită din figura 2.15.1 [3]/pag. 67 să se calculeze reacțiunile respectiv diagramele de eforturi ale forțelor axiale, tăietoare și a momentelor încovoietare. Bara, de secțiune circulară $\Phi=50$ mm, este încastrată ① și este compusă din trei tronsoane de lungime 3 m, 2 m, respectiv 1 m. Bara este încărcată cu forță orizontală $F=1000$ N ④, forță uniformă distribuită $p_1=3000$ N/m pe tronsonul ②-③ și momentul concentrat $M = 2000$ Nm ②.

- Se desenează cadrul din figura 2.15.3
- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 14**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Click dreapta pe geometria barei și se va selecta **Treat as Beam**
- Click dreapta pe **Joint group** 📈 și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**; patru noduri (**joint**) vor apărea în zona grafică.
- În nodul ① se va aplica o restrângere de tip Fixed Geometry → Fixed, figura 2.15.4.
- Momentul concentrat de $M=2000$ Nm se va aplica în nodul ②, prin opțiunea **External Loads - Normal to Plane** folosind ca referință planul **Top**.
- Încărcarea uniformă distribuită de $p=3000$ N/m se va aplica pe tronsonul ②-③, prin opțiunea **External Loads - Normal to Plane** folosind ca referință planul **Right** și bifând căsuța **Per unit lenght**.

- Forța $F=1000$ N se va aplica în nodul ④, prin opțiunea **External Loads - Normal to Plane** folosind ca referință planul **Front**.

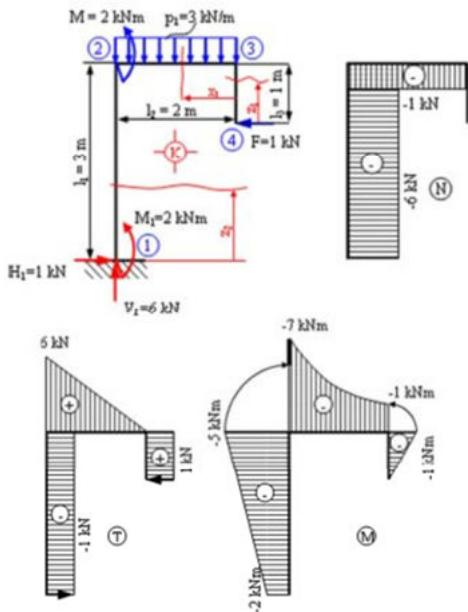
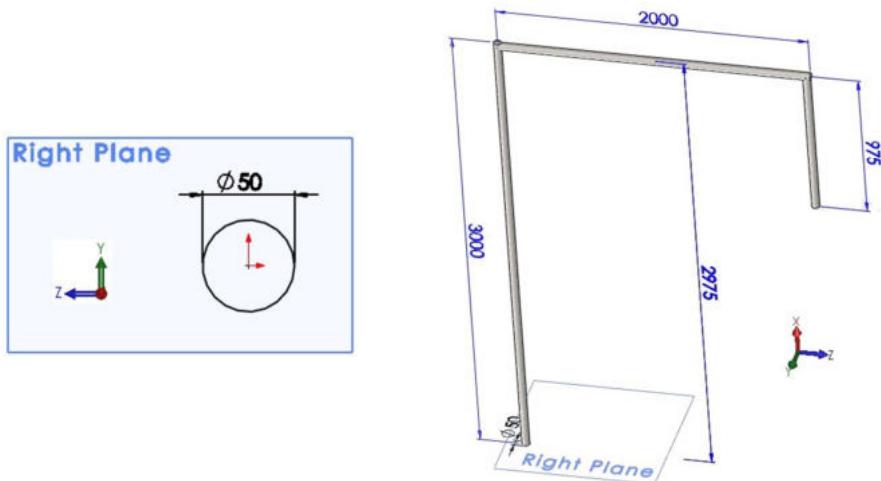


Fig. 2.15.1 Grinda încărcată cu forță concentrată, forță uniformă distribuită și moment concentrat



*Figura 2.15.2 Cerc $\Phi 50$ mm
în planul Right*

*Figura 2.15.3 Extrudare dreptunghi
80x50 mm pe lungime 3000+2000+1000 mm*

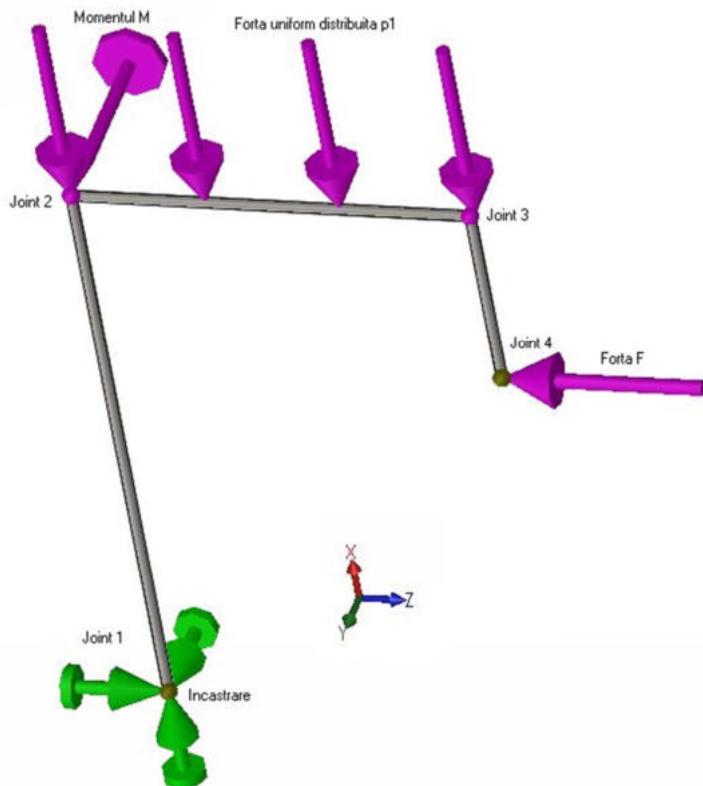


Figura 2.15.4 Încărcarea uniform distribuită $p_1=3000 \text{ N/m}$, forță concentrată $F=1000 \text{ N}$, momentul concentrat $M=2000 \text{ Nm}$, restrângerile reazeme

- Modelul se va discretiza folosind comanda **Mesh → Create Mesh**, se vor genera 261 de elemente finite;
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**
- Pentru vizualizare diagramă forțe axiale N , [figura 2.15.5](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Axial Force**.
- Pentru vizualizare diagramă forțe tăietoare T , [figura 2.15.6](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Shear Force in Dir 1**.
- Pentru vizualizare diagramă momente încovoietoare M , [figura 2.15.7](#), click dreapta pe ramura **Results** și selecție **Define Beam Diagrams**; în caseta **PropertyManager**, selecție **Moment about Dir 2**.

- Diagramele forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare calculate de SolidWorks Simulation sunt identice ca formă, respectiv valori cu cele calculate analitic din figura 2.15.1.

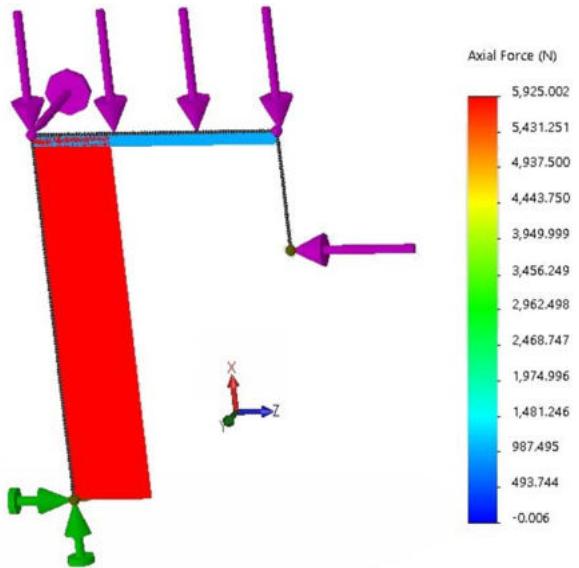


Fig. 2.15.5 Vizualizare diagrama forță axială

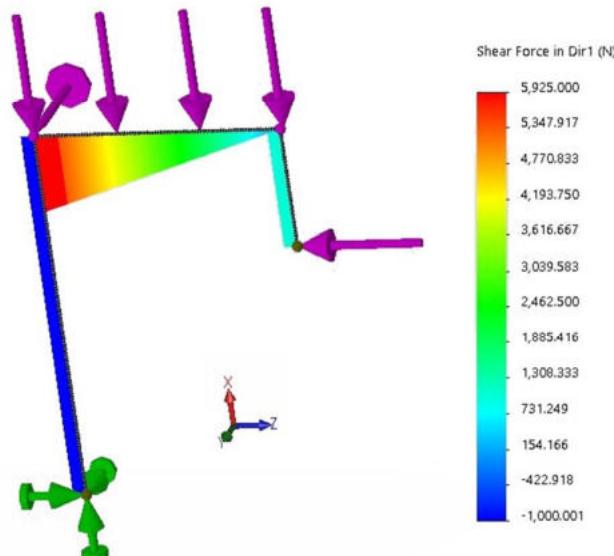


Fig. 2.15.6 Vizualizare diagrama forță tăietoare

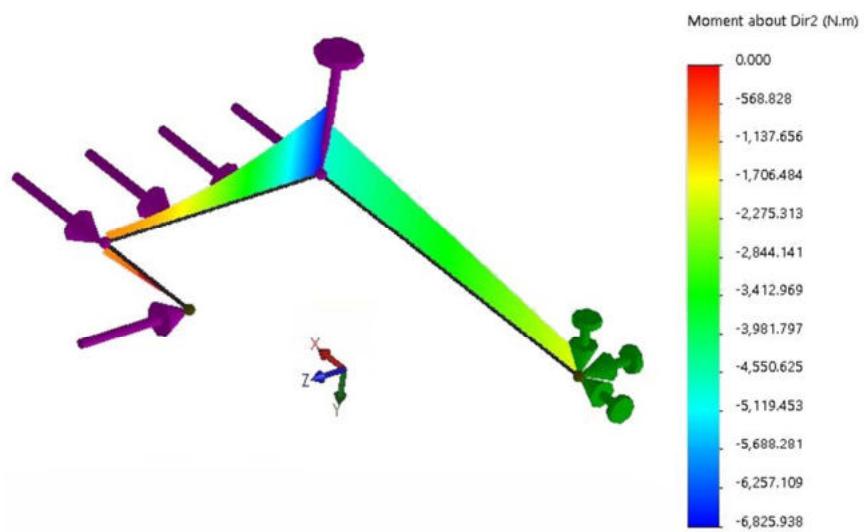


Fig. 2.17.7 Vizualizare diagrama momente încovoiatoare

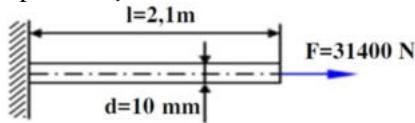
Capitolul 3

ÎNTINDERE ȘI COMPRESIUNE

3.1. Aplicația 1

Bara omogenă din figura 3.1.1 [3]/pag. 117 de secțiune circulară cu diametrul $d=10$ mm și lungime $l=2.1$ m este solicitată la întindere de forță $F=31400$ N. Să se determine efortul unitar normal și alungirea totală a barei. Pentru datele de intrare și formulele din figură rezultă $\sigma=400$ N/mm², respectiv $\Delta l=4$ mm. Aplicația se va calcula pentru două variante de discretizare: **beam** respectiv **solid**.

- Se va crea un nou fișier de tip „Part” și se va salva sub numele: **Aplicația 1**.
- În planul **Right** se va crea schița din figura 3.1.2.
- Cu comanda **Sweep Boss/Base** se va crea geometria 3D din figura 3.1.3, prin extrudare pe distanță 2100 mm.



Efortul unitar normal este dat de relația:

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{N}{\frac{\pi d^2}{4}} \Rightarrow \sigma = \frac{31400}{\frac{\pi \cdot 10^2}{4}} = 400 \text{ N/mm}^2$$

Alungirea barei este dată de formula:

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot A} = \frac{N \cdot l}{E \cdot \frac{\pi d^2}{4}} \Rightarrow \Delta l = \frac{31400 \cdot 2100}{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 10^2}{4}} = 4 \text{ mm}$$

Fig. 3.1.1 Geometria aplicației 1

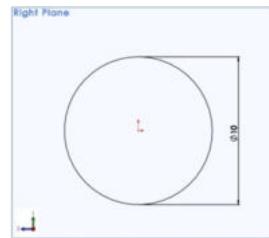


Fig. 3.1.2 Schița aplicației 1

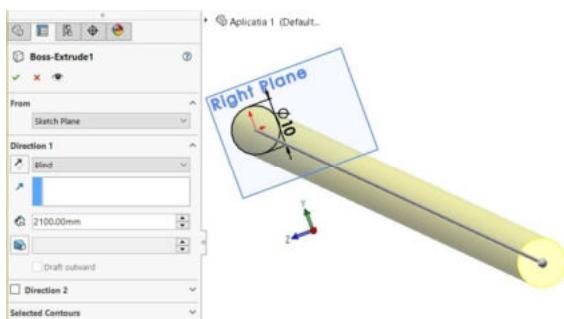
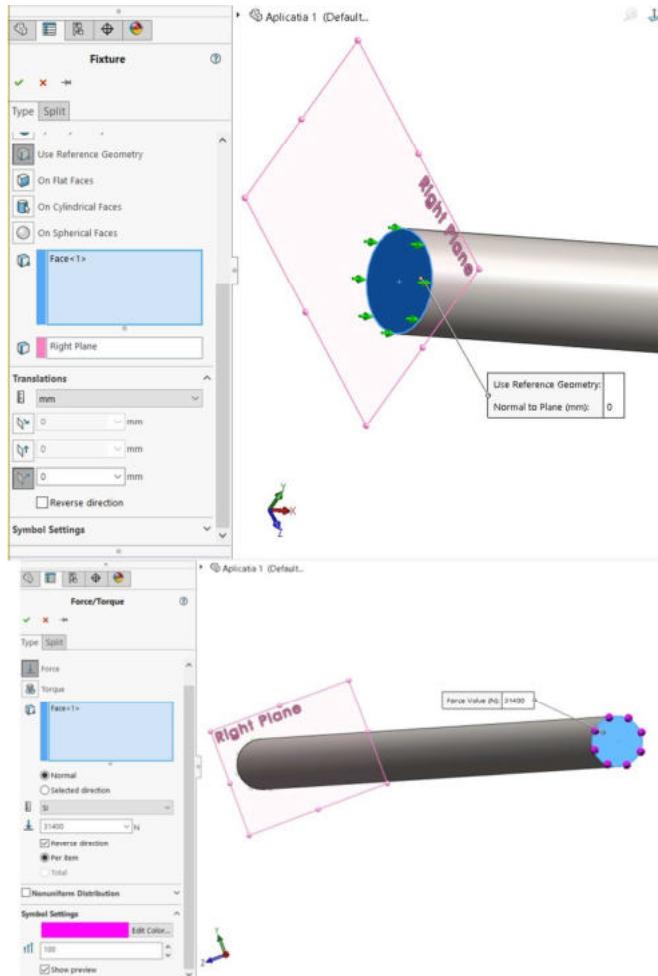


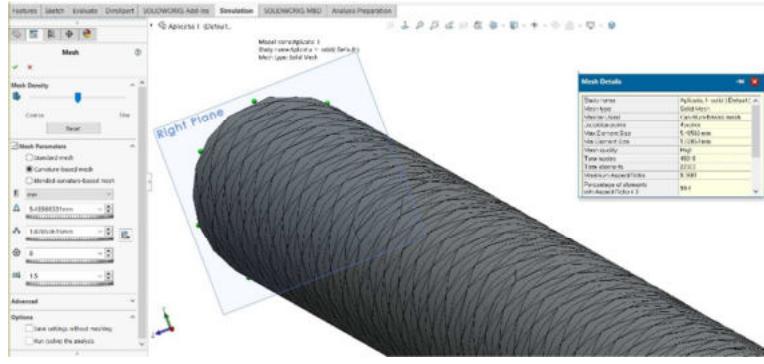
Fig. 3.1.3 Crearea geometriei 3D a aplicației 1

- Activare modul SolidWorks Simulation.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 1 – solid**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Bara se va fixa pe față 1, ca în [figura 3.1.4](#), folosind ca referință planul **Right** și anulând deplasarea normală pe acest plan.
- Pe față opusă se va aplica forță de întindere $F=31400$ N, [figura 3.1.5](#).
- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Curvature-based mesh**; se vor genera $NEF=22883$ elemente finite, [figura 3.1.6](#).
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.



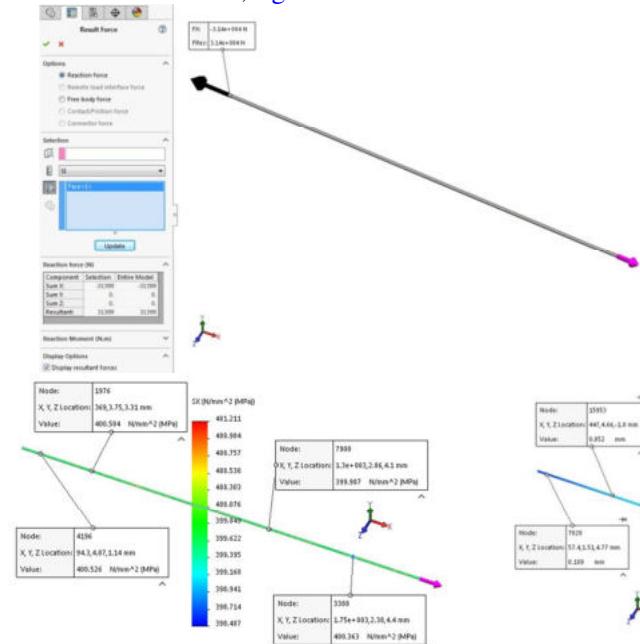
*Fig. 3.1.4
Fixarea
geometriei
aplicației 1*

*Fig. 3.1.5
Aplicarea
forței de
întindere
pentru
aplicația 1*



*Fig. 3.1.6
Discretizare
a geometriei
aplicației 1*

- Rezultatele obținute pentru varianta de discretizare solid sunt următoarele:
 - În arborele de simulare, click dreapta pe **Results** și selecție **List Result Force**; valoarea reacțiunii pe față 1 (figura 3.1.4) este 31399 N, **figura 3.1.7**;
 - Valoarea maximă a tensiunii pe direcția X - **Stress (-X normal-)**, este 401.211 N, **figura 3.1.8**; din figură rezultă că pe toată bara tensiunea este foarte apropiată de valoarea 400 N;
 - Valoarea maximă a deformației pe direcția X - **Displacement (-X disp-)**, este 4.001 mm, **figura 3.1.9**.

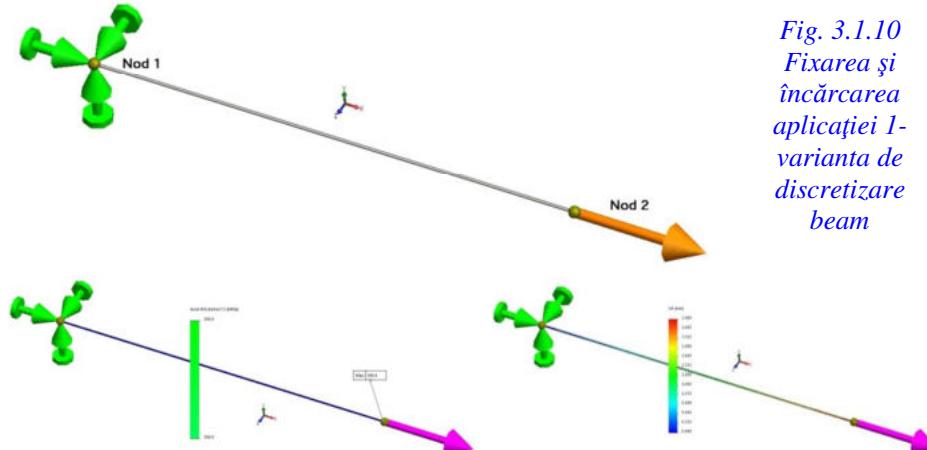


*Fig. 3.1.8 Distribuția tensiunii σ_x pentru
varianta de discretizare solid*

*Fig. 3.1.7
Reacțiunea pentru
aplicația 1- 31399
N varianta de
discretizare solid*

*Fig. 3.1.9 Distribuția deformației
pentru varianta de discretizare solid*

- Activare modul SolidWorks Simulation.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “Aplicația 1 – beam”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: Plain Carbon Steel.
- Click dreapta pe geometria barei și se va selecta Treat as Beam.
- Click dreapta pe Joint group și se va selecta Edit.
- În secțiunea Edit Joints PropertyManager sub zona Selected Beams, click Calculate; două noduri (joint) vor apărea în zona grafică.
- Bara se va fixa pe nodul 1, ca în figura 3.1.10, prin constrângerea Fixed Geometry.
- Pe nodul 2 opus se va aplica forță de întindere $F=31400$ N, figura 3.1.10.
- Se lansează comanda Mesh - discretizare de tip beam; se vor genera $NEF=383$ elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda Run.
- Rezultatele obținute pentru varianta de discretizare beam sunt următoarele:
 - În arborele de simulare, click dreapta pe Results și selecție List Result Force; valoarea reacției pe nodul 1 este 31400 N;
 - Valoarea maximă a tensiunii pe direcția X – Stress1 (-P/A Axial-), este 399.8 N, figura 3.1.11;
 - Valoarea maximă a deformației pe direcția X - Displacement (-X disp-), este 3.998 mm, figura 3.1.12.
- Compararea din tabelul 3.1.1 evidențiază suprapunerea valorilor dintre rezultatele simulării numerice și ale calculelor analitice.



Tabel 3.1.1

| Parametru | U/M | Figura / Valoare | Solid Works Simulation – discretizare solid NEF=22883 | Solid Works Simulation - discretizare beam NEF=383 | Calcul analitic |
|---|-----|------------------|---|--|-----------------|
| Denumire studiu | - | - | Aplicația 1 – solid | Aplicația 1 – beam | - |
| Reacțiuni - Result Force | N | Figura | figura 3.1.7 | - | - |
| | | Valoare | 31399 | 31400 | 31400 |
| Efortul unitar - Stress (-X normal-) | MPa | Figura | figura 3.1.8 | figura 3.1.11 | figura 3.1.1 |
| | | Valoare | 401.211 | - | 400 |
| Stress1 (-P/A Axial-) | mm | Figura | figura 3.1.9 | figura 3.1.12 | figura 3.1.1 |
| Deformație Displacement (-X disp-) | | Valoare | 4.001 | 3.998 | 4 |

3.2. Aplicația 2

O țeavă din oțel din figura 3.2.1 [3]/pag. 117 având diametrul exterior $D=50$ mm, diametrul interior $d=35$ mm, lungimea $l=10$ m și modulul de elasticitate longitudinal $E=2,1 \cdot 10^5$ N/mm² este solicitată la întindere de forță $F=10000$ N. Să se determine efortul unitar și lungirea totală a țevii. Aplicația se va calcula pentru două variante de discretizare: **beam** respectiv **solid**. Pentru datele de intrare și formulele din figură rezultă $\sigma=10$ N/mm² respectiv $\Delta l=0,476$ mm. Problema este similară cu cea anterioară, exceptie fiind geometria, respectiv valorile numerice.

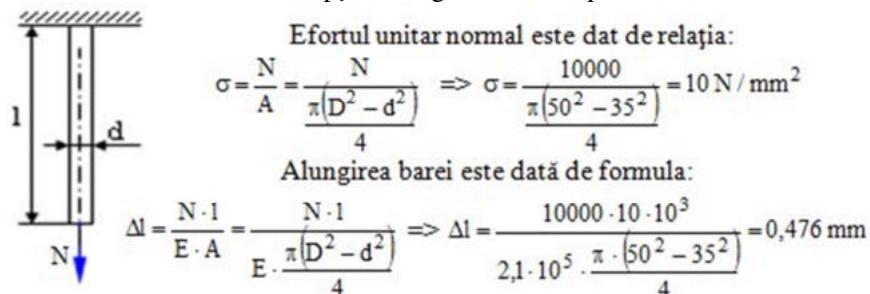


Fig. 3.2.1 Geometria aplicației 2

- Se va crea un nou fișier de tip „Part” și se va salva sub numele: **Aplicația 2**.
- În planul **Right** se va crea schița din figura 3.2.2.

- Cu comanda **Sweep Boss/Base** se va crea geometria 3D din [figura 3.2.2](#), prin extrudare pe distanță 10000 mm.

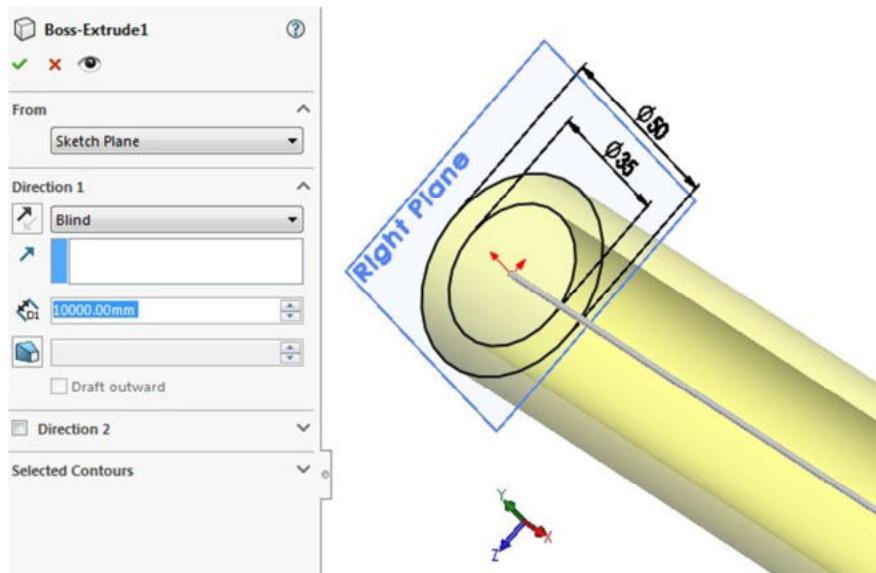


Fig. 3.2.2 Schița și geometriei 3D a aplicației 2

- Activare modul SolidWorks Simulation.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 2 – solid**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Bara se va fixa pe fața din planul **Right**, prin restrângerea de tip **On Flat Faces**, care va anula deplasarea normală pe acest plan.
- Pe fața opusă se va aplica forță de întindere $F=1000$ N.
- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Curvature-based mesh**; se vor genera $NEF=42579$ elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Rezultatele obținute pentru varianta de discretizare solid sunt următoarele:
 - În arborele de simulare, click dreapta pe **Results** și selecție **List Result Force**; valoarea reacțiunii pe față 1 este 9999 N, [figura 3.2.3](#);
 - Valoarea maximă a tensiunii pe direcția X - **Stress (-X normal-)**, este 12,218 N, [figura 3.2.4](#); din figură rezultă că pe toată bara tensiunea este foarte apropiată de valoare 10 N, media pe toată bara fiind de 9,9148 N; maximul de 12,218 N se înregistrează numai la capătul barei, pe față de aplicare a forței, constituind un concentrator local, [figura 3.2.5](#);
 - Valoarea maximă a deformației pe direcția X - **Displacement (-X disp-)**, este 0,485 mm, [figura 3.2.6](#).

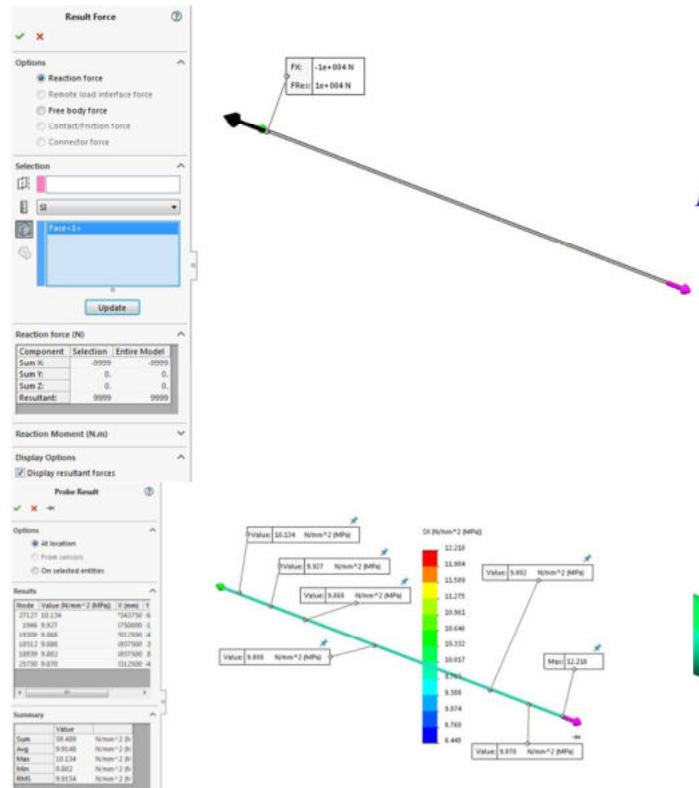


Fig. 3.2.3 Reacțunea pentru aplicația 2- 9999 N varianta de discretizare solid

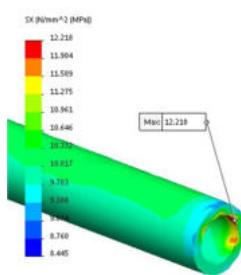


Fig. 3.2.4 Distribuția tensiunii σ_x pentru varianta de discretizare solid

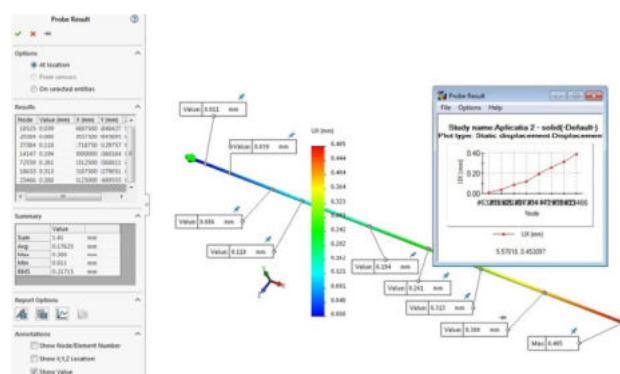
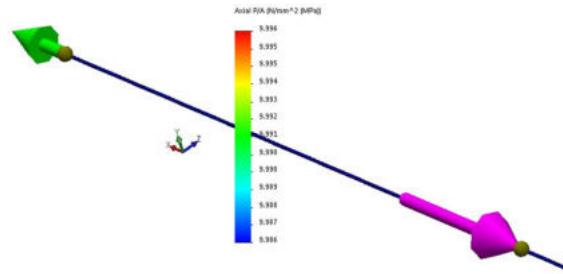


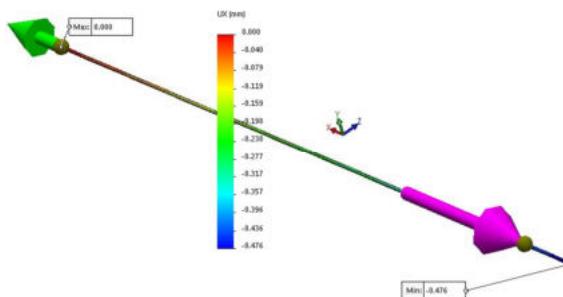
Fig. 3.2.5 Locația tensiunii maxime σ_x pentru varianta de discretizare solid

Fig. 3.2.6 Distribuția deformației pentru varianta de discretizare solid

- Activare modul SolidWorks Simulation.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 2 – beam**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Click dreapta pe geometria barei și se va selecta **Treat as Beam**.
- Click dreapta pe **Joint group** și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**; două noduri (**joint**) vor apărea în zona grafică.
- Bara se va fixa pe nodul 1, prin constrângerea **Use Reference Geometry**, folosind ca referință planul **Right** și anulând deplasarea normală pe acest plan.
- Pe nodul 2 opus se va aplica forță de întindere $F=10000$ N.
- Se lansează comanda **Mesh** - discretizare de tip **beam**; se vor genera $NEF=306$ elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Rezultatele obținute pentru varianta de discretizare **beam** sunt următoarele:
 - În arborele de simulare, click dreapta pe **Results** și selecție **List Result Force**; valoarea reacției pe nodul 1 este 10000 N;
 - Valoarea maximă a tensiunii pe direcția X – **Stress1 (-P/A Axial-)**, este 9,99 N, [figura 3.2.7](#);
 - Valoarea maximă a deformației pe direcția X - **Displacement (-X disp-)**, este 0,476 mm, [figura 3.2.8](#).
- Compararea din [tabelul 3.2.1](#) evidențiază suprapunerea valorilor dintre rezultatele simulării numerice și ale calculelor analitice.



*Fig. 3.2.7
Distribuția tensiunii axiale pentru varianta de discretizare beam*



*Fig. 3.2.8
Distribuția deformației pentru varianta de discretizare beam*

Tabel 3.2.1

| Parametru | U/M | Figura / Valoare | Solid Works Simulation – discretizare solid NEF=42579 | Solid Works Simulation - discretizare beam NEF=306 | Calcul analitic |
|---|-----|------------------|---|--|------------------------------|
| Denumire studiu | - | - | Aplicația 1 – solid | Aplicația 1 – beam | - |
| Reacțiuni - Result Force | N | Figura | figura 3.2.3 | - | - |
| | | Valoare | 9999 | 10000 | 10000 |
| Efortul unitar - Stress (-X normal-) | MPa | Figura | figura 3.2.4/3.2.5 | figura 3.2.7 | figura 3.2.1 |
| | | Valoare | medie 9,9148 maxim 12,218 | - | 10 |
| Stress1 (-P/A Axial-) | mm | Figura | - | 9.98..9.99 | |
| Deformație Displacement (-X disp-) | | | figura 3.2.6 | figura 3.2.8 | figura 3.2.1 |
| | | Valoare | 0,485 | 0,476 | 0,476 |

3.3. Aplicația 3

Să se determine forța necesară pentru a produce o lungire specifică $\epsilon=0,1\% = 0,001$, la o bară din E 295 (OL 50) de secțiune pătrată cu latura $a=10$ mm. Să se calculeze forța necesară pentru a produce ruperea barei și coeficientul de siguranță al barei în raport cu rezistența de rupere ($E=2,1 \cdot 10^5$ N/mm²), [figura 3.3.1](#) [3]/pag. 118.

Lungirea specifică este dată de relația:

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{F}{E \cdot A} \Rightarrow F = \epsilon \cdot E \cdot A = \epsilon \cdot E \cdot a^2 \Rightarrow F = \frac{0,1}{100} \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^2 = 21000 \text{ N}$$

Conform SR EN 10025 bara din E295 are rezistență de rupere $R_m=500$ N/mm². Forța necesară pentru ruperea barei este dată de relația:

$$F_r = R_m \cdot A = R_m \cdot a^2 \Rightarrow F_r = 500 \cdot 10^2 = 50000 \text{ N}$$

Efortul unitar efectiv se determină din relația lungirii specifice:

$$\epsilon = \frac{F}{E \cdot A} = \frac{\sigma}{E} \Rightarrow \sigma = \epsilon \cdot E$$

Coefficientul de siguranță al barei, în raport cu rezistența la rupere este dat de relația:

$$C = \frac{R_m}{\sigma_{ef}} = \frac{R_m}{\epsilon \cdot E} \Rightarrow C = \frac{500}{\frac{0,1}{100} \cdot 2,1 \cdot 10^5} = 2,38$$

Fig. 3.3.1 Rezultate ale aplicației 3

În SolidWorks Simulation se va rezolva problema inversă: aplicând forță calculată din [figura 3.3.1](#), $F=21000$ N, se vor determina: tensiunea și valoarea deformației pe direcția X, alungirea relativă și coeficientul de siguranță. Aplicația se va calcula pentru două variante de discretizare: **beam** respectiv **solid**.

- Se va crea un nou fișier de tip „**Part**” și se va salva sub numele: **Aplicația 3**.
- În planul **Right** se va crea schița din [figura 3.3.2](#).
- Cu comanda **Sweep Boss/Base** se va crea geometria 3D din [figura 3.3.2](#), prin extrudare pe distanță 1000 mm.

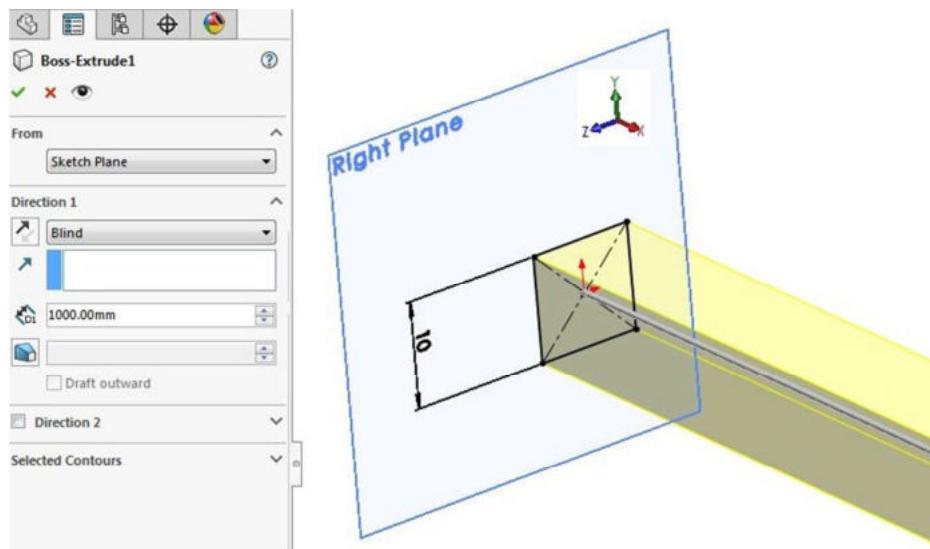


Fig. 3.3.2 Schița și geometriei 3D a aplicației 3

- Activare modul SolidWorks Simulation.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 3 – solid**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **AISI Type 316L stainless steel**, caree proprietățile apropiate de cele ale problemei: modulul de elasticitate $E=2,1 \cdot 10^5$ N/mm², rezistență la rupere $R_m=485$ Mp; limita de curegere a materialului este de 170 Mpa.
- Bara se va fixa pe fața din planul **Right**, prin restrângerea de tip **On Flat Faces**, care va anula deplasarea normală pe acest plan.
- Pe fața opusă se va aplica forță de întindere $F=21000$ N.
- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Standard mesh**; se vor genera NEF=88313 elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.

- Rezultatele obținute pentru varianta de discretizare solid sunt următoarele:
 - În arborele de simulare, click dreapta pe **Results** și selecție **List Result Force**; valoarea reacțiunii pe față 1 este 21000 N;
 - Valoarea maximă a tensiunii pe direcția X - **Stress (-X normal-)**, este cuprinsă în intervalul $208.548 \div 210,838$ N, figura 3.3.3;
 - Valoarea maximă a deformației pe direcția X - **Displacement (-X disp-)**, este 1,050 mm, figura 3.3.4.

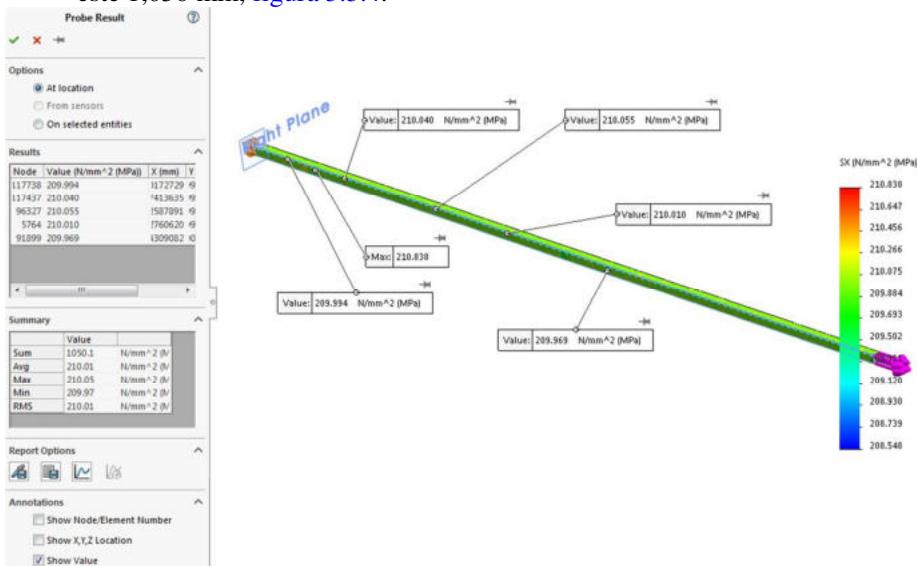


Fig. 3.3.3 Distribuția tensiunii σ_x pentru varianta de discretizare solid

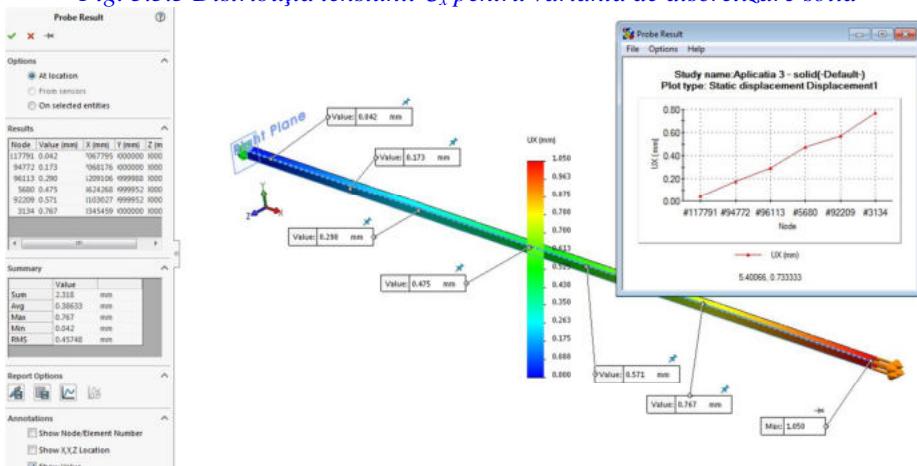


Fig. 3.3.4 Distributia deformatiei pentru varianta de discretizare solid

- În arborele de simulare, click dreapta pe **Results** și selecție **Define Strain Plot** și selecție **EPSX X-Normal Strain**; valoarea alungirii relative pe direcția X - **Strain (-X normal)**, este constantă pe bară în 0,001, [figura 3.3.5](#);
- În arborele de simulare, click dreapta pe **Results** și selecție **Define Factor Of Safety Plot**; se vor parcurge cele 3 ecrane din [figura 3.3.6](#):
 - **Step 1/3:** Selectie criteriu **Max von Mises Stress**;
 - **Step 2/3:** Selectie limită în raport cu care se va calcula coeficientul de siguranță; **User defined** și specificarea valorii **500 MPa**;
 - **Step 3/3:** Selectie opțiune **Factor of Safety Distribution**.
 - Din legenda afișată, interesează valoarea minimă a acestui coeficient adimensional, adică 2,369; coeficientul de siguranță poate fi direct calculat și prin raportul între rezistență la rupere și valoarea maximă a tensiunii în piesă: $500/210,838=2,371$.

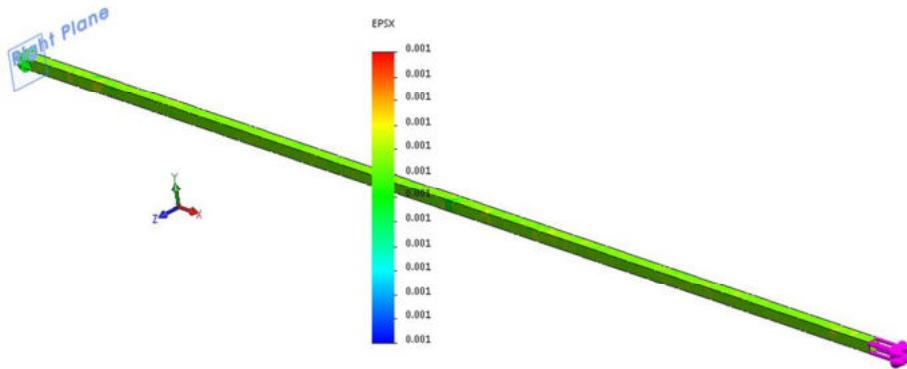


Fig. 3.3.5 Distribuția alungirii relative EPSX pentru varianta de discretizare solid

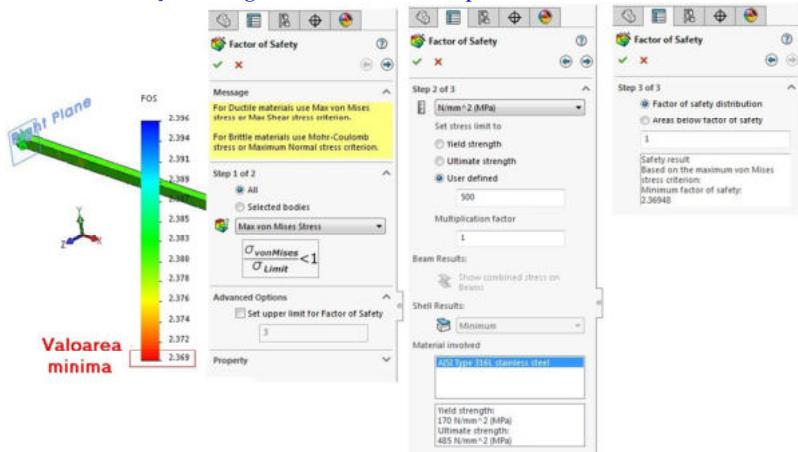


Fig. 3.3.6 Coeficientul de siguranță în raport cu rezistența la rupere pentru varianta de discretizare solid FOS=2,369

- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 3 – beam**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **AISI Type 316L stainless steel**.
- Click dreapta pe geometria barei și se va selecta **Treat as Beam**.
- Click dreapta pe **Joint group** și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**; două noduri (**joint**) vor apărea în zona grafică.
- Bara se va fixa pe nodul 1, prin constrângerea **Use Reference Geometry**, folosind ca referință planul **Right** și anulând deplasarea normală pe acest plan.
- Pe nodul 2 opus se va aplica forță de întindere $F=21000$ N.
- Se lansează comanda **Mesh** - discretizare de tip **beam**; se vor genera NEF=215 elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Rezultatele obținute pentru varianta de discretizare **beam** sunt următoarele:
 - În arborele de simulare, click dreapta pe **Results** și selecție **List Result Force**; valoarea reacțiunii pe nodul 1 este 21000 N;
 - Valoarea maximă a tensiunii pe direcția X – **Stress1 (-P/A Axial-)** este cuprinsă în intervalul 210,21 ÷ 210 N, [figura 3.3.7](#);
 - Valoarea maximă a deformației pe direcția X - **Displacement (-X disp-)** este 1,050 mm, [figura 3.3.8](#).
 - În arborele de simulare, click dreapta pe **Results** și selecție **Define Factor Of Safety Plot**; se vor parcurge cele 3 ecrane din [figura 3.3.9](#):
 - **Step 1/3:** Nu se poate selecta decât criteriul **Automatic**, deoarece pentru discretizare de tip **beam** coeficientul de siguranță se calculează în mod automat ca raport între limita de curgere, respectiv limita superioară a tensiunii axiale și de încovoiere (**Yield Strength / Upper bound axial and bending stress**);
 - **Step 2/3:** Specificarea **Multiplication factor**, care are de obicei valoarea 1;
 - **Step 3/3:** Selecție opțiune **Factor of Safety Distribution**; se poate selecta și opțiunea **Areas below factor of safety**; afișează cu roșu zonele din piesă unde factorul de siguranță este sub valoarea minimă (zonele critice), iar cu culoare albastră zonele din piesă unde factorul de siguranță este superior valorii minime (zonele sigure);
 - Din legenda afișată, interesează valoarea minimă a acestui coeficient adimensional, adică 0,81; coeficientul de siguranță poate fi direct calculat și prin raportul între limita de curgere și valoarea maximă a tensiunii în piesă: $170/210=0,81$.
- Compararea din [tabelul 3.3.1](#) evidențiază suprapunerea valorilor dintre rezultatele simulării numerice și ale calculelor analitice.

Tabel 3.3.1

| Parametru | U/M | Figura / Valoare | Solid Works Simulation – discretizare solid NEF=88313 | Solid Works Simulation - discretizare beam NEF=215 | Calcul analitic |
|---|-----|------------------------------|---|--|--|
| Denumire studiu | - | - | Aplicația 1 – solid | Aplicația 1 – beam | - |
| Reacționi - Result Force | | Valoare | 21000 | 21000 | 21000 |
| Efortul unitar - Stress (-X normal-) | MPa | Figura Valoare | figura 3.3.3 208.548 ÷ 210,838 | figura 3.3.7 - | - |
| Stress1 (-P/A Axial-) | | | | | $\frac{F}{A} = \frac{21000}{100} = 210 \text{ MPa}$ |
| Deformație Displacement (-X disp-) | mm | Figura Valoare | figura 3.3.4 1,050 | figura 3.3.8 1,050 | $\Delta l = \varepsilon \cdot l = 0,001 * 1000 = 1 \text{ mm}$ |
| Alungire relativă EPSX X-Normal Strain | - | Figura Valoare | figura 3.3.5 0,001 | - | figura 3.3.1 0,001 |
| Coeficient de siguranță Factor Of Safety | - | Figura Valoare | figura 3.3.6 2,369 în raport cu rezistența la rupere 500 MPa | 0,81 în raport cu limita de curgere 170 MPa | figura 3.3.1 2,38 în raport cu rezistența la rupere 500 MPa |

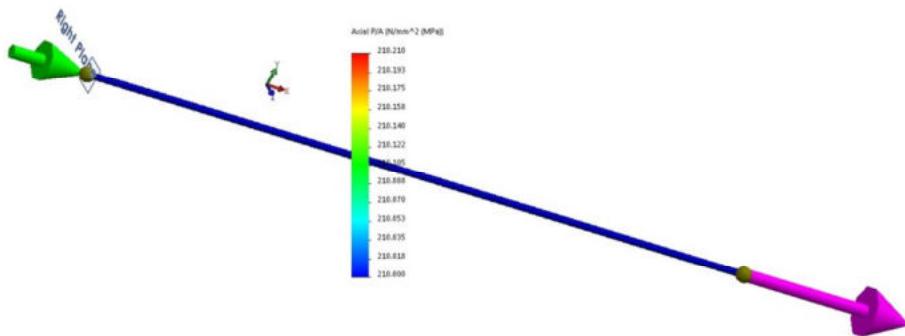
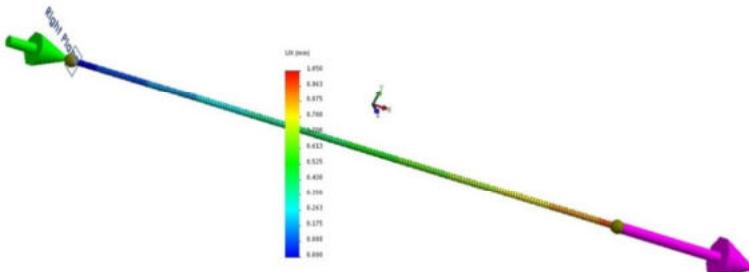
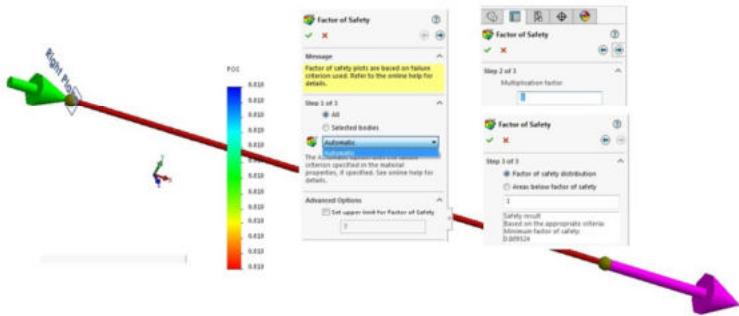


Fig. 3.3.7 Distribuția tensiunii axiale pentru varianta de discretizare beam



*Fig. 3.3.8
Distribuția deformației pentru varianta de discretizare beam*



*Fig. 3.3.9
Coeficientul de siguranță în raport cu limita de curgere pentru varianta de discretizare beam
FOS=0,81*

3.4. Aplicația 4

Să se determine deformația barei și forța de întindere pe care o poate suporta o bară de aluminiu ($E=7,2 \cdot 10^4$) de secțiune dreptunghiulară cu laturile $b=50\text{mm}$ și $h=20\text{mm}$ și de lungime $l=1\text{m}$ dacă $\sigma_a=100 \text{ N/mm}^2$ figura 3.4.1 [3]/pag. 118.

Forța capabilă este dată de relația:

$$N_{cap} = A_{ef} \cdot \sigma_a = b \cdot h \cdot \sigma_a \quad \Rightarrow \quad N_{cap} = 50 \cdot 20 \cdot 100 = 100000 \text{ N} = 100 \text{ kN}$$

Alungirea barei este dată de formula:

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot A} = \frac{\sigma_a \cdot l}{E} \quad \Rightarrow \quad \Delta l = \frac{100 \cdot 1000}{0,72 \cdot 10^5} = 1,389 \text{ mm}$$

Fig. 3.4.1 Rezultate ale aplicației 4

În SolidWorks se va genera geometria de tip **solid** din figura 3.4.2. În SolidWorks Simulation se va rezolva problema inversă: aplicând forță calculată din figura 3.4.1, $N_{cap}=100000 \text{ N}$, se vor determina: tensiunea și valoarea deformației pe direcția X.

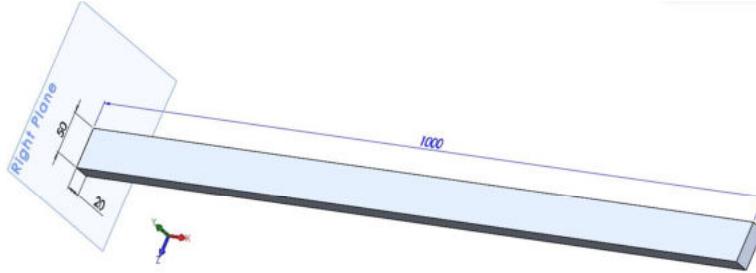


Fig. 3.4.2. Geometria 3D a aplicației 4

- Activare modul SolidWorks Simulation.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 4 – solid**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **-2014 Alloy-**, cu modulul de elasticitate $E=7,3 \cdot 10^4$ N/mm².
- Click dreapta pe geometria barei și se va selecta **Treat as Beam**.
- Click dreapta pe **Joint group** și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**; două noduri (**joint**) vor apărea în zona grafică, [figura 3.4.3](#).
- Bara se va fixa pe fața din planul **Right**, prin restrângerea de tip **Use Reference Geometry**, care va anula deplasarea normală pe acest plan, pe direcția x.
- Pe față opusă se va aplica forță de întindere $F=100000$ N.
- Se lansează comanda **Mesh**; se vor genera NEF=100 elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Rezultatele obținute sunt următoarele:
 - Valoarea maximă a tensiunii axiale $\sigma_x=100,1$ MPa, [figura 3.4.4](#), comparativ cu valoarea 100 MPa determinată analitic.
 - Valoarea maximă a deformației pe direcția X este 1,37 mm, [figura 3.4.5](#), comparativ cu valoarea 1,389 mm determinată analitic.

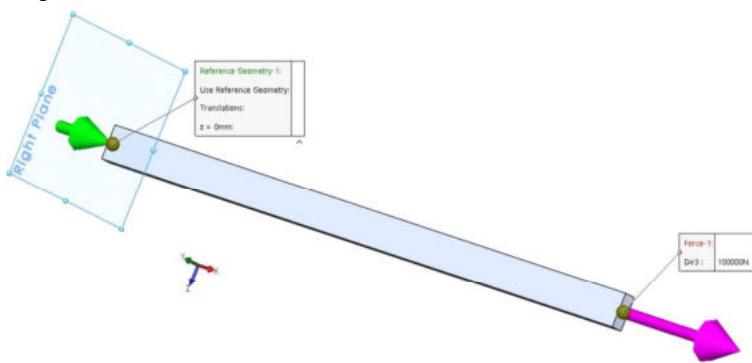


Fig. 3.4.3. Fixarea și încărcarea barei aplicației 4

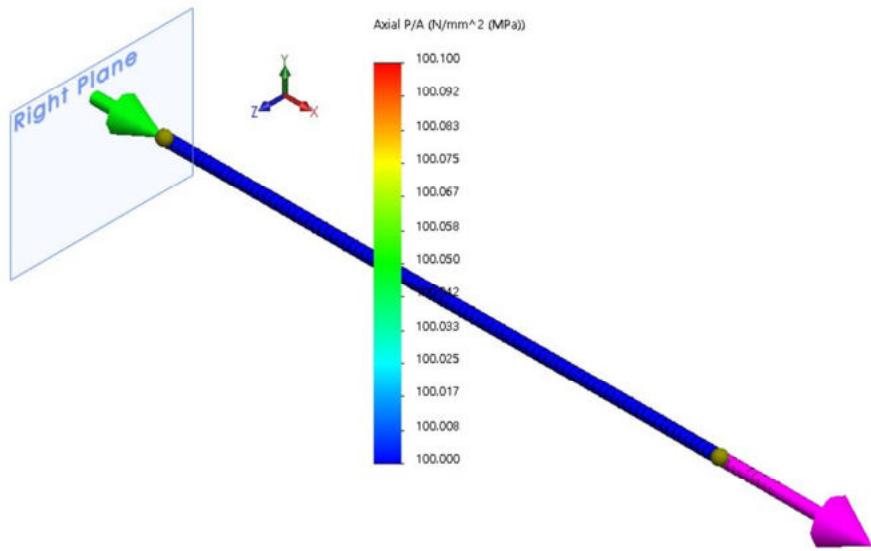


Fig. 3.4.4 Distribuția tensiunii axiale $\sigma_x=100 \text{ MPa}$

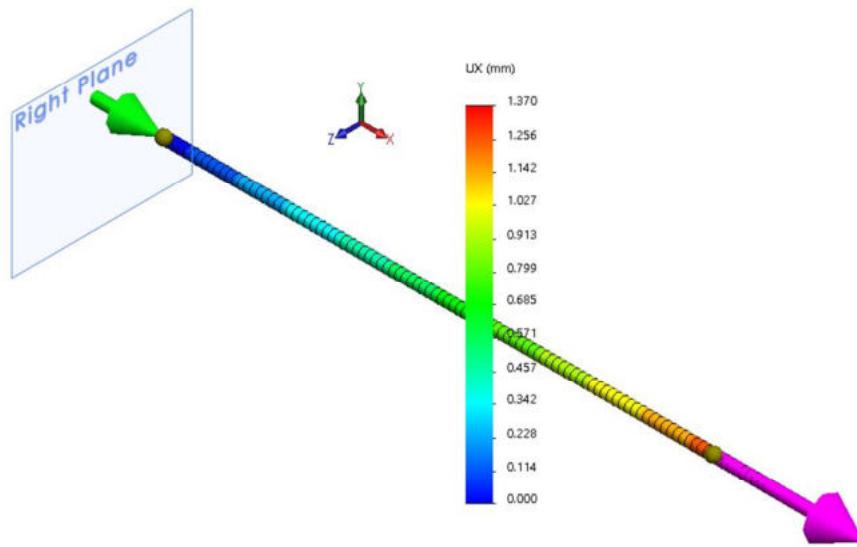


Fig. 3.4.5 Distribuția deformației pe direcția x

3.5. Aplicația 5

Să se calculeze forța de întindere pe care o suportă un cablu cu 7 fire, cu firul de diametrul $d=2$ mm, din oțel cu rezistență admisibilă $\sigma_a=120$ N/mm², figura 3.5.1 [3.6]/pag. 119.

Înănd cont de numărul de fire n , aria cablului se poate scrie astfel:

$$A = n \cdot A_{fir} = n \cdot \frac{\pi d^2}{4}$$

Forța de întindere se determină cu relația:

$$N = \sigma_a \cdot A = \sigma_a \cdot n \cdot \frac{\pi d^2}{4} \Rightarrow N = 120 \cdot 7 \cdot \frac{\pi \cdot 2^2}{4} \approx 2639 \text{ N}$$

Fig. 3.5.1 Rezultate ale aplicației 5

În SolidWorks se va genera geometria de tip solid din figura 3.5.2. În SolidWorks Simulation se va rezolva problema inversă: aplicând forță calculată din figura 3.5.1, $N=2639$ N, se va determina distribuția tensiunii.

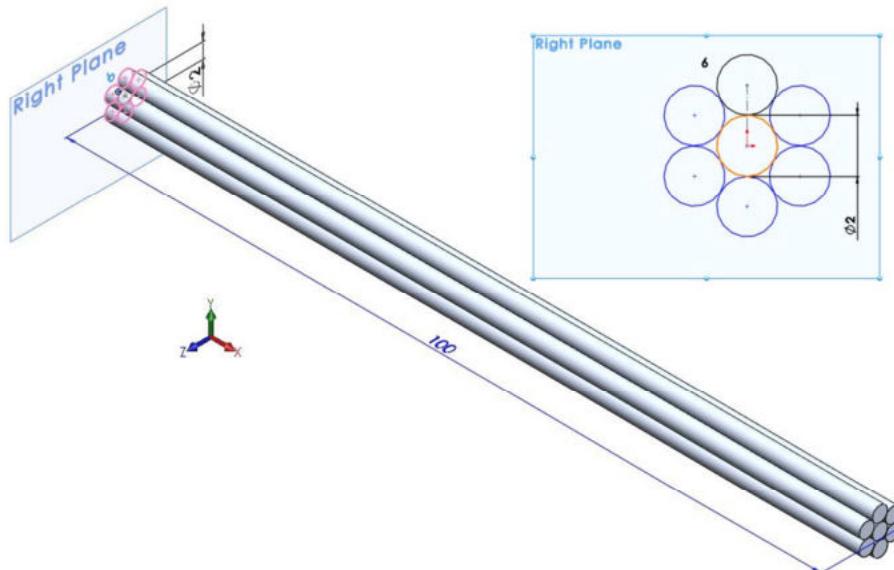


Fig. 3.5.2 Geometria 3D a aplicației 5

- Activare modul SolidWorks Simulation.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “Aplicația 5”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **1060-H18**, cu modulul de elasticitate $E=6,9 \cdot 10^5$ N/mm².

- Bara se va fixa pe față din planul **Right**, prin restrângerea de tip **Use Reference Geometry-Normal to Plane**, care va anula deplasarea normală pe acest plan.
- Pe față opusă se va aplica forță de întindere $F=2639$ N, [figura 3.5.3](#).
- Se lansează comanda **Mesh**; se vor genera $NEF=46257$ elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Valoarea maximă a tensiunii axiale $\sigma_x=120,9$ MPa, [figura 3.5.4](#), comparativ cu valoarea 120 MPa determinată analitic.

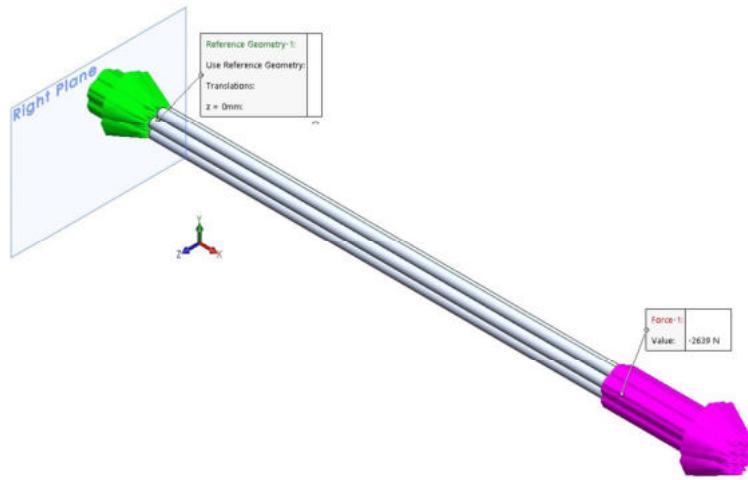


Fig. 3.5.3 Fixarea și încărcarea barei aplicăriei 5

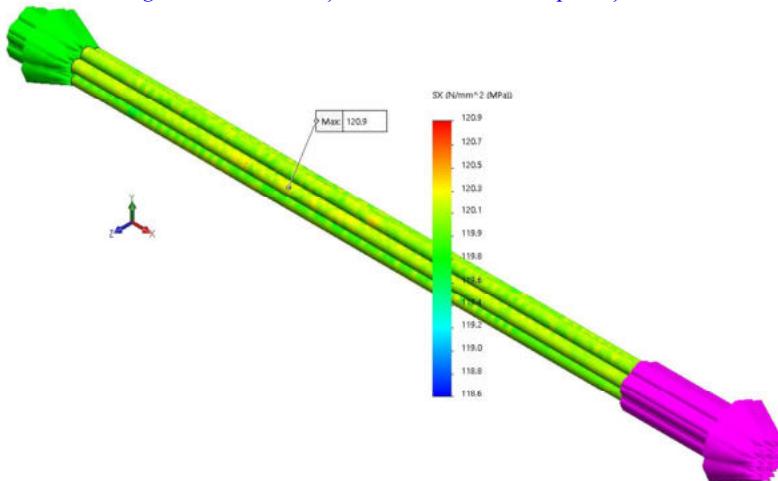
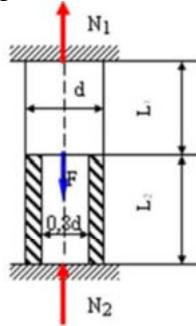


Fig. 3.5.5 Distribuția tensiunii axiale $\sigma_x=120,9$ MPa

3.6. Aplicația 6

Un cilindru de oțel de diametru d și lungime $L_1=200$ mm și un tub din cupru cu diametrul exterior d , diametrul interior $0,8d$ și lungime $L_2=250$ mm sunt solicitate de forță $F=36 \cdot 10^3$ N, ca în figura de mai jos. Se cere să se determine diametrul d , dacă se cunosc: $\sigma_{a1}=140$ N/mm², $\sigma_{a2}=50$ N/mm², $E_1=2,1 \cdot 10^5$ și $E_2=0,8 \cdot 10^5$. [figura 3.6.1 \[3.10\]/pag. 122.](#)



Se scrie ecuația de echilibru a forțelor axiale: $N_1 + N_2 = F$

Întrucât scurtarea tubului de oțel este egală cu lungirea cilindrului de cupru cele două alungiri sunt egale:

$$\Delta L_1 = \Delta L_2 \Rightarrow \frac{N_1 L_1}{E_1 \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{N_2 L_2}{E_2 \frac{\pi(d^2 - 0,64d^2)}{4}}$$

Rezolvând sistemul format cu cele două ecuații de mai sus se obțin reacțiunile:

$$N_1 = \frac{F}{1 + \frac{0,36L_2E_2}{L_1E_1}} \quad N_2 = \frac{F}{1 + \frac{L_2E_1}{0,36L_1E_2}}$$

Condițiile de rezistență ale celor două materiale sunt date de relațiile:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq \sigma_{a1} \Rightarrow N_1 \leq \sigma_{a1} \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \quad \text{și}$$

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{\frac{\pi(d_2^2 - 0,64d_2^2)}{4}} \leq \sigma_{a2} \Rightarrow N_2 \leq \sigma_{a2} \cdot \frac{\pi(d_2^2 - 0,64d_2^2)}{4}$$

În relațiile de mai sus se înlocuiesc reacțiunile și se obțin inegalitățile:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi\sigma_{a1}\left(1 + \frac{0,36 \cdot L_2 \cdot E_2}{L_1 \cdot E_1}\right)}} \Rightarrow d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 36 \cdot 10^3}{\pi \cdot 140 \cdot \left(1 + \frac{0,36 \cdot 200 \cdot 0,8 \cdot 10^5}{250 \cdot 2,1 \cdot 10^5}\right)}}$$

$$\Rightarrow d_1 \geq 17,17 \text{ mm}$$

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{4F}{0,36\pi\sigma_{a2}\left(1 + \frac{L_2E_1}{L_1E_2 \cdot 0,36}\right)}} \Rightarrow d_2 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 36 \cdot 10^3}{0,36\pi \cdot 50 \cdot \left(1 + \frac{250 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{200 \cdot 0,8 \cdot 10^5 \cdot 0,36}\right)}}$$

$$\Rightarrow d_2 \geq 15,86 \text{ mm}$$

Soluția comună a celor două inecuații este $d \geq 17,17$ mm.

Se alege $d=18$ mm.

[Fig. 3.6.1 Rezultate ale aplicației 6](#)

În SolidWorks se va genera geometria de tip **solid** din figura 3.6.2. În SolidWorks Simulation se va rezolva problema inversă: modelând cilindrul de oțel de diametrul $d=17,17$ mm și $d_{int}=13,74$ mm solicitat de forță $F=36000$ N, se vor determina: tensiunile σ_{a1} și σ_{a2} , respectiv deformația totală a barei.

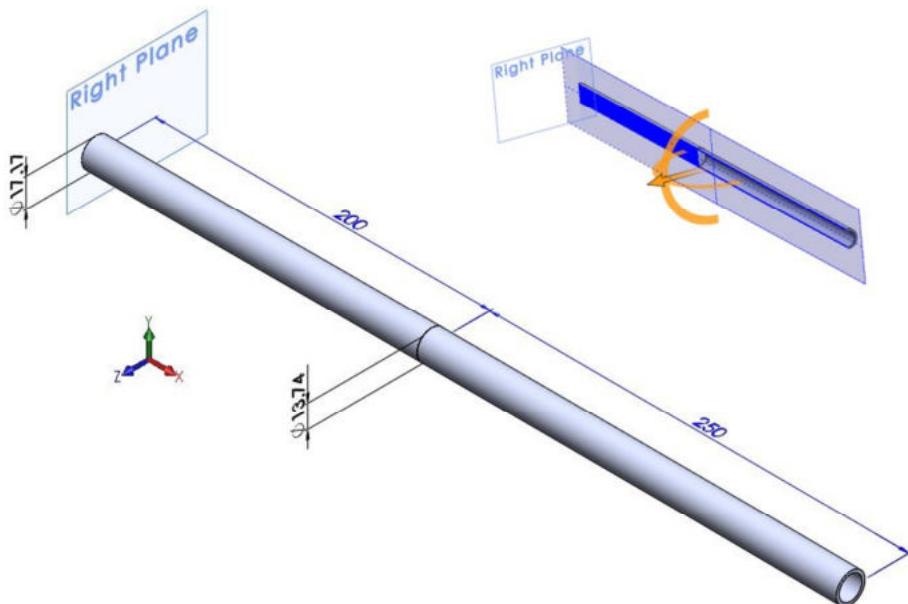


Fig. 3.6.2 Geometria 3D a aplicației 6

- Activare modul SolidWorks Simulation.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 6**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **AISI 316 Annealed Stainless Steel Bar (SS)**, cu modulul de elasticitate $E=1,92 \cdot 10^5$ N/mm² pentru cilindrul de oțel și **6063 O** cu modulul de elasticitate $E=0,69 \cdot 10^5$ N/mm² pentru tubul din cupru.
- Click dreapta pe geometria barei și se va selecta **Treat as Beam**.
- Click dreapta pe **Joint group** și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**; trei noduri (**joint**) vor apărea în zona grafică, figura 3.6.3.
- Bara se va fixa pe fața din planul **Right**, prin restrângerea de tip **Use Reference Geometry-Normal to Plane**, care va anula deplasarea pe direcția x, în nodurile din capetele barei.
- La capătul cilindrului de oțel (la distanța de 200 mm față de planul **Right** pe direcția x) se va aplica forță de întindere $F=36000$ N, figura 3.6.3.

- Se lansează comanda **Mesh**; se vor genera NEF=110 elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Rezultatele obținute sunt următoarele:
 - Valoarea maximă a tensiunii axiale $\sigma_x=140,978$ MPa, figura 3.6.4, comparativ cu valoarea 140 MPa determinată analitic.
 - Valoarea maximă a deformației pe direcția X este 0,146 mm, figura 3.6.5, comparativ cu valoarea 0,133 mm determinată analitic.

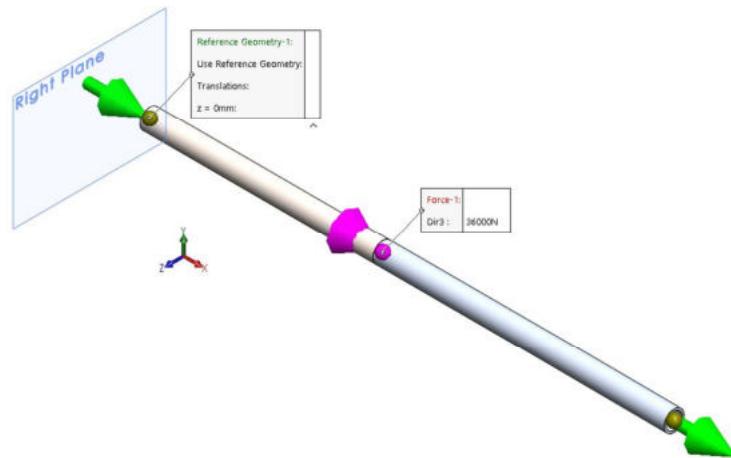


Fig. 3.6.3 Fixarea și încărcarea barei aplicației 6

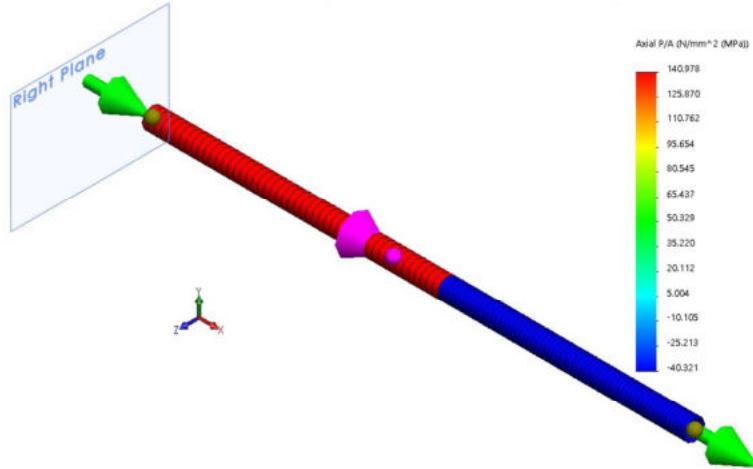


Fig. 3.6.4 Distribuția tensiunii axiale σ_x

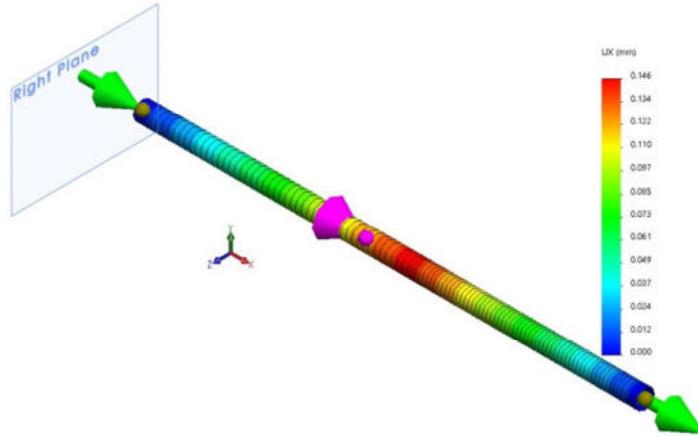


Fig 3.6.5 Distribuția deformației pe direcția x

3.7. Aplicația 7

Între platourile unei prese sunt comprimați cu o forță $N=200000$ N doi cilindri concentrici, cel interior de otel cu diametrul $d_{OL}=100$ mm și cel exterior de cupru, cu diametrele $D_{CU}=200$ mm și $d_{CU}=100$ mm. Să se determine ce forță preia fiecare material. Se cunosc $E_{OL}=2,1 \cdot 10^5$ și $E_{CU}=1,15 \cdot 10^5$. figura 3.7.1 [3]/pag. 123.

Se scrie ecuația de echilibru a forțelor ce acționează asupra cilindrilor: $N_{OL}+N_{Cu}=N$
Alungirile celor doi cilindri sunt egale:

$$\Delta l_{OL} = \Delta l_{Cu} \Rightarrow \frac{N_{OL} \cdot l}{E_{OL} \cdot A_{OL}} = \frac{N_{Cu} \cdot l}{E_{Cu} \cdot A_{Cu}}$$

Se formează sistemul de ecuații:

$$\begin{cases} N_{OL} + N_{Cu} = N \\ \frac{N_{OL}}{E_{OL} \cdot A_{OL}} = \frac{N_{Cu}}{E_{Cu} \cdot A_{Cu}} \end{cases}$$

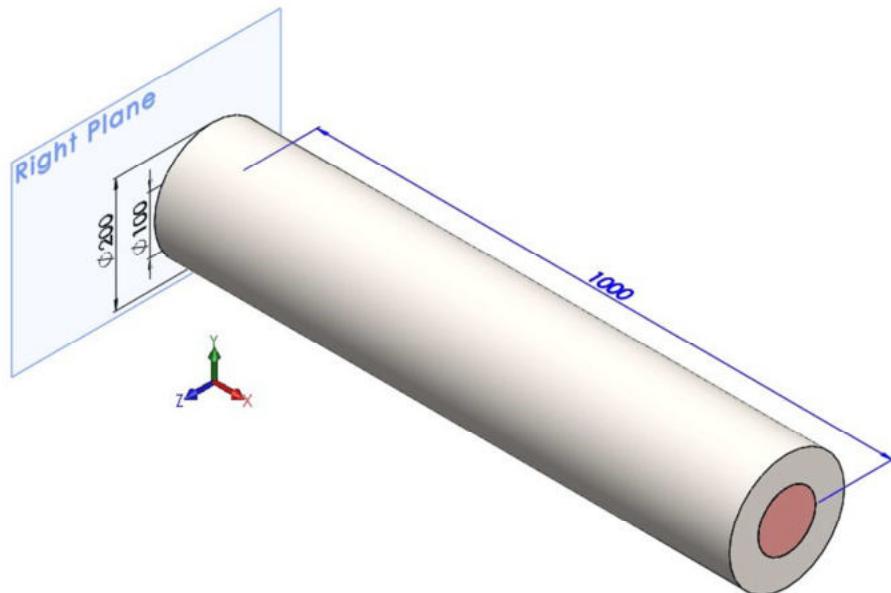
Rezolvând sistemul de ecuații de mai sus se obțin următoarele relații pentru forțele de compresiune ce acționează asupra fiecărui cilindru:

$$N_{Cu} = \frac{N}{1 + \frac{E_{OL} \cdot A_{OL}}{E_{Cu} \cdot A_{Cu}}} \quad \Rightarrow \quad N_{Cu} = \frac{200000}{1 + \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 100^2}{4}}{1,15 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot (200^2 - 100^2)}{4}}} = 124324 \text{ N} \equiv 124 \text{ kN}$$

$$N_{OL} = \frac{N}{1 + \frac{E_{Cu} \cdot A_{Cu}}{E_{OL} \cdot A_{OL}}} \quad \Rightarrow \quad N_{OL} = \frac{200000}{1 + \frac{1,15 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot (200^2 - 100^2)}{4}}{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 100^2}{4}}} = 75675 \text{ N} \equiv 76 \text{ kN}$$

Fig. 3.7.1 Rezultate ale aplicației 7

În SolidWorks se va genera geometria de tip **solid** din [figura 3.7.2](#). În SolidWorks Simulation se va rezolva problema inversă: aplicând suma forțelor calculată din [figura 3.7.1](#), N=200000 N, se vor determina reacțiunile barei pe cele două fețe ale cilindrilor de oțel, respectiv de cupru.



[Fig. 3.7.2 Geometria 3D a aplicației 7](#)

- Activare modul SolidWorks Simulation.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 7**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel** cu modulul de elasticitate $E=2,1 \cdot 10^5$ N/mm² pentru cilindrul de oțel și **Beryllium Copper UNS C17000** pentru cilindrul de cupru cu modulul de elasticitate $E=1,15 \cdot 10^5$ N/mm²
- Bara se va fixa pe fața din planul **Right**, prin restrângerea de tip **Fixed Geometry**, care va anula toate deplasările axiale, [figura 3.7.3](#).
- Pe fețele opuse se va aplica forță de compresiune F=200000 N.
- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Curvature based mesh**; se vor genera NEF=7335 elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Rezultatele obținute pentru varianta de discretizare solid sunt următoarele:
 - Valoarea reacțiunii pe fața de cupru este de 147000 N, iar valoarea determinată analitic este de 124324 N, ceea ce înseamnă o eroare de +18,24%, [figura 3.7.4](#).

- Valoarea reacției pe față de oțel este de 72400 N, iar valoarea determinată analitic este de 75675 N, ceea ce înseamnă o eroare de -4,33%, figura 3.7.4.

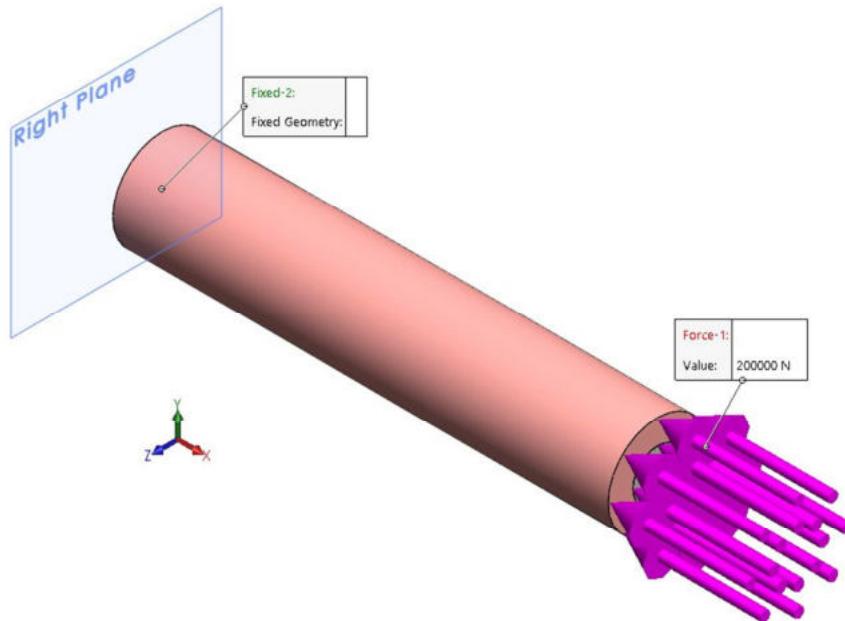


Fig. 3.7.3 Fixarea și încărcarea barei aplicației 7

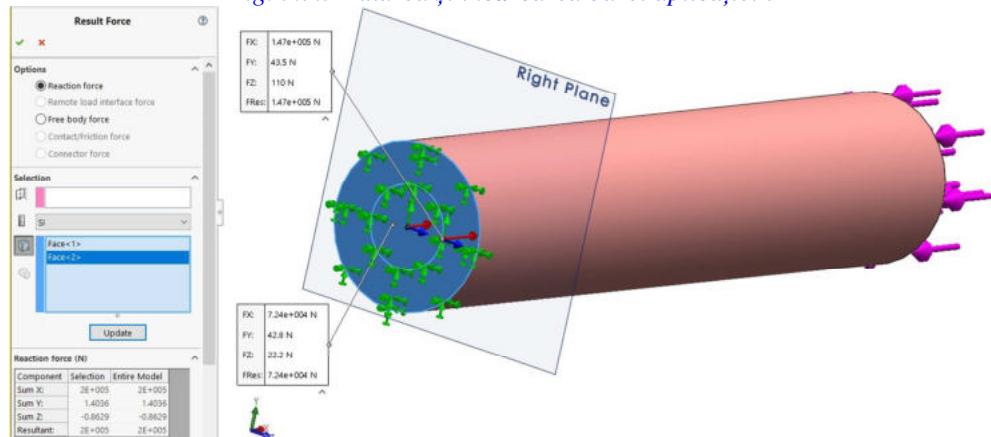


Fig. 3.7.4 Reacțiunile aplicației 7

3.8. Aplicația 8

O bară nedeformabilă de greutate G este suspendată de trei fire verticale, ce au aceeași secțiune $A=113 \text{ mm}^2$. Știind că bara rămâne în poziție orizontală, să se determine eforturile din fire cunoscând: $G=18 \text{ kN}$, $E_{OL}=2,1 \cdot 10^5$ și $E_{Cu}=1,15 \cdot 10^5$. Firele laterale sunt din cupru, iar cel din mijloc este din oțel, [figura 3.8.1](#) [3]/pag. 125.

Eforturile din cele trei fire se notează cu: T_1 , T_2 , T_3 . Se proiectează pe verticală forțele care acționează asupra barei:

$$T_1 + T_2 + T_3 = G$$

$$\text{Întrucât: } T_1 = T_3 \Rightarrow 2T_1 + T_2 = G$$

Deformațiile celor trei fire sunt egale:

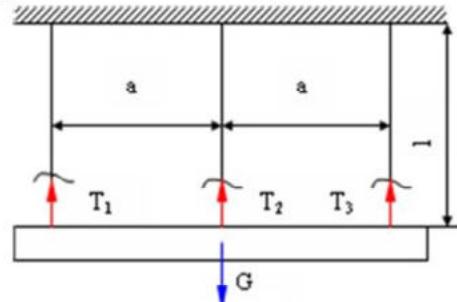
$$\Delta l_1 = \Delta l_2 = \Delta l_3 \Rightarrow \frac{T_1 \cdot l}{E_{OL} \cdot A} = \frac{T_2 \cdot l}{E_{Cu} \cdot A} \Rightarrow \frac{T_1}{E_{OL}} = \frac{T_2}{E_{Cu}}$$

Se formează sistemul de ecuații:

$$\begin{cases} 2T_1 + T_2 = G \\ \frac{T_1}{E_{OL}} = \frac{T_2}{E_{Cu}} \end{cases}$$

Rezolvând sistemul se obțin relațiile pentru tensiunile din fire:

$$T_1 = T_3 = \frac{G}{2 + \frac{E_{OL}}{E_{Cu}}} ; \quad T_2 = \frac{G}{1 + 2 \frac{E_{Cu}}{E_{OL}}}$$



Eforturile unitare sunt date de relațiile:

$$\sigma_1 = \sigma_3 = \frac{T_1}{A} = \frac{G}{A} \cdot \frac{1}{2 + \frac{E_{OL}}{E_{Cu}}} \Rightarrow \sigma_1 = \sigma_3 = \frac{18000}{113} \cdot \frac{1}{2 + \frac{2,1 \cdot 10^5}{1,15 \cdot 10^5}} = 47 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{T_2}{A} = \frac{G}{A} \cdot \frac{1}{1 + 2 \frac{E_{Cu}}{E_{OL}}} \Rightarrow \sigma_2 = \frac{18000}{113} \cdot \frac{1}{1 + 2 \frac{1,15 \cdot 10^5}{2,1 \cdot 10^5}} = 76 \text{ N/mm}^2$$

[Fig. 3.8.1 Rezultate ale aplicației 8](#)

În figura 3.8.2 blocul de dimensiunile 1000x500x470 are masa de 1834 kg, ceea ce va genera o greutate $G=17996$ N, care va constitui echivalentul forței $G=18000$ N; în SolidWorks se vor determina tensiunile din cele trei fir.

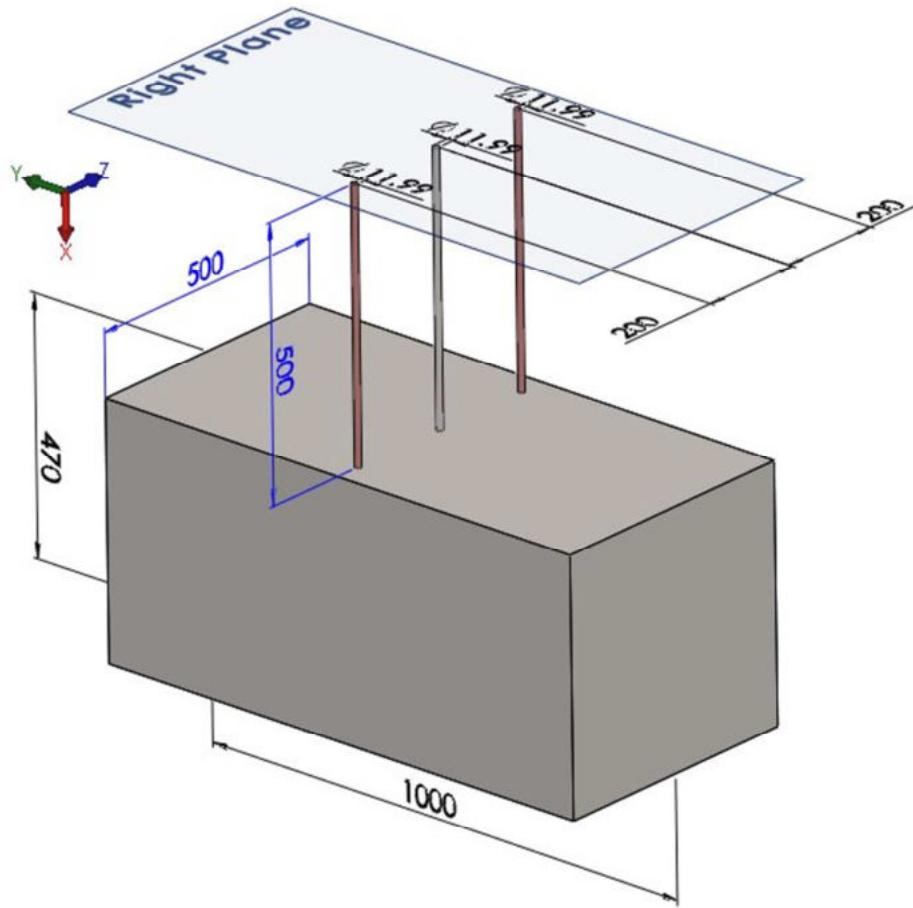


Fig. 3.8.2 Geometria 3D a aplicației 8

- Activare modul SolidWorks Simulation.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “Aplicația 8”.
- Definire materiale din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel** pentru firul din mijloc și blocul 1000x500x470 mm, cu modulul de elasticitate $E=2,1 \cdot 10^5$ N/mm² respectiv **Beryllium Copper UNS C17000** pentru firele laterale, cu $E=1,15 \cdot 10^5$ N/mm².

- Barele se vor fixa pe fețele din planul **Right**, prin restrângerea de tip **Fixed**, care va anula deplasările pe toate axele, [figura 3.8.3](#).
- Acelerația gravitațională $9,8 \text{ m/s}^2$ se va aplica folosind ca referință planul **Right**.
- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Curvature-based mesh**; se vor genera $\text{NEF}=3616$ elemente finite.
- Se calculează studiu de analiză cu comanda **Run**.
- Rezultatele obținute pentru varianta de discretizare solid sunt următoarele:
 - Valoarea reacțunii pe fața de cupru este de 4720 N, iar valoarea determinată analitic este de 4705, [figura 3.8.4](#).
 - Valoarea reacțunii pe fața de oțel este de 8560 N, iar valoarea determinată analitic este de 8591 N, [figura 3.8.4](#).

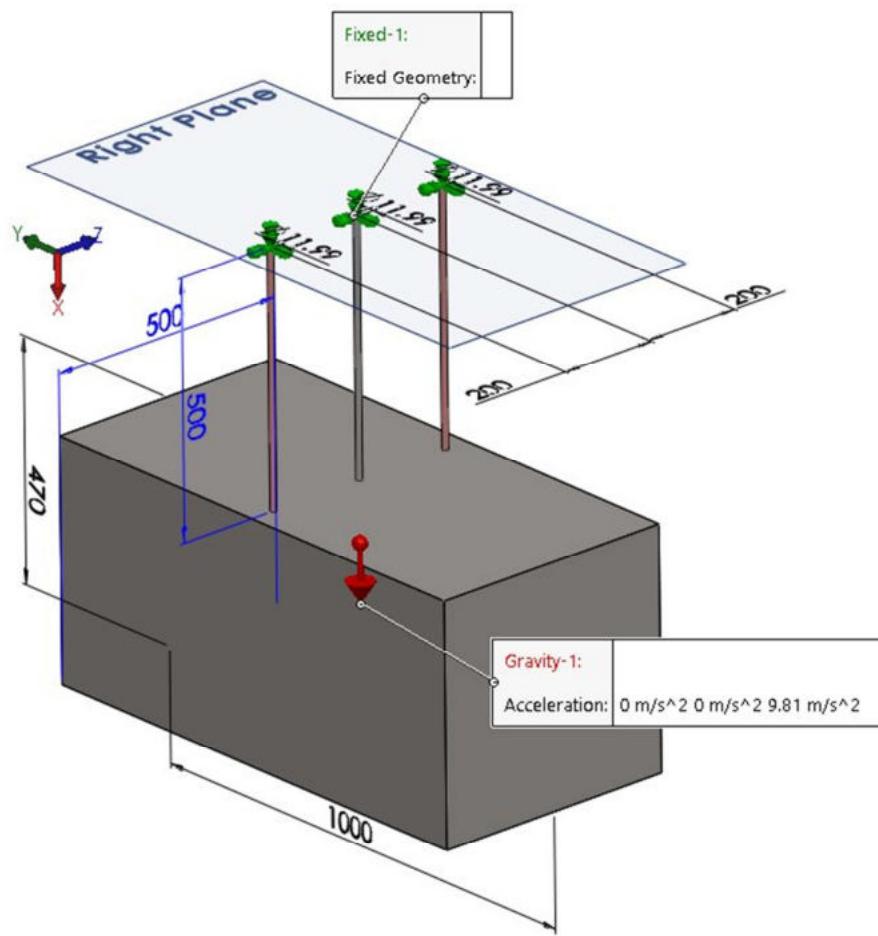


Fig. 3.8.3 Fixarea și încărcarea geometriei aplicației 8

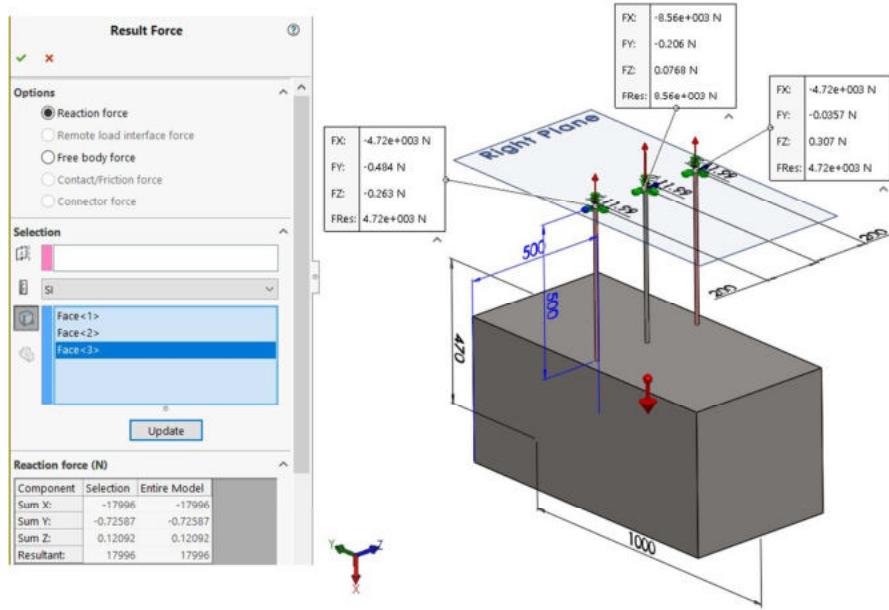


Fig. 3.8.4 Reacțiunile aplicației 8

3.9. Aplicația 9

Se dă bara din figura 3.9.1 [3]/pag. 126 de secțiune circulară, formată din două portiuni de secțiuni, lungimi și materiale diferite. Cunoscându-se creșterea de temperatură $\Delta t=30^\circ\text{C}$ la care este supusă bara, să se calculeze tensiunile produse în secțiunile transversale ale celor 2 portiuni de bară. Se cunosc: $E_1=2.1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$, $E_2=0.7 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$, $A_1=200 \text{ mm}^2$, $A_2=400 \text{ mm}^2$, $l_1=500 \text{ mm}$, $l_2=600 \text{ mm}$, $\alpha_1=12 \cdot 10^{-6} \text{ grad}^{-1}$, $\alpha_2=24 \cdot 10^{-6} \text{ grad}^{-1}$. Pentru valorile impuse ale ariilor A_1 și A_2 rezultă diametrele $d_1=15,96 \text{ mm}$ respectiv $d_2=22,57 \text{ mm}$. Pentru datele de intrare și formulele din figură rezultă $N=N_1=N_2=18360 \text{ N}$, $\sigma_1=91,81 \text{ N/mm}^2$ respectiv $\sigma_2=45,90 \text{ N/mm}^2$.

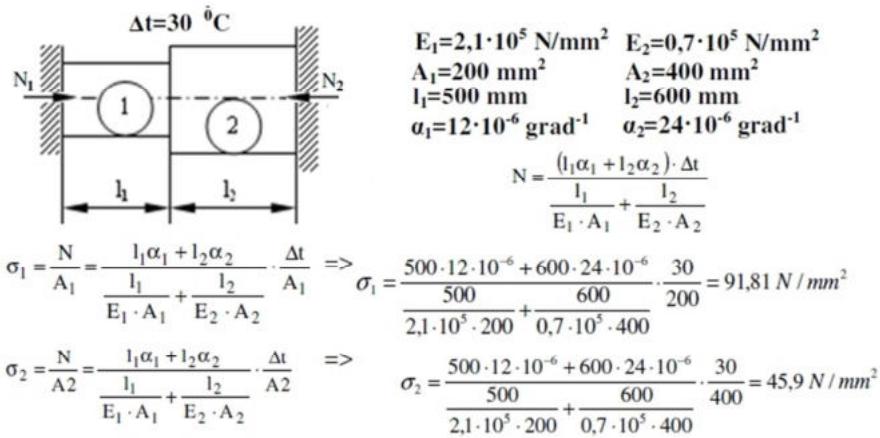


Fig. 3.9.1 Geometria aplicației 9

- Se va crea un nou fișier de tip „Part” și se va salva sub numele: **Aplicația 9**.
- În planul **Right** se va crea schița din [figura 3.9.2](#), adică un cerc cu diametrul 15.96 mm, care se va extruda cu comanda **Sweep Boss/Base** pe lungimea de 500 mm.
- În planul de capăt al barei anterior create se va crea schița din [figura 3.9.3](#), adică un cerc cu diametrul 22.56 mm, care se va extruda cu comanda **Sweep Boss/Base** pe lungimea de 600 mm, cu opțiunea **Merge Results** debifată. Astfel se vor genera două solide diferite în același fișier de tip „part”, pentru a le putea fi atribuite proprietăți diferite de material.
- Se va crea un studiu de simulare de tip **Static** sub numele **Aplicatia 9**.

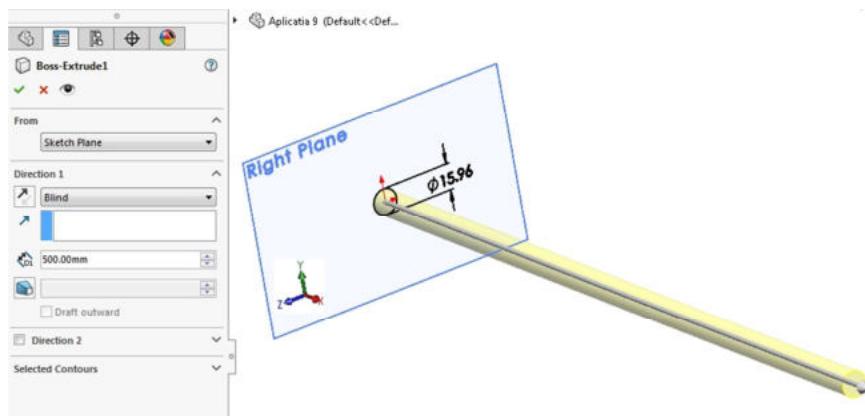


Fig. 3.9.2 Prima extrudare a aplicației 9

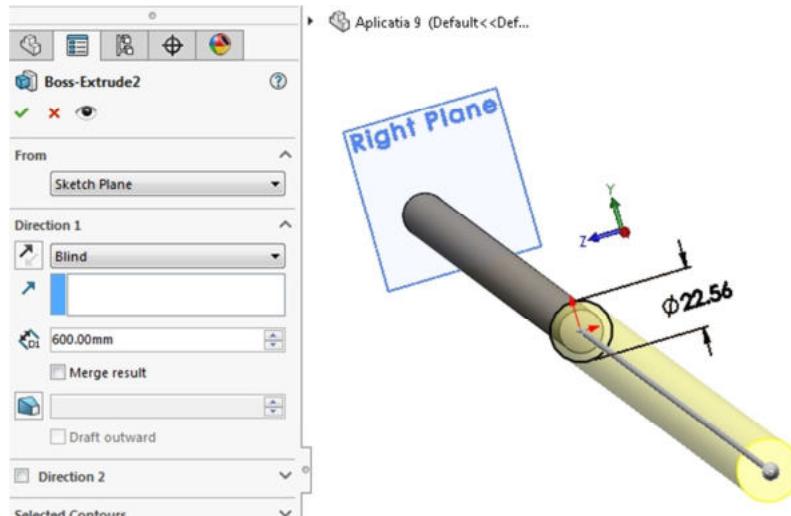


Fig. 3.9.3 A două extrudare a aplicației 9

- Deoarece în biblioteca de materiale a SolidWorks nu vom regăsi materialele cu proprietățile impuse, vom crea o categorie de materiale **Aplicatia 9** cu două materiale cu denumirea **Otel cu alfa1 impus** respectiv **Otel cu alfa2 impus**, figura 3.9.4:

- Click dreapta pe **SolidBody 1(Boss-Extrude1)** și selecție opțiune **Apply/Edit material**;
- Click dreapta pe **Custom Materials** și selecție opțiune **New Category**, urmat de specificarea denumirii categoriei **Aplicatia 9**;
- Click dreapta pe categoria **Aplicatia 9** și selecție opțiune **New Material**, urmat de specificarea denumirii materialului **Otel cu alfa1 impus**, respectiv de specificarea în tabel a proprietăților: **Elastic Modulus** $E_1=2.1\cdot10^5 \text{ N/mm}^2$, **Thermal Expansion Coefficient** $1,2\cdot10^{-5} \text{ grad}^{-1}=1,2\cdot10^{-5} \text{ K}^{-1}$;
- Click dreapta pe **SolidBody 2(Boss-Extrude2)** și selecție opțiune **Apply/Edit material**;
- Click dreapta pe categoria **Aplicatia 9** și selecție opțiune **New Material**, urmat de specificarea denumirii materialului **Otel cu alfa2 impus**, respectiv de specificarea în tabel a proprietăților: **Elastic Modulus** $E_1=0.7\cdot10^5 \text{ N/mm}^2$, **Thermal Expansion Coefficient** $2,4\cdot10^{-5} \text{ grad}^{-1}=2,4\cdot10^{-5} \text{ K}^{-1}$;
- Geometria se va fixa pe cele două fețe extreme ale barelor, prin restrângerea de tip **On Flat Faces**, impunând valoarea 0 pe direcție normală acestora, figura 3.9.5.

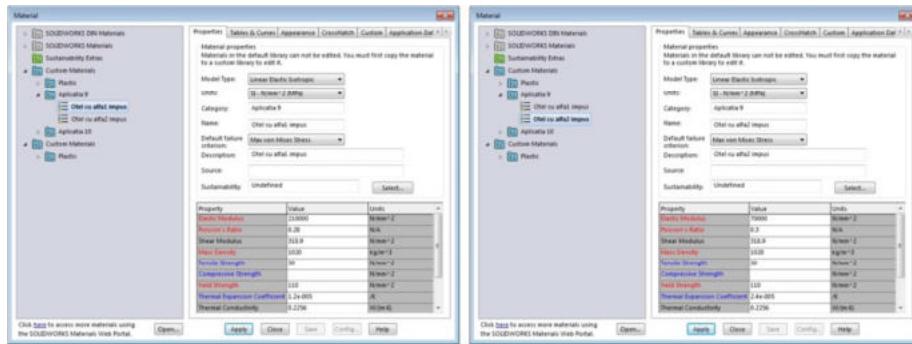


Fig. 3.9.4 Proprietățile de material ale celor două bare

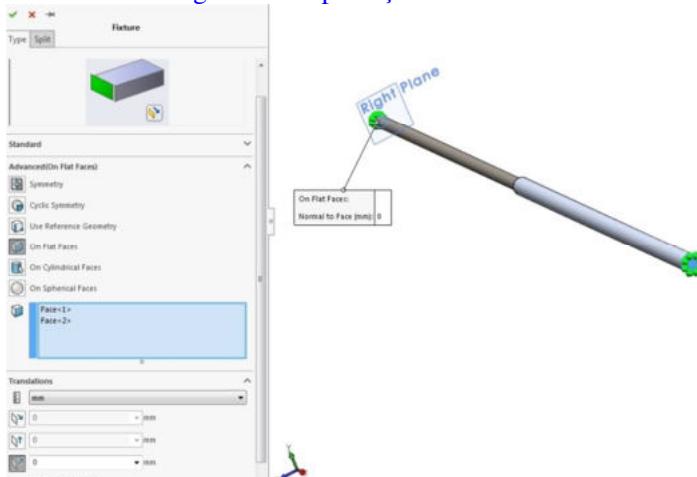


Fig. 3.9.5 Fixarea geometriei aplicației 9

- Se va specifica valoarea 0 a temperaturii de referință la care alungirea relativă (**strain**) are valoarea zero, [figura 3.9.6](#):
 - Click dreapta pe numele studiului **Aplicația 9** în arborele de simulare și selecție opțiune **Properties**;
 - În zona **Flow/ Thermal Effects** se va impune valoarea 0 în câmpul **Reference temperature at zero strain**;
- Se va specifica valoarea creșterii de temperatură aplicată barei $\Delta t=30^{\circ}\text{C}$, [figura 3.9.7](#):
 - Click dreapta pe numele studiului **Aplicația 9** în arborele de simulare și selecție opțiune **Properties**;
 - Click dreapta pe ramura **External Loads** în arborele de simulare și selecție **Temperature**;
 - Click dreapta pe pe **SolidBody 1(Boss-Extrude1)** și selecție opțiune **Select Other**, iar din fereastra care va apărea se va selecta solidul **Boss-Extrude1**;

- Click dreapta pe pe **SolidBody 2(Boss-Extrude2)** și selectează opțiunea **Select Other**, iar din fereastra care va apărea se va selecta solidul **Boss-Extrude2**;
- Selectează unitate de măsură **Celsius** și specificarea valoarei **30** în câmpul **Temperature**;
- Click **✓**.

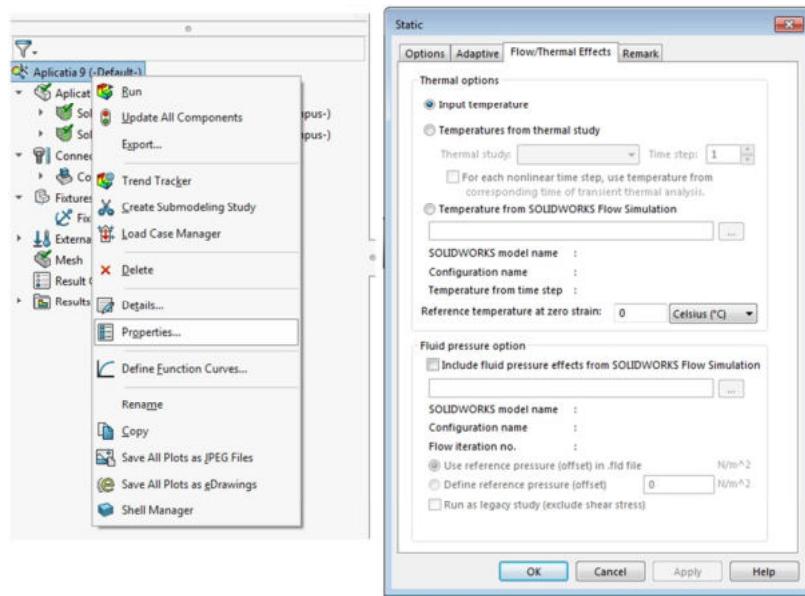


Fig. 3.9.6 Specificarea valorii temperaturii de referință

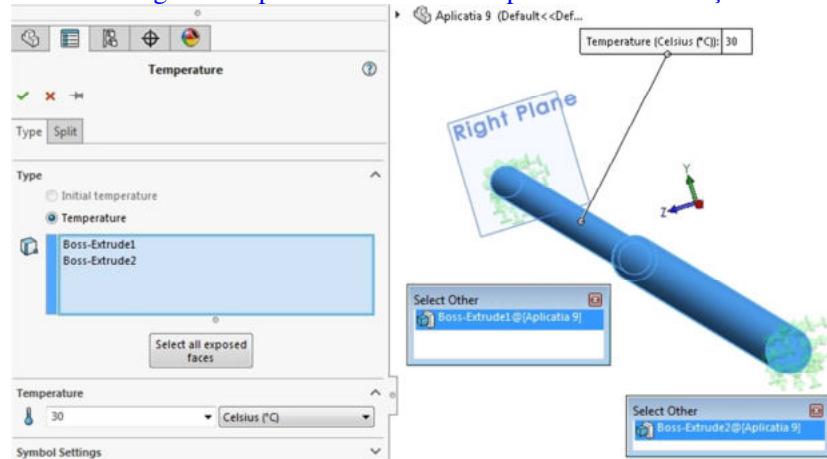
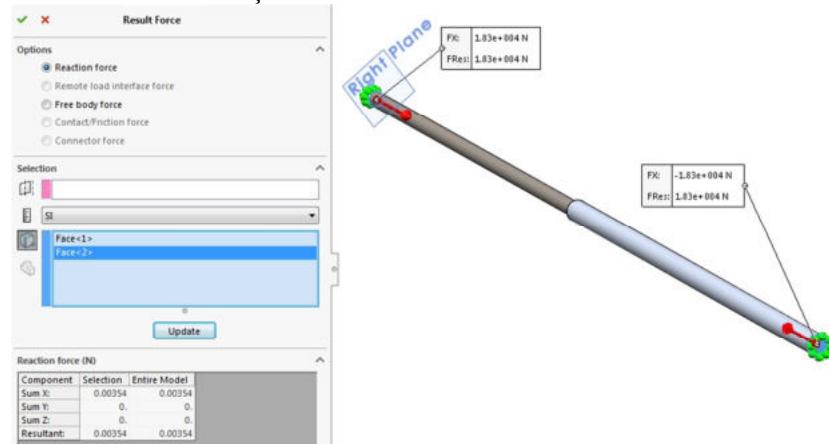


Fig. 3.9.7 Specificarea valorii creșterii de temperatură

- Se va rula analiza prin comanda **Run**;
- Se va genera discretizarea pe opțiunea **Mesh => Curvature-based mesh**, creând 18796 elemente finite.
- Se vor afișa reacțiunile calculate, [figura 3.9.8](#):
 - În arborele de simulare, click dreapta pe **Results** și selecție **List Result Force**;
 - Se vor selecta cele două fețe extreme la care s-a aplicat restrângerea de tip **On Flat Faces**;
 - Click pe butonul **Update**;
 - Se vor afișa valorile $\pm 1.83e+004$ N = $\pm 1.83 \cdot 10^4$ N.



[Fig. 3.9.8 Reacțiunile aplicației 9](#)

- Se vor afișa tensiunile produse în secțiunile transversale, [figura 3.9.9](#):
 - În arborele de simulare, click dreapta pe **Stress1(-vonMises)** și selecție **Probe**;
 - Se va selecta opțiunea **On selected entities** și se va selecta prima bară;
 - Click pe butonul **Update**;
 - Se vor afișa valorile tensiunii, iar valoarea mediată rezultă 91.78 N/mm²;
 - Se va selecta opțiunea **On selected entities** și se va selecta a doua bară;
 - Click pe butonul **Update**;
 - Se vor afișa valorile tensiunii, iar valoarea mediată rezultă 45.305 N/mm²;

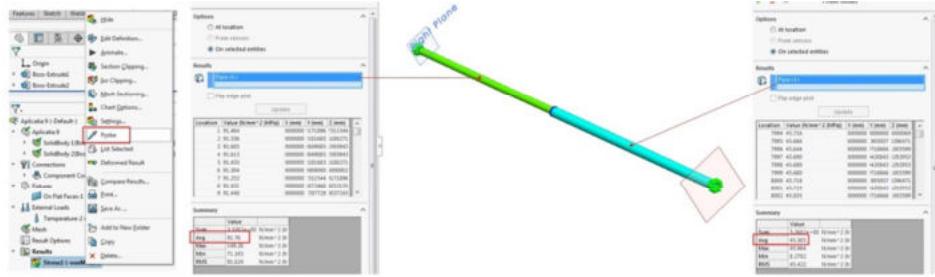


Fig. 3.9.9 Tensiunile vonMises ale aplicației 9

- Comparația valorilor calculate analitic și cu SolidWorks este prezentată în [tabelul 3.9.1](#).

Tabel 3.9.1

| Parametru | U/M | Figura / Valoare | Solid Works Simulation - discretizare solid NEF=18796 | Calcul analitic |
|--|-----|------------------|--|------------------------------|
| Reacțiuni Result Force | N | Figura | figura 3.9.8 | figura 3.9.1 |
| | | Valoare | 18300 | 18360 |
| Tensiune pe prima bară - Stress1(-vonMises-) | MPa | Figura | figura 3.9.9 | figura 3.9.1 |
| | | Valoare | 91,76 | 91,80 |
| Tensiune pe a doua bară - Stress1(- vonMises-) | MPa | Figura | figura 3.9.9 | figura 3.9.1 |
| | | Valoare | 45,305 | 45,90 |

3.10. Aplicația 10

Se dă sistemul de bare din [figura 3.10.1](#) [3]/pag. 127. Bara dreaptă rigidă este articulată la un capăt și menținută în poziție orizontală de trei tije verticale de aceeași lungime și rigiditate. Se cere să se determine eforturile produse sub acțiunea forței $F=10000$ N în barele verticale, precum și deplasarea capătului barei orizontale.

Se impun următoarele mărimi, [figura 3.10.2](#): diametrul tijelor $d=10$ mm, lungimea tijelor $l=300$ mm, aria tijelor $A=78,54$ mm^2 , modulul de elasticitate al tijelor $E=2.1 \cdot 10^5$ N/mm^2 , distanța $a=100$ m, dimensiunile barei drepte rigide $460 \times 30 \times 30$ mm, prevăzută cu o gaură de diametru 12 mm pentru simularea articulației mobile. Pentru a simula rigiditatea barei orizontale se va adopta un modul de rigiditate ridicat $E=2.1 \cdot 10^{10}$ N/mm^2 .

Pentru datele de intrare și formulele din figură rezultă $N_2 = 1429$ N, $N_3 = 2857$ N, $N_4 = 5714$ N, $\sigma_1 = 18$ N/mm², $\sigma_2 = 36$ N/mm², $\sigma_3 = 73$ N/mm², $\Delta_2 = 0,026$ mm, $\Delta_3 = 0,052$ mm, $\Delta_4 = 0,1039$ mm.

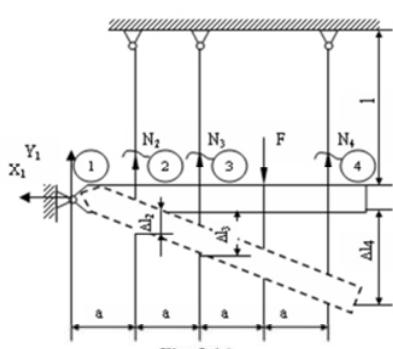


Fig. 3.16

$$N_2 = \frac{F}{7}, \quad N_3 = \frac{2F}{7}, \quad N_4 = \frac{4F}{7}$$

$$\Delta L_2 = \frac{N_2 l}{EA}, \quad \Delta L_3 = \frac{N_3 l}{EA}, \quad \Delta L_4 = \frac{N_4 l}{EA}$$

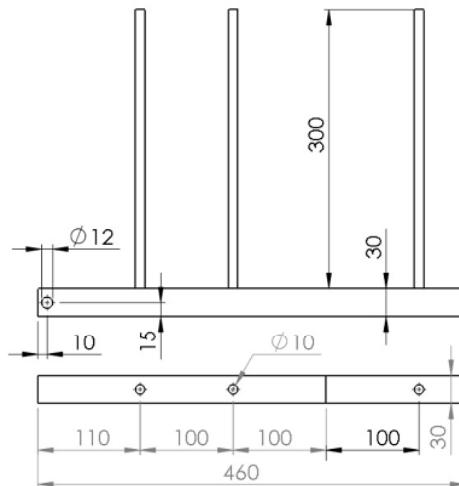


Fig. 3.10.1 Geometria aplicației 10

Fig. 3.10.2 Geometria 3D a aplicației 10

- Se va crea un nou fișier de tip „Part” și se va salva sub numele: **Aplicația 10**.
- În planul **Right** se va crea schița din [figura 3.10.3](#), adică trei cercuri cu diametrul 10 mm, care se vor extruda cu comanda **Sweep Boss/Base** pe lungimea de 300 mm.

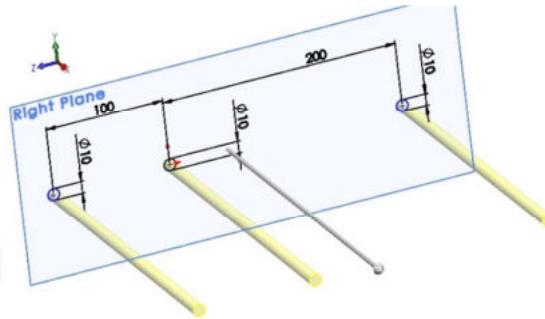


Fig. 3.10.3 Prima extrudare a aplicației 10

- Într-unul din planele de capăt ale geometriei anterior create se va crea schița din [figura 3.10.4](#), adică un dreptunghi 460 x 30 mm, care se va extruda cu comanda **Sweep Boss/Base** pe lungimea de 30 mm, cu opțiunea **Merge Results** debifată. Astfel se vor genera solide diferențiate în același fișier de tip „part”, pentru a le putea fi atribuite proprietăți diferențiate de material.

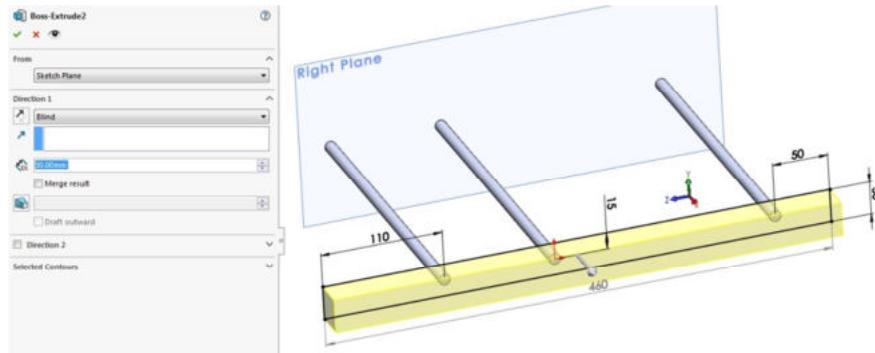


Fig. 3.10.4 A două extrudare a aplicației 10

- În planul lateral al barei rigide se va crea schița din [figura 3.10.5](#), adică un cerc de diametru 12 mm, care se va extruda cu comanda **Cut-Extrude** opțiunea **Through All**, pentru a genera gaura pentru articulație.
- În planul superior al barei rigide se va crea schița **Sketch4** din [figura 3.10.6](#), adică o linie plasată la cota 100 mm în raport cu tija 4.
- Se va lansa comanda **Split Line**, se va selecta schița anterioară (**Sketch4**) în câmpul **Sketch to project**, respectiv fața superioară a barei rigide în câmpul **Faces to split**. Prin proiecția liniei din schița pe fața superioară a barei rigide, aceasta se va divide în două suprafete, pe muchia lor comună se va aplica forță $F=10000$ N.
- Se va crea un studiu de simulare de tip **Static** sub numele **Aplicația 10**.
- Pentru cele 3 tije se va alege materialul **Plain Carbon Steel** din biblioteca de materiale a SolidWorks.

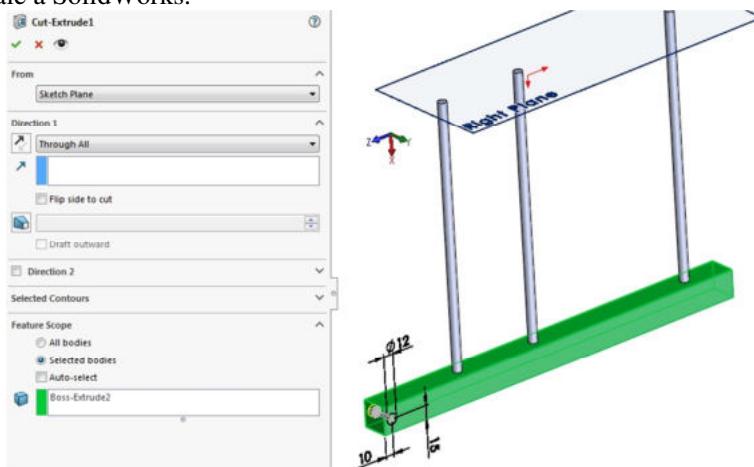


Fig. 3.10.5 Generarea găurii pentru aplicația 10

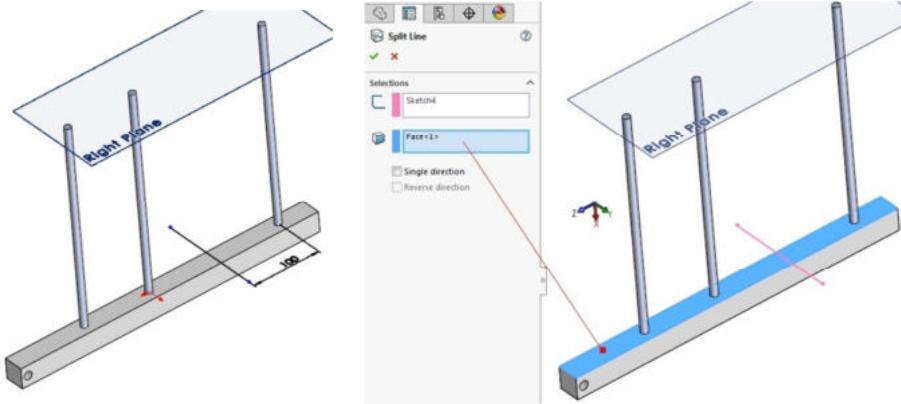


Fig. 3.10.6 Generarea schiței
Sketch4

Fig. 3.10.7 Divizarea feței superioare a barei
rigide

- Deoarece în biblioteca de materiale a SolidWorks nu vom regăsi materialul barei rigide cu modulul de elasticitate $E=2.1 \cdot 10^{10}$ N/mm², vom crea o categorie de materiale **Aplicația 10** cu un material cu denumirea **Otel cu alfa1 impus** respectiv **Otel cu alfa2 impus**, figura 3.10.8:

- Click dreapta pe geometria barei rigide și selecție opțiune **Apply/Edit material**;
- Click dreapta pe **Custom Materials** și selecție opțiune **New Category**, urmat de specificarea denumirii categoriei **Aplicatia 10**;
- Click dreapta pe categoria **Aplicația 10** și selecție opțiune **New Material**, urmat de specificarea denumirii materialului **Otel cu rigiditate impusa**, respectiv de specificarea în tabel a proprietăților: **Elastic Modulus** $E_1=2.1 \cdot 10^{10}$ N/mm²;

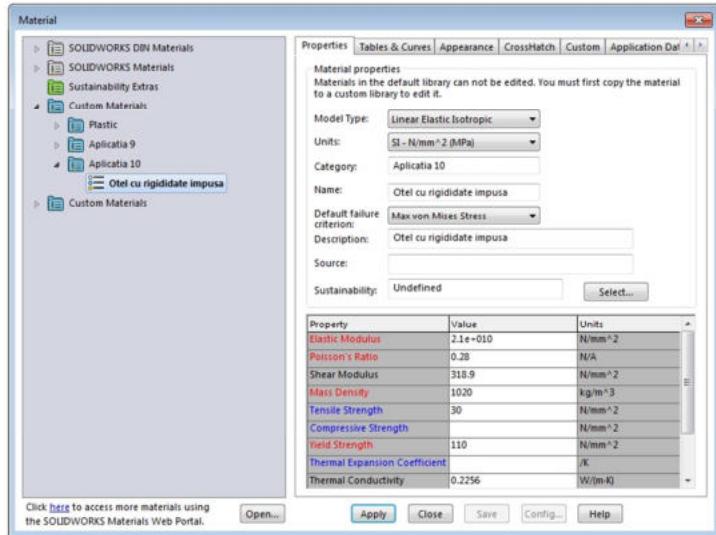


Fig. 3.10.8
Proprietățile de material ale barei rigide

- Geometria tijelor se va fixa pe cele trei fețe superioare ale lor, prin restrângerea de tip **Fixed Geometry**, [figura 3.10.9](#).
- Articulația se va genera prin restrângerea de tip **Fixed Hinge**, selectând porțiunea cilindrică a găurii de diametru 12 mm, [figura 3.10.10](#).

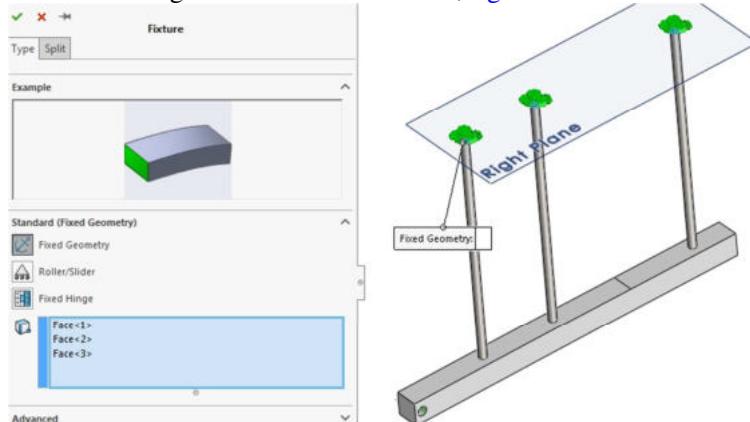


Fig. 3.10.9 Fixarea tijelor aplicației 10

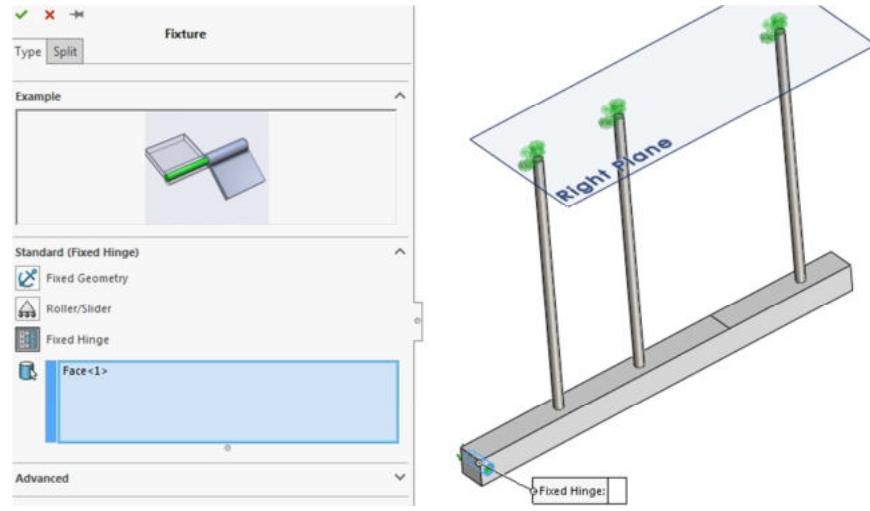


Fig. 3.10.10 Aplicarea restângerii Fixed Hinge

- Forța $F=10000$ N se va aplica pe muchia comună a suprafețelor superioare ale barei rigide (Edge 1), folosind ca referință fața superioară a barei și specificând valoarea 10000 N în câmpul **Normal to Plane**, figura 3.10.11.

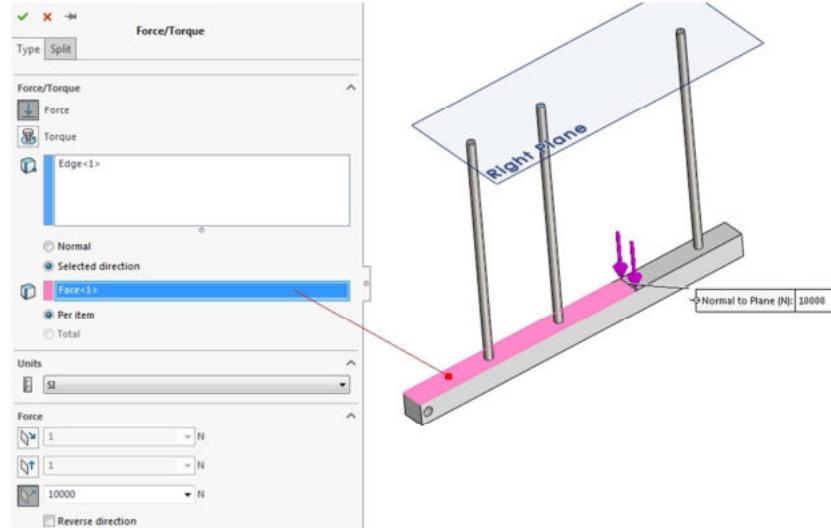


Fig. 3.10.11 Aplicarea forței $F=10000$ N

- Se va rula analiza prin comanda **Run**;

- Se va genera discretizarea pe opțiunea **Mesh => Curvature-based mesh**, creând 20622 elemente finite.
- Se vor afișa reacțiunile calculate, [figura 3.10.12](#):
 - În arborele de simulare, click dreapta pe **Results** și selecție **List Result Force**;
 - Se vor selecta cele trei fețe superioare ale tijelor;
 - Click pe butonul **Update**;
 - Se vor afișa valorile $N_2 = -1.46e+003$ N, $N_3 = -2.87 \cdot 10^4$ N, $N_4 = -5.67 \cdot 10^4$ N.

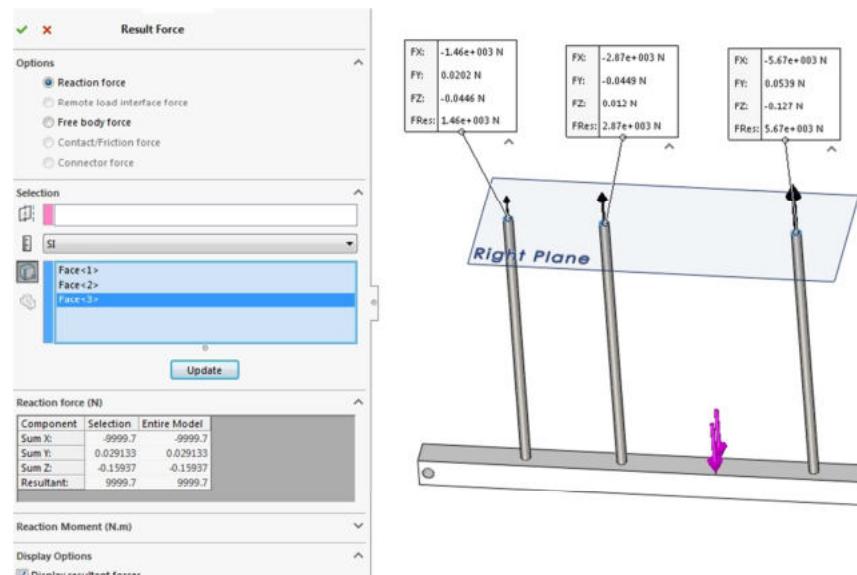
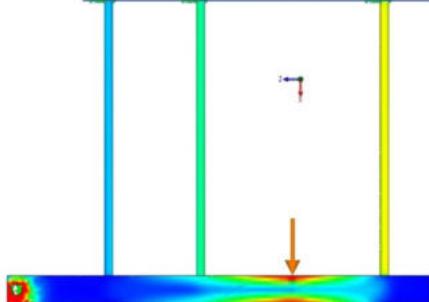


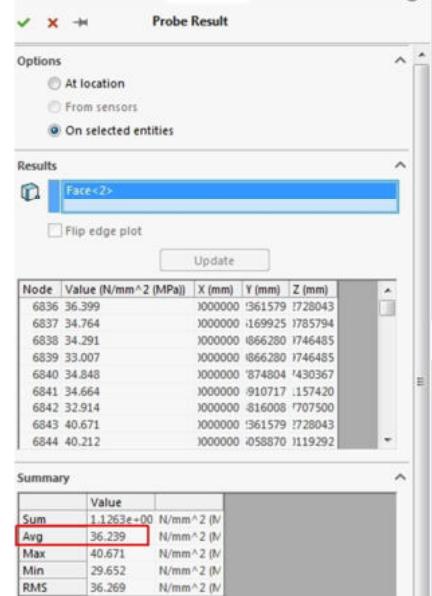
Fig. 3.10.12 Reacțiunile aplicației 10

- Se vor afișa tensiunile produse în tijele verticale, [figura 3.10.13](#):
 - În arborele de simulare, click dreapta pe **Stress1(-vonMises-)** și selecție **Probe**;
 - Se va selecta opțiunea **On selected entities** și se va selecta bara 2;
 - Click pe butonul **Update**;
 - Se vor afișa valorile tensiunii, iar valoarea mediată rezultă $18,092$ N/mm^2 , [figura 3.10.14](#);
 - Se va selecta opțiunea **On selected entities** și se va selecta bara 3;
 - Click pe butonul **Update**;
 - Se vor afișa valorile tensiunii, iar valoarea mediată rezultă $36,239$ N/mm^2 , [figura 3.10.15](#);
 - Se va selecta opțiunea **On selected entities** și se va selecta bara 4;

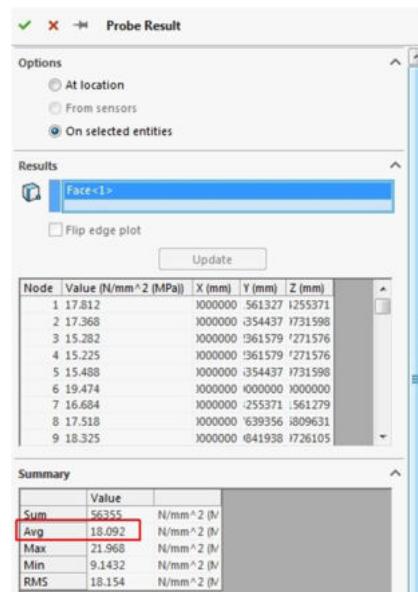
- Click pe butonul **Update**;
- Se vor afișa valorile tensiunii, iar valoarea medie rezultă $72,303 \text{ N/mm}^2$, [figura 3.10.16](#),



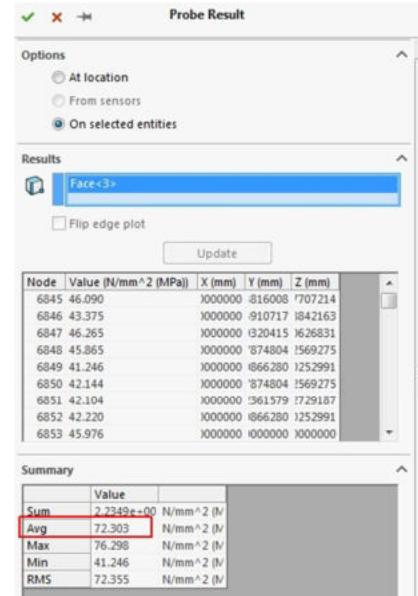
[Fig. 3.10.13 Tensiuni în tijele verticale](#)



[Fig. 3.10.15 Tensiuni în bara 3](#)

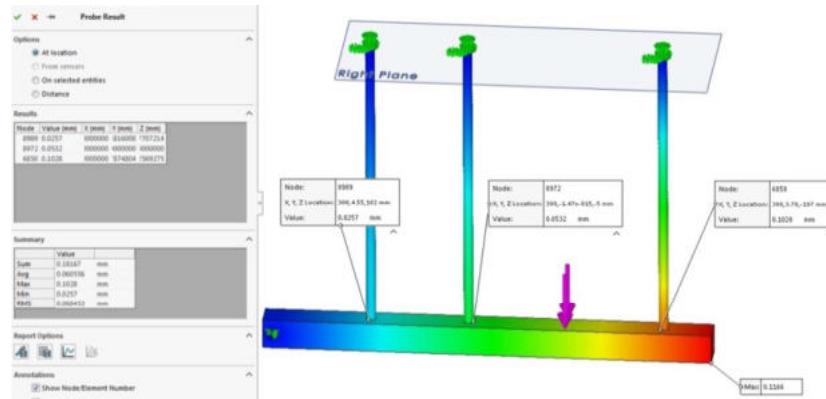


[Fig. 3.10.14 Tensiuni în bara 2](#)



[Fig. 3.10.16 Tensiuni în bara 4](#)

- Se vor afișa deformațiile extremităților tijelor verticale, [figura 3.10.17](#):
 - În arborele de simulare, click dreapta pe **Displacement** și selecție **Probe**;
 - Se va selecta opțiunea **At location**;
 - Se va selecta extremitatea barei 2 și se va afișa valoarea 0,0257 mm;
 - Se va selecta extremitatea barei 3 și se va afișa valoarea 0,0532 mm;
 - Se va selecta extremitatea barei 4 și se va afișa valoarea 0,1028 mm.



[Fig. 3.10.17 Tensiunile vonMises ale aplicației 9](#)

- Comparația valorilor calculate analitic și cu SolidWorks este prezentată în [tabelul 3.10.1](#).

[Tabel 3.10.1](#)

| Parametru | U/M | Figura / Valoare | Solid Works Simulation - discretizare solid NEF=20622 | Calcul analitic |
|--|-----|------------------|---|-----------------|
| Reacționi Result Force | N | Figura | figura 3.10.12 | - |
| | | N2 | -1460 | 1429 |
| | | N3 | -2870 | 2857 |
| | | N4 | -5670 | 5714 |
| Tensiune pe tije - Stress1(-vonMises-) | MPa | Figura | figurile 3.10.14 ÷ 16 | - |
| | | Tija 2 | 18,092 | 18 |
| | | Tija 3 | 36,239 | 36 |
| | | Tija 4 | 72,303 | 73 |
| Deformații tije - Stress1(-vonMises-) | mm | Figura | figura 3.10.17 | - |
| | | Tija 2 | 0,0257 | 0,0260 |
| | | Tija 3 | 0,0532 | 0,0520 |
| | | Tija 4 | 0,1028 | 0,1039 |

Capitolul 4

SOLICITĂRI COMPUSE

4.1. Aplicația 1

O grindă din profil laminat I12 este suspendată de două bare AB și CD și încărcată cu forța $F=10 \text{ kN}$. Să se afle efortul maxim din bară și să se compare cu $\sigma_a=120 \text{ N/mm}^2$. Se cunosc: $\alpha=60^\circ$, $a=b=1000 \text{ mm}$, iar pentru profilul I12: $A=1,42 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$, $W_y=5,47 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$, $i_y=48,1 \text{ mm}$, $I_y=328 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$. Rezultatele calculelor sunt prezentate în [figura 4.1.1](#) [3]/pag. 166.

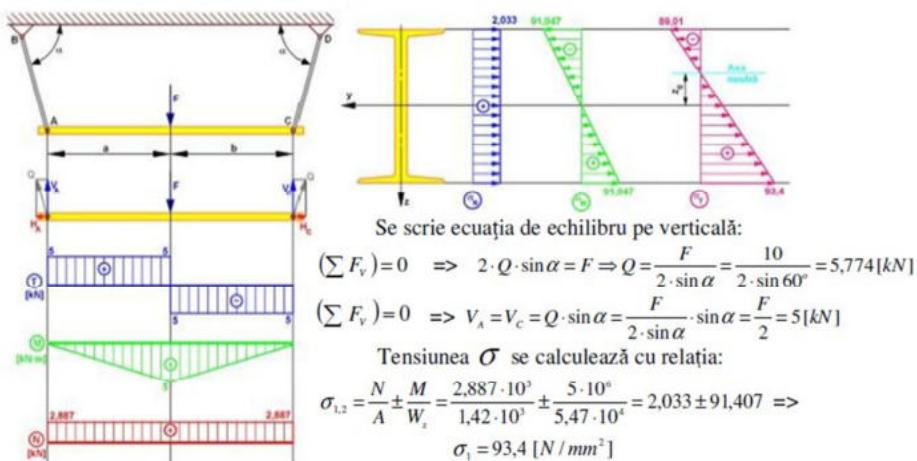


Fig. 4.1.1 Geometria și rezultate analitice ale aplicației 1

- Click Tools → Add-Ins.
- Se va selecta modulul **Toolbox Utilities**; prin selecția acestuia în secțiunea **Active Add-ins** modulul va fi disponibil numai în sesiunea de lucru curentă; prin selecția acestuia în secțiunea **Start Up** modulul va fi automat încărcat la fiecare sesiune de lucru. Meniul principal va fi suplimentat cu opțiunea **Tools → Toolbox**.
- Din meniul **Tools → Toolbox → Structural Steel** se va activa fereastra **Structural Steel**, [figura 4.1.2](#);
- Din fereastră se va selecta standardul **ISO** și tipul de profile **SB Beam**, urmat de selecția profilului **SB 120 x 12** și de confirmare pe butonul **Create**.

- Geometria profilului - **Sketch1** - din figura 4.1.2 se va genera automat în planul **Front**.
- Prin buton dreapta mouse, din lista de icoane, se va accesa comanda **Edit Sketch Plane** și se va selecta planul **Right**; ca urmare, schița **Sketch1** din planul **Front XY** se va muta în planul **Right YZ**; astfel viitoarea comandă de extrudare va genera geometria de-a lungul direcției X a sistemului de referință global.

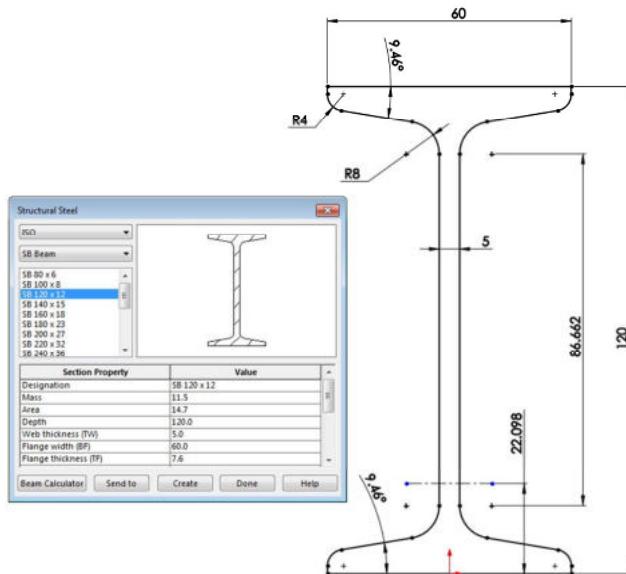


Fig. 4.1.2 Schița Sketch1 a profilului SB 120 x 12

- Schița profilului **Sketch1** se va extruda prin comanda **Extruded Boss/Base** pe distanță de 1000 mm, pe direcția lui X negativ; va rezulta solidul **Boss-Extrude1**.
- În planul **Front XY** se va crea schița **Sketch2** din figura 4.1.3, adică o linie de lungime 1020 mm dispusă la 30° față de verticală.
- În planul orizontal superior al profilului se va crea schița **Sketch3** din figura 4.1.4, adică un pătrat 18 x 18 mm, centrat pe capătul profilului.
- Schița **Sketch3** se va extruda prin comanda **Extruded Boss/Base** pe distanță respectiv direcția definită în **Sketch2**, cu opțiunile: **Merge Results**-activată, **Direction of Extrusion** definită de **Line1@sketch2, Selected Contours- Sketch3**, figura 4.1.5; va rezulta solidul **Boss-Extrude2**.
- Prin comanda **Mirror** se va oglindi solidul **Boss-Extrude2** în raport cu planul **Right**, figura 4.1.6, cu opțiunea: **Merge Results**-dezactivată; astfel vor rezulta două solide, cu față comună din planul **Right**, față pe care se va aplica forța F.
- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 1 – solid**”.

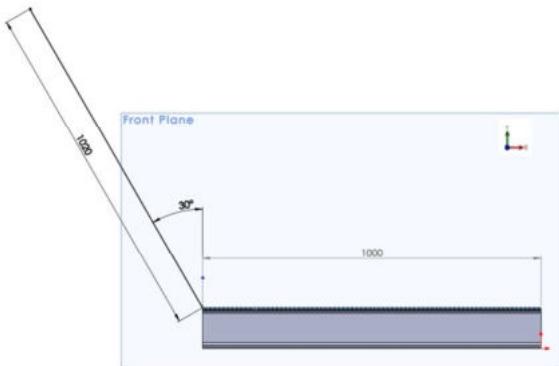


Fig. 4.1.3 Schiță Sketch2

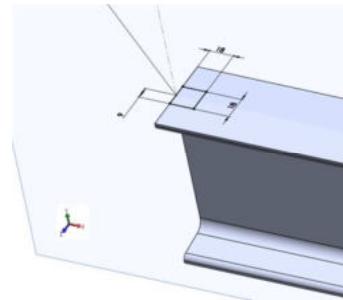


Fig. 4.1.4 Schiță Sketch3

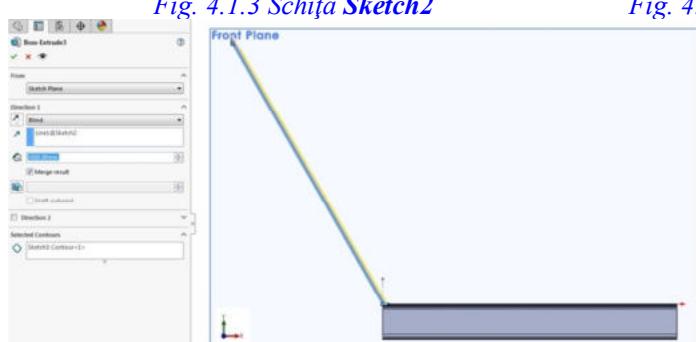


Fig. 4.1.5
Extrudare schiță
Sketch3 de-a
lungul direcției
definite în Sketch2

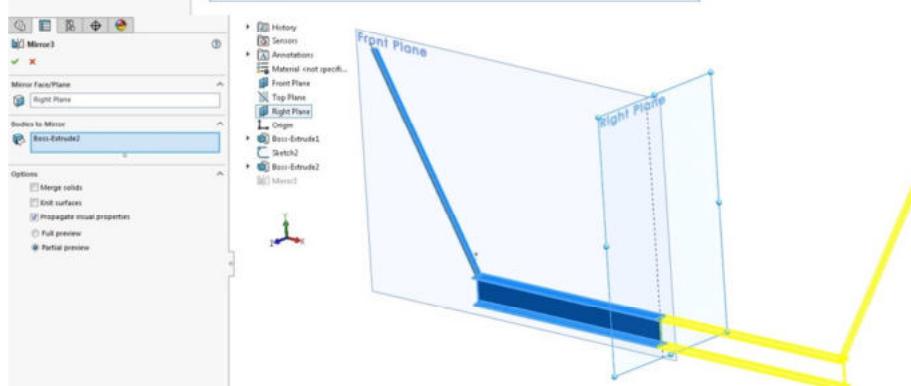


Fig. 4.1.6 Oglindire geometrie prin comanda Mirror

- Definire materiale pentru cele două solide din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Geometria se va fixa pe cele două fețe superioare ale barelor 18x18x1020 prin restrângerea de tip **Fixed Geometry**, figura 4.1.7.

- Pe fața profilului din planul **Right** se va aplica forța $F=10000$ N, cu următoarele opțiuni: **Selected Direction**, **Normal to Plane - Top**, **Reverse Direction**, figura 4.1.7.
- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Curvature-based mesh**; se vor genera $NEF=42057$ elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.

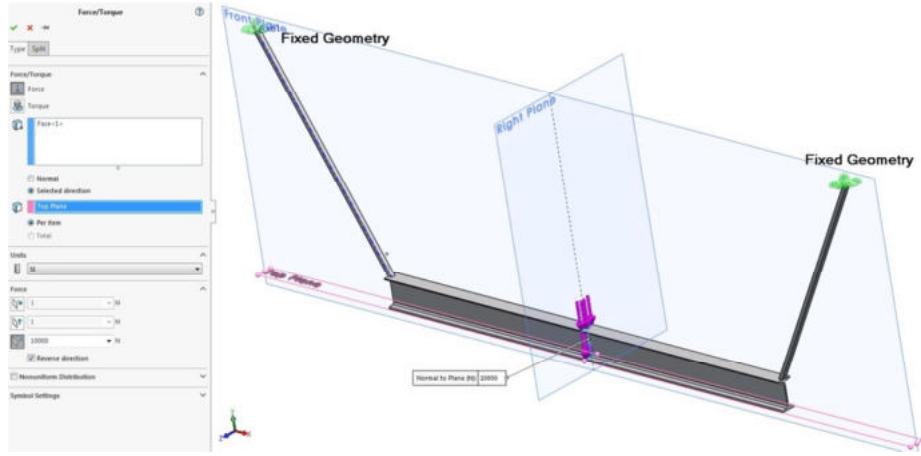


Fig. 4.1.7 Fixare geometrie și aplicare forță F

- Rezultatele obținute sunt următoarele:
 - În arborele de simulare, click dreapta pe **Results** și selecție **List Result Force**; valoarea componentelor orizontale reacționii sunt ± 2920 N, iar ale componentelor verticale sunt 5000 N, iar rezultanta are valoarea 5790 N, figura 4.1.8.
 - Valoarea minimă/maximă a tensiunii **Stress1 (-vonMises-)** pe muchia inferioară a profilului din planul **Right**, este 102.27/107.589 N, figura 4.1.9.

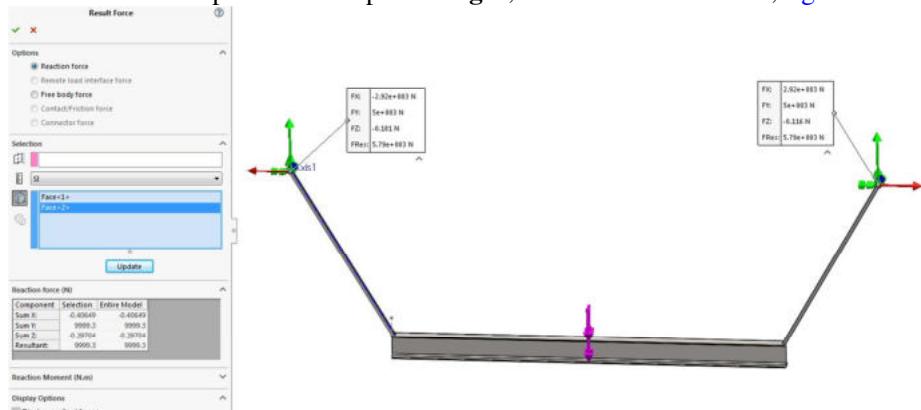


Fig. 4.1.8 Reacțiunile aplicației 1

- Valoarea minimă/maximă a tensiunii **Stress1 (-vonMises-)** pe muchia superioară a profilului din planul **Right** este 98,44 / 103,8 N, [figura 4.1.9](#).

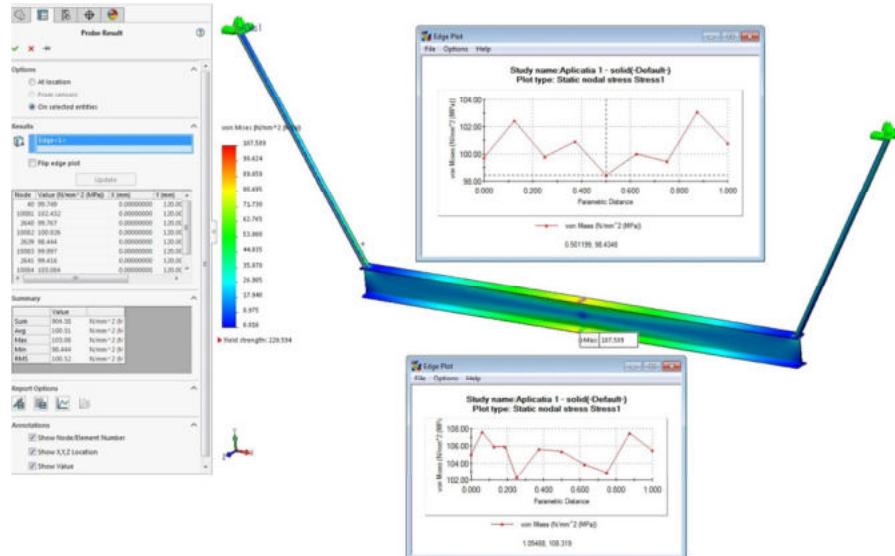


Fig. 4.1.9 Distribuția de tensiuni vonMises pentru aplicația 1

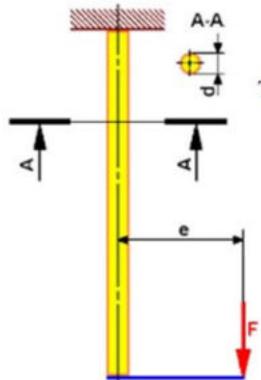
- Compararea din [tabelul 4.1.1](#) evidențiază suprapunerile/diferențele valorilor dintre rezultatele simulării numerice și ale calculelor analitice.

Tabel 4.1.1

| Parametru | Figura / Valoare | Solid Works Simulation – discretizare solid NEF=42057 | Calcul analitic |
|---|--|---|-------------------------------------|
| Denumire studiu | - | Aplicația 1 - solid | - |
| Tip profil | figura 4.1.2 SB 120 x 12 | | I12 |
| Arie profil-mm ² | Valoare | $1,47 \cdot 10^3$ | $1,42 \cdot 10^3$ |
| Modul W _v -mm ³ | Valoare | $5,7 \cdot 10^4$ | $5,47 \cdot 10^4$ |
| Reacționi - Result Force N | Figura | figura 4.1.8 | figura 4.1.1 |
| | X / H_A & H_C | ± 2920 | $Q \cdot \cos(60) = 2887 \text{ N}$ |
| | Y / V_A & V_C | 5000 | 5000 |
| Efortul unitar - Stress1 (-vonMises-) MPa | F_{res} / Q | 5790 | 5774 |
| | Figura | figura 4.1.9 | figura 3.1.1 |
| | Valoare muchia superioară | min 98,44/max 103,8 | $= 2,033 - 91,407 = 89,01$ |
| | Valoare muchia inferioară | min 102,27/max 107,59 | $= 2,033 + 91,407 = 93,4$ |

4.2. Aplicația 2

O bară cu secțiune circulară de diametru $d=20$ mm este încărcată excentric conform [figurii 4.1.1](#) cu forța F . Să se calculeze valoarea forței F pe care o poate suporta bara știind că: $e=40$ mm și $\sigma_a=120$ N/mm², [3]/pag. 167.



Tensiunea maximă se calculează cu relația:

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} + \frac{M}{W_y} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} + \frac{32 \cdot F \cdot l}{\pi \cdot d^3} = \sigma_a$$

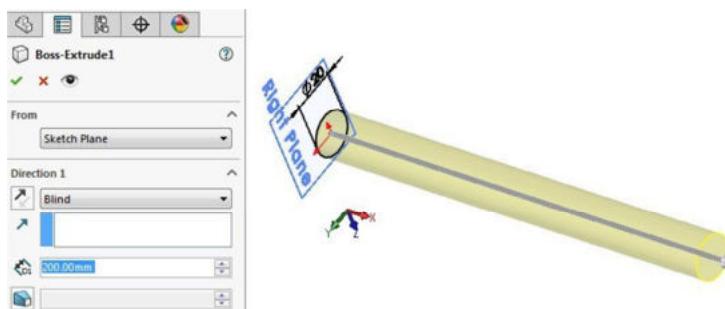
$$F \cdot \left(\frac{4}{\pi \cdot 20^2} + \frac{32 \cdot 40}{\pi \cdot 20^3} \right) = 120 \Rightarrow$$

$$F = 2216,47[N] \cong 2,3[kN]$$

*Fig. 4.2.1
Geometria și
rezultatele
analitice ale
aplicației 2*

În SolidWorks Simulation se va rezolva problema inversă: aplicând forță calculată din [figura 4.2.1](#), $F=2300$ N, se va determina tensiunea maximă, a cărei valoare ar trebui să fie apropiată de valoarea $\sigma_a=120$ N/mm², în baza căreia s-a determinat valoarea forței. Deoarece lungimea barei nu intră în formule, se va impune valoarea de 200 mm.

- În planul **Right** se trasează cercul cu diametru $D = 20$ mm, centrat în origine, [figura 4.2.2](#).
- Cercul $D = 20$ mm se va extruda prin comanda **Extruded Boss/Base** pe distanța 200 mm, [figura 4.2.2](#), pe direcția pozitivă a axei X.



*Fig. 4.2.2
Extrudare
cerc pe
distanța 200
mm*

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 2**”.
- Definire material pentru bară din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.

- Geometria se va fixa pe fața superioară a barei prin restrângerea de tip **Fixed Geometry**, [figura 4.2.3](#).
- Pentru că nu interesează distribuția tensiunii pe bara excentrică și pentru a evita generarea geometriei acesteia, geometria se va încărca cu forță la distanță (**Remote Loads**). Există situații în care rezultatele locale ale unei componente nu interesează în analiză, dar efectul componentei asupra restului modelului nu poate fi neglijat. În aceste situații funcția componentei este numai de transfer a încărcărilor spre restul modelului. Simularea unei asemenea situații se realizează înălțând componenta care nu interesează în analiză și aplicând încărcări și/sau restrângerile la distanță asupra restului modelului. Aceasta conduce la o simplificare a modelului, fără prea mari erori numerice. Încărcările la distanță (forțe și/sau momente) sunt aplicate în locații exterioare modelului și efectul lor se transferă asupra modelului, [figura 4.2.4](#); ele sunt aplicate în puncte definite prin coordonate X,Y, Z raportat la un sistem de coordonate: sistemul global de coordonate sau alt sistem de coordonate. Momentele se aplică în raport cu axele specificate ale sistemului de coordonate. Programul calculează și aplică automat forțele echivalente fețelor selectate. O forță aplicată într-un punct la distanță își transferă efectul printr-o forță și un moment echivalent aplicate feței selectate [4]. În cazul de față, forța la distanță $F=2300$ N se va aplica în punctul de coordonate $X=200$, $Y=0$, $Z=40$ mm, [figura 4.2.3](#).

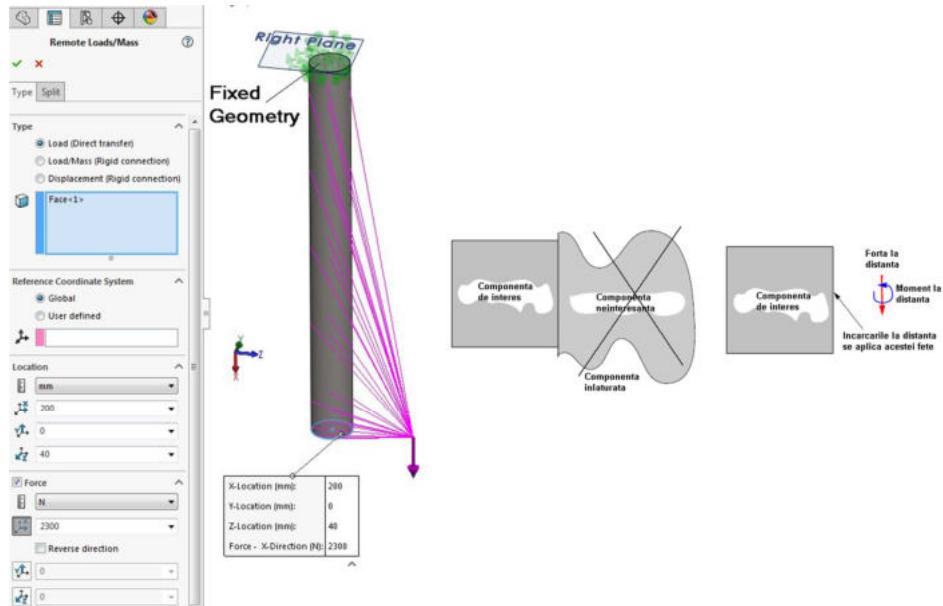


Fig. 4.2.3 Fixare geometrie și aplicare forță F

*Fig. 4.2.4
Încărcați la distanță*

- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Curvature-based mesh**; se vor genera NEF=9892 elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Rezultatele obținute sunt următoarele:
 - Valoarea maximă a tensiunii **Stress1 (-vonMises-)** este 125,683 N; [figura 4.2.5](#) oferă distribuția tensiunii în lungul barei.
- Compararea din [tabelul 4.2.1](#) evidențiază suprapunerile valorilor dintre rezultatele simulării numerice și ale calculelor analitice.

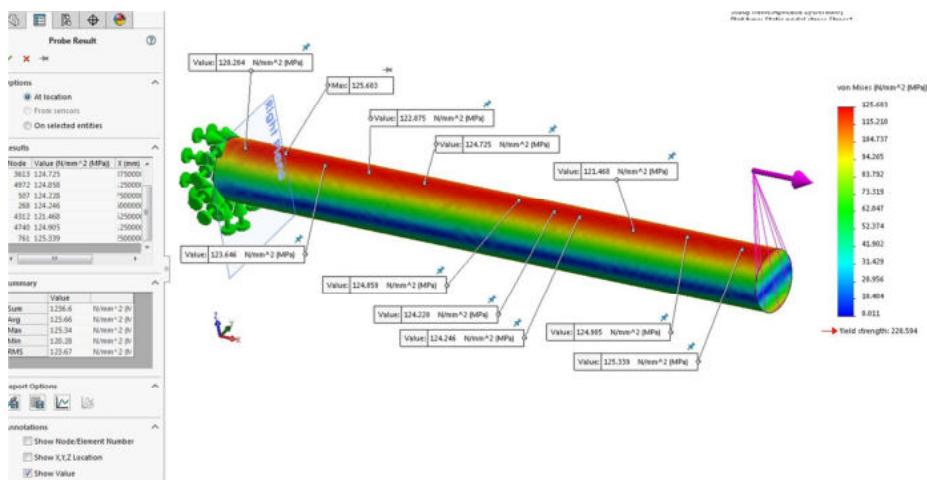


Fig. 4.2.5 Distribuția tensiunii pe bară

Tabel 4.2.1

| Parametru | UM | Solid Works Simulation discretizare solid NEF=9892 | Calcul analitic |
|---|----|--|---|
| Date inițiale | - | figura 4.2.3 Forță impusă $F=2300 \text{ N}$ | Tensiune admisibilă impusă $\sigma_a=120 \text{ N/mm}^2$ |
| Reacțiune - Result Force | N | 2299.6 | 2300 |
| Efortul unitar - Stress1 (-vonMises-) | N | figura 4.2.5 maxim 125.683 | figura 4.2.1 maxim 120 |

4.3. Aplicația 3

Un arc elicoidal având diametrul sârmei $d = 50$ mm și diametrul de înfășurare $D = 320$ mm, cu un număr de spire $n=15$ este utilizat la o presă cu sarcina nominală $F = 50$ kN. Arcul este confecționat din material ARC3 având $\tau_a = 400 \text{ N/mm}^2$, $E=2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ și $\nu = 0,3$. Se cere: să se facă un calcul de verificare a arcului și să se calculeze săgeata maximă a arcului la sarcina nominală de încărcare. Rezultatele acestor calcule sunt prezentate în [figura 4.3.1](#) [3]/pag. 168.

a) Calculul de verificare al arcului

Tensiunea din arc se calculează cu relația:

$$\begin{aligned}\tau_{ef} &= \left(1 + \frac{d}{3 \cdot R}\right) \cdot \frac{16 \cdot F \cdot R}{\pi \cdot d^3} = k \cdot \frac{16 \cdot F \cdot R}{\pi \cdot d^3} \quad \text{și} \quad k = 1 + \frac{d}{3 \cdot R} = 1 + \frac{50}{3 \cdot 160} \cong 1 \\ \Rightarrow \tau_{ef} &= \frac{16 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 320}{\pi \cdot 50^3} = 326,1 [\text{N/mm}^2] < \tau_a = 400 [\text{N/mm}^2]\end{aligned}$$

b) Calculul săgeții maxime

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1+\nu)} = \frac{2,1 \cdot 10^5}{2 \cdot (1+0,3)} = 8 \cdot 10^4 [\text{N/mm}^2] \quad f = k \cdot F$$

$$K = \frac{64 \cdot R^3 \cdot n}{G \cdot d^4} = \frac{64 \cdot 160^3 \cdot 15}{8 \cdot 10^4 \cdot 50^4} = 7,8 \cdot 10^{-3} [\text{mm/N}]$$

$$\text{Rezultă săgeata arcului: } f = 7,8 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^3 = 393,2 [\text{mm}]$$

[Fig. 4.3.1 Rezultate analitice ale aplicației 3](#)

Din datele de intrare ale problemei se observă absența înălțimii arcului, deoarece această mărime nu influențează valorile tensiunii sau săgeții, după cum rezultă și din relațiile din [figura 4.3.1](#). Totuși, această mărime este necesară pentru generarea geometriei 3D a arcului în SolidWorks. Din [1]/pag 204 rezultă că înălțimea arcului „ h_o ” se compune din înălțimea „ h_1 ” în stare comprimată și săgeata maximă „ f ”. Înălțimea „ h_1 ” este formată din grosimea tuturor spirelor plus un spațiu minimal „ s ” lăsat între spire în stare comprimată. Acest spațiu are rolul de a evita zgomottele și șocurile care s-ar produce în cazul strângerii complete a arcului. Vom admite valoarea acestui spațiu $s = 2$ mm. Deci:

$$h_1 = n \cdot d + (n - 1) \cdot s = 15 \cdot 50 + (15 - 1) \cdot 2 = 778 \text{ mm}$$

$$h_o = h_1 + f = 778 + 393,2 = 1171,2 \text{ mm} \cong 1170 \text{ mm}$$

În planul **Top** se trasează cercul mediu al arcului de $D = 320$ mm, centrat în origine, [figura 4.3.2](#). În comanda **Helix and Spiral** se introduc parametrii, [figura 4.3.3](#):

- **Defined by – Height and Revolution** (definită de înălțime și număr de revoluții);
 - **Constant pitch** (pas constant);
 - **Height** (înălțime) – 1170 mm;
 - **Revolutions** (numar de revoluții) – 15;
 - **Start Angle** (unghi de start) – 0 grade,

rezultând astfel elicea din [figura 4.3.3](#), cu numele **Helix-Spiral 1**.

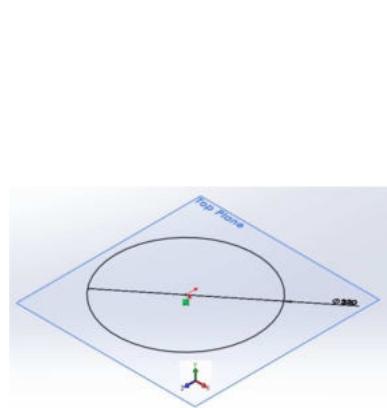


Fig. 4.3.2 Cerc $\Phi 320$ mm în planul Top

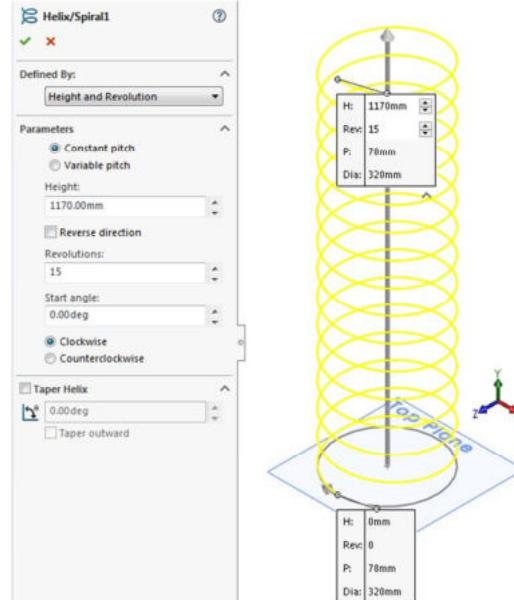


Fig. 4.3.3 Generarea elicei arcului

În planul **Right** se trasează cercul de diametru $d = 50$ mm, corespunzător diametrului spirei, la distanța de $320/2=160$ mm față de origine, [figura 4.3.4](#). În **Feature Manager** (arborele de operații) se redenumește schița creată **Diametru spiră**.

Se lansează comanda **Sweep**, [figura 4.3.5](#) și se selectează schița **Diametru spiră** ca și **Profile** (profil) respectiv **Helix-Spiral 1** ca și **Path** (traекторie). Rezultă astfel geometria arcului din [figura 4.3.5](#).

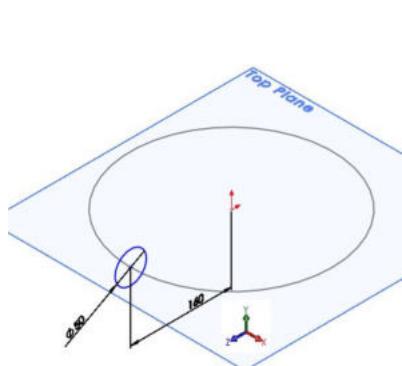


Fig. 4.3.4 Cerc $\Phi 50$ mm în planul Right

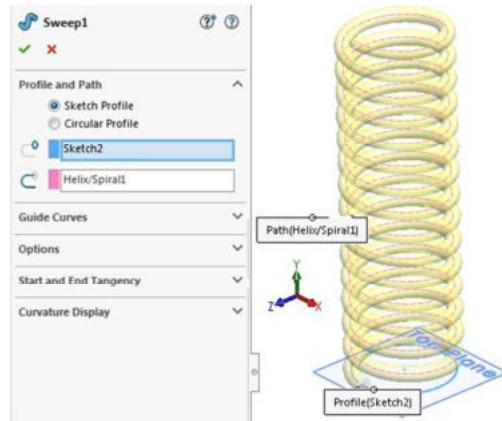


Fig. 4.3.5 Generarea arcului prin comanda Sweep

În continuare se va genera axa de simetrie a arcului, prin comanda **Feature → Reference Geometry → Axis**, figura 4.3.6, urmat de selecția planelor **Front** și **Right**. Această axă se va utiliza ca axă de revoluție pentru baza inferioară și baza superioară a arcului.

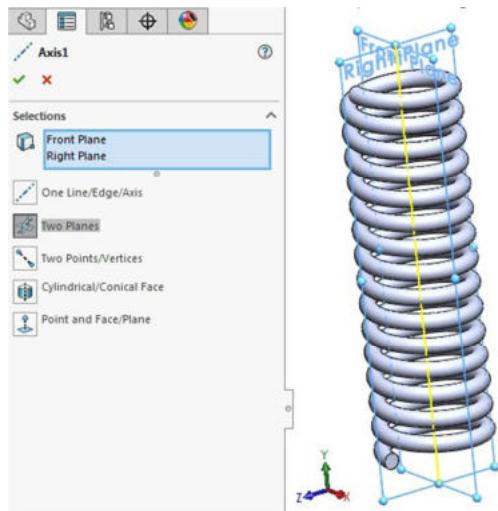
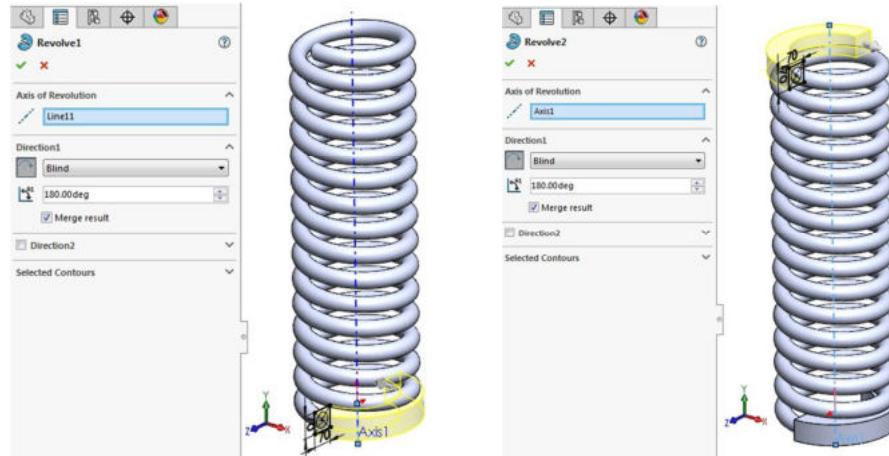


Fig. 4.3.6 Generarea axei de simetrie a arcului

Se va genera baza inferioară a arcului ca un corp de revoluție creat pe 180 de grade în jurul axei de simetrie, pe baza schiței din figura 4.3.7, care conține un pătrat 70×70 mm, centrat în centrul spirei și generat în planul de capăt inferior al arcului.

Se va genera baza superioară a arcului ca un corp de revoluție creat pe 180 de grade în jurul axei de simetrie, pe baza schiței din [figura 4.3.8](#), care conține un pătrat 70×70 mm, centrat în centrul spirei și generat în planul de capăt superior al arcului.



[Fig. 4.3.7 Generarea bazei inferioare a arcului](#)

[Fig. 4.3.8 Generarea bazei superioare a arcului](#)

Se va genera cilindrul bazei inferioare a arcului $\Phi 50 \times 390$ mm, printr-o extrudare pe înălțimea de 50 mm înspre exteriorul arcului, pe baza schiței din [figura 4.3.9](#), care conține un cerc cu diametrul 390 mm generat în planul de capăt al bazei inferioare a arcului. Planul de capăt al cilindrului bazei inferioare a arcului se va utiliza în simulare pentru fixarea arcului.

Se va genera cilindrul bazei superioare a arcului $\Phi 50 \times 390$ mm, printr-o extrudare pe înălțimea de 50 mm înspre exteriorul arcului, pe baza schiței din [figura 4.3.10](#), care conține un cerc cu diametrul 390 mm generat în planul de capăt al bazei superioare a arcului. Planul de capăt al cilindrului bazei superioare a arcului se va utiliza la aplicarea forței F.

În SolidWorks Simulation încărcarea arcului se poate realiza în 2 variante:

- varianta 1: se aplică o forță pe planul de capăt al cilindrului bazei superioare a arcului, iar simularea oferă ca rezultate forță de reacție, distribuția deformațiilor și a tensiunilor; această variantă se va analiza în studiul **Static – Force**;
- varianta 2: se aplică o deformație impusă pe planul de capăt al cilindrului bazei superioare a arcului, iar simularea oferă ca rezultate forță de reacție, distribuția deformațiilor și a tensiunilor; această variantă se va analiza în studiul **Static – Displacement**.

Aceste variante sunt complementare, în sensul că rezultatele trebuie să coincidă, indiferent de încărcarea aplicată: forță sau deformație.

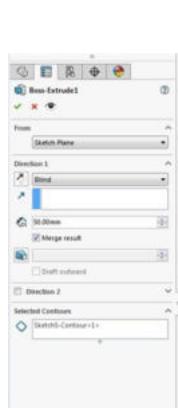


Fig. 4.3.9 Generarea cilindrului bazei inferioare a arcului

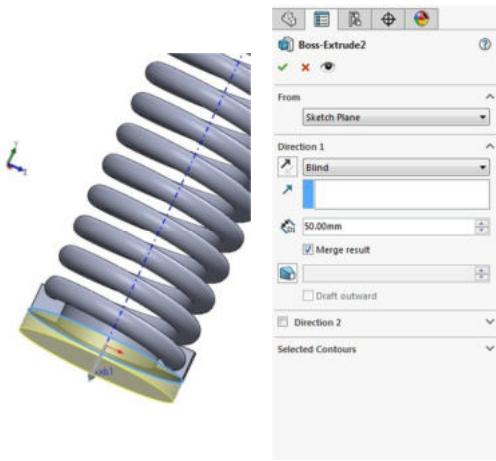


Fig. 4.3.10 Generarea cilindrului bazei superioare a arcului

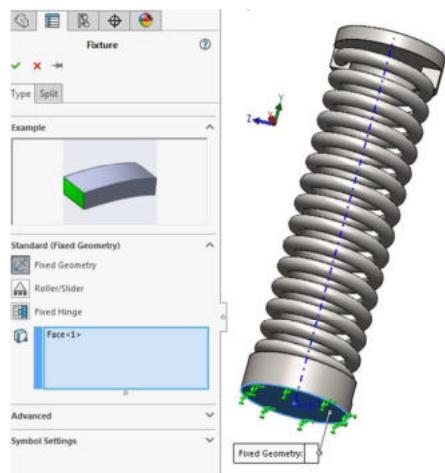
Se va crea studiu de analiză studiu **Static – Force**. Din biblioteca de material se va aloca materialul **Plain Carbon Steel**. Se selectează **Fixed Geometry**, după care urmează selecția suprafetei fixate - planul de capăt al cilindrului bazei inferioare a arcului, [figura 4.3.11](#). Prin click pe suprafața care urmează a fi fixată apar constrângerile evidențiate prin săgeți verzi aliniate pe direcțiile pe care s-a limitat mișcarea. Se confirmă selecția prin **Enter**. Arcul se va fixa pe cele 3 direcții X, Y, Z, ceea ce înseamnă că se anulează deplasările nodurilor feței selectate pe aceste direcții impuse.

Pentru a evita deformarea părții superioare a arcului pe direcțiile X și Z se selectează **Fixtures → Advanced Fixtures → On Flat Faces**, după care urmează selecția planului de capăt al cilindrului bazei superioare a arcului, [figura 4.3.12](#). Prin click pe suprafața care urmează a fi fixată apar constrângerile evidențiate prin săgeți verzi aliniate pe direcțiile pe care s-a limitat mișcarea. Se confirmă selecția prin **Enter**. Arcul se va fixa pe cele 2 direcții X și Z, ceea ce înseamnă că se anulează deplasările pe aceste direcții impuse și se lasă liberă deformarea arcului pe direcția Y, direcție care este orientată de-a lungul lungimii arcului.

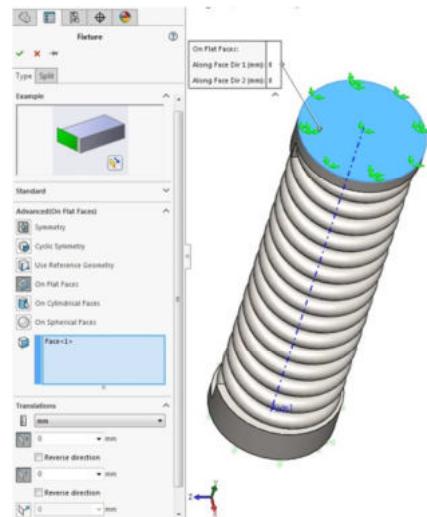
Se selectează optiunea **External Force → Force**, după care urmează selectarea suprafetei care va fi încărcată cu forță $F=50000$ N, adică planul de capăt al cilindrului bazei superioare a arcului. După alegerea suprafetei dorite se observă apariția unor săgeți care indică direcția forței, iar dacă direcția este în sens opus față de cea dorită va trebui bifată căsuța **Reverse direction**. Se completează valoarea forței în Newton (N) în rubrica corespunzătoare, [figura 4.3.13](#).

Discretizarea geometriei arcului în elemente finite se face cu comanda **Create Mesh**; la rubrica **Mesh Density** se alege densitatea discretizării (**mesh**). **Coarse** este o discretizare mai grosieră, pe când **Fine** realizează o discretizare mai

fină (se recomandă folosirea unei discretizări mai fine pentru obținerea unor rezultate cât mai apropiate de realitate). La rubrica **Mesh Parameters** se alege opțiunea **Curvatura-based mesh**. După confirmarea comenzi se observă divizarea geometriei în 52551 elemente finite conectate în puncte comune, [figura 4.3.14](#).



*Fig. 4.3.11 Fixarea arcului
Fixed Geometry*



*Fig. 4.3.12 Fixarea arcului
On Flat Faces*

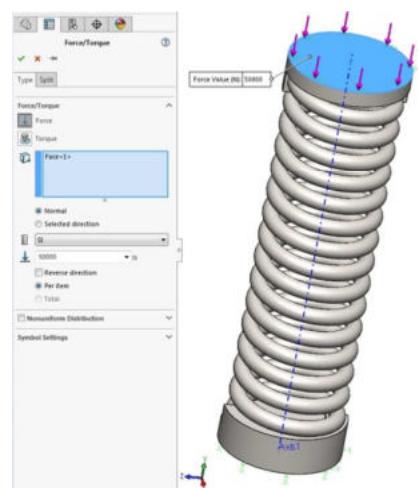
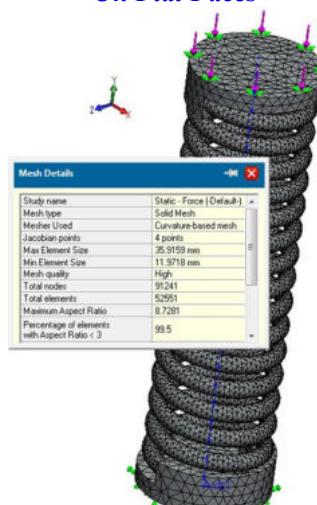


Fig. 4.3.13 Aplicarea forței $F=50000\text{ N}$



*Fig. 4.3.14 Discretizarea geometriei
arcului*

Rularea studiului definit se face cu butonul **Run**. Rezultatele vor fi afișate în secțiunea **Results**. Deoarece în cazul arcurilor deformațiile au valori mari, rularea trebuie executată cu opțiunea **Large Displacement** activată, prin click dreapta pe numele studiului urmat de bifarea opțiunii în fereastra care apare. Aceasta înseamnă că încărcarea va fi aplicată gradual în succesiuni de pași, până la atingerea valorii maximale a încărcării. Rezultatele sunt prezentate în [figurile 4.3.15, 4.3.16, 4.3.17](#).

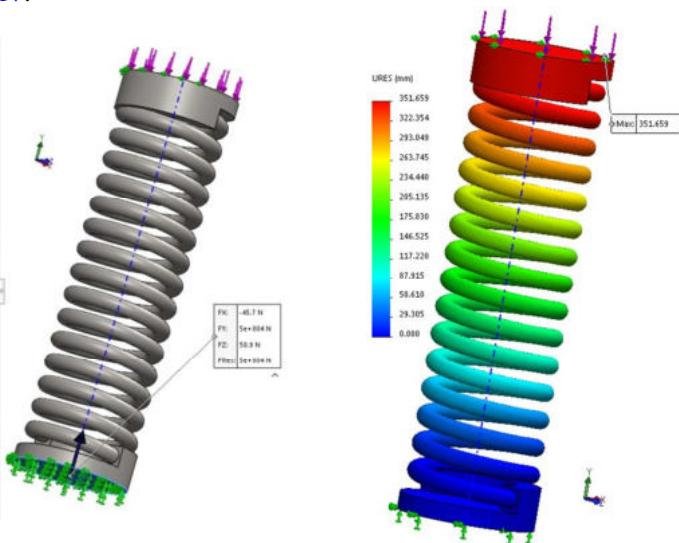


Fig. 4.3.15 Forța de reacție

Fig. 4.3.16 Deformația arcului

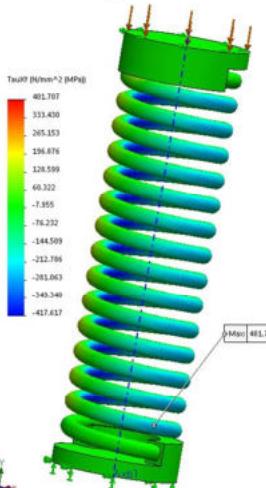


Fig. 4.3.17 Distribuția tensiunilor tangențiale

Se va crea studiul de analiză studiul **Static – Displacement**. Condițiile acestui studiu sunt identice cu cele ale studiului anterior, cu singura diferență că în loc de a aplica forța F pe planul de capăt al cilindrului bazei superioare a arcului, se va impune deformarea de 351.659 mm, figura 4.3.18, rezultată din calculul anterior din figura 4.3.16. Rezultatele sunt prezentate în figurile 4.3.19, 4.3.20. Distribuția tensiunilor tangențiale este similară cu cea din figura 4.3.17.

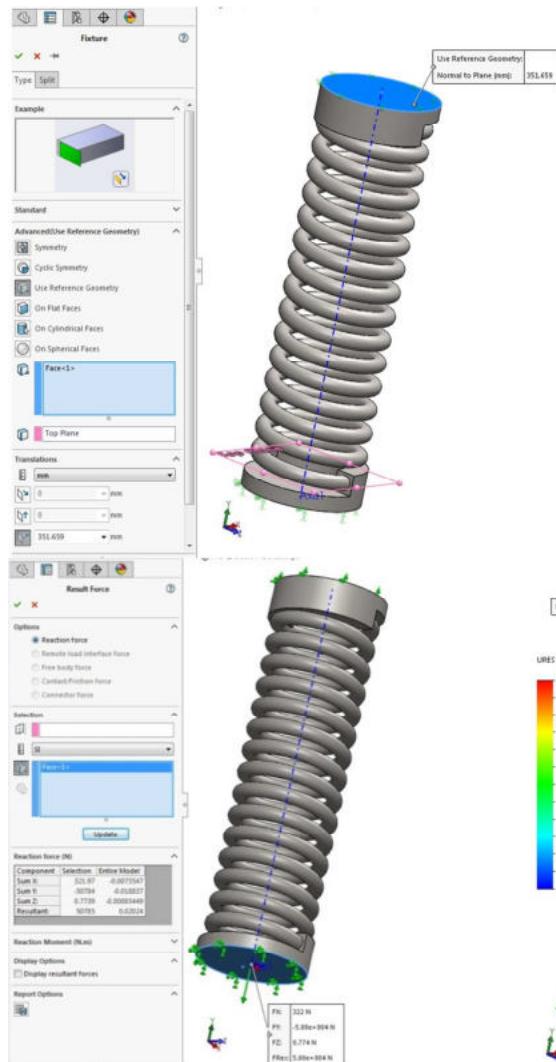


Fig. 4.3.19 Forța de reacție

Fig. 4.3.18 Impunerea deformării 351.659 mm pe planul de capăt al cilindrului bazei superioare a arcului

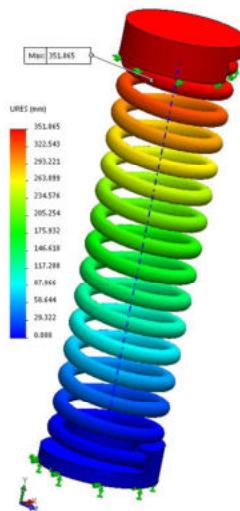


Fig. 4.3.20 Deformația arcului

Tabelul 4.3.1 centralizează tabelar rezultatele obținute. Se observă că valorile tensiunilor tangențiale sunt puțin mai mari decât cele rezultate din calculul analitic. În schimb, valorile deformației sunt mai mici decât cele rezultate din calculul analitic.

Pentru cele două variante calculate în SolidWorks Simulation se observă că rezultatele se suprapun, ceea ce confirmă că oricare din cele 2 variante de aplicare a încărcării (forță sau deformație) poate fi utilizată în simulare.

Tabel 4.3.1

| Parametru | U M | Solid Works Simulation NEF=52551 | Solid Works Simulation NEF=52551 | Calcul analitic |
|---|--------------|---|--|---------------------------------------|
| Studiu | - | Static – Force | Static – Displacement | - |
| Date inițiale | N / mm | Forță impusă F=50000 N figura 4.3.13 | Deformație 351.659 mm figura 4.3.18 | Forță impusă F=50000 N |
| Reacțiuni Result Force | N | 50000 figura 4.3.15 | 50000 figura 4.3.19 | 50000 |
| Deformație Displacement | mm | 351.659 figura 4.3.16 | 351.865 figura 4.3.20 | 393.2 figura 4.3.1 |
| Tensiune tangențială Shear stress | în planul XY | N 401,7 / -417,6 figura 4.3.17 | 418,7 / 398,6 | 326,1 figura 4.3.1 |
| | în planul XZ | N 381,5 / 363,8 figura 4.3.17 | 366,4 / -382,5 | |
| | în planul YZ | N 404,8 / 401,1 figura 4.3.17 | 410,1 / -408,9 | |

4.4. Aplicația 4

Să se dimioneze bara din [figura 4.4.1](#), [3]/pag. 169, confectionată din lemn, cu secțiunea dreptunghiulară $h=1,5 \cdot b$. Se cunosc: $P=20$ kN; $\alpha = 30^\circ$; $l=2000$ mm; $\sigma_{a\text{ lemn}} = 10$ N/mm²=10 MPa. Rezultatele calculelor sunt prezentate în [figura 4.4.1](#).

În SolidWorks Simulation se va rezolva problema inversă: admitând dimensiunile calculate din [figura 4.4.1](#): $h=266$ mm, respectiv $b=177$ mm și aplicând forță $P=20$ kN, se va determina tensiunea maximă, a cărei valoare ar trebui să fie apropiată de valoarea $\sigma_{a\text{ lemn}}=10$ N/mm², în baza căreia s-au determinat dimensiunile h, b ale secțiunii barei.

- În planul **Right** se trasează dreptunghiul 266x177 mm, centrat în origine, [figura 4.4.2](#).
- Dreptunghiul 266x177 mm se va extruda prin comanda **Extruded Boss/Base** pe distanța 2000 mm, [figura 4.4.2](#), pe direcția pozitivă a axei X.

Secțiunea periculoasă este în încastrare, unde există un moment încovoiator M și o forță axială N , date de relațiile:

$$M = P \cdot l \cdot \sin \alpha = 20000 \cdot 2000 \cdot \frac{1}{2} = 2 \cdot 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$N = P \cdot \cos \alpha = 20000 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} = 17300 \text{ daN}$$

$$A = b \cdot h = 1,5 \cdot b^2$$

$$W = \frac{bh^2}{6} = \frac{2,25 \cdot b^3}{6} = 0,375 \cdot b^3$$

$$\sigma_a = \frac{N}{A} + \frac{M}{W}; \quad 10 = \frac{17300}{1,5 \cdot b^2} + \frac{2 \cdot 10^7}{0,375 \cdot b^3} \quad \text{eliminând numitorii:}$$

$$562,5 \cdot b^3 - 6500 \cdot b - 30000000 = 0$$

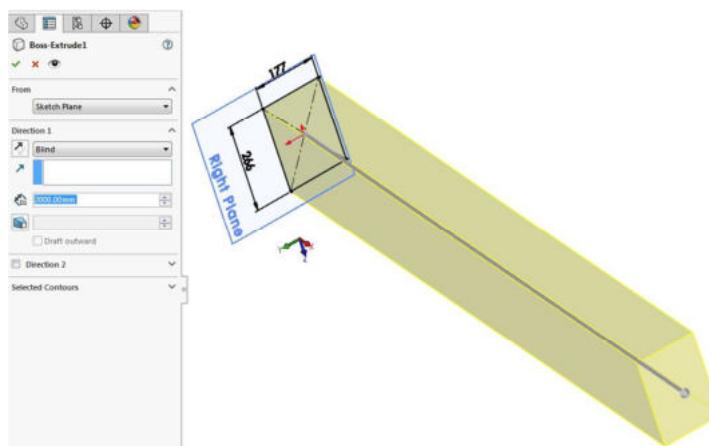
Prin încercări succesive se găsește o soluție a ecuației: $b_1 = 177 \text{ mm}$.

Împărțind la $(b-b_1)$ rezultă ecuația de gradul II
 $b^2 - 177 \cdot b + 3020 = 0$ care are rădăcini imaginare
 $b = 1,5 \cdot b_1 = 1,5 \cdot 177 = 266 \text{ mm}$.

Să iau valorile rotunjite: $b = 180 \text{ mm}$; $h = 270 \text{ mm}$.

Fig. 4.4.1 Geometria și rezultatele analitice ale aplicației 4

- Activare modul SolidWorks Simulation.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “Aplicația 4”.
- Definire material pentru bară din biblioteca SolidWorks: Woods → Balsa.



*Fig. 4.4.2
Extrudare
dreptunghi
177x266 pe
distanță 2000
mm*

- Geometria se va fixa pe fața din planul **Right** prin restrângerea de tip **Fixed Geometry**, figura 4.4.3.
- Pe fața opusă se vor aplica două forțe, figura 4.4.3: pe direcția pozitivă a axei X se va aplica componenta orizontală a forței P , rezultată din relația

$P_h = P \cdot \cos(30) = 17320$ N respectiv pe direcția pozitivă a axei Z se va aplica componenta verticală a forței P, rezultată din relația $P_v = P \cdot \sin(30) = 10000$ N. Folosind ca referință planul **Right**, componenta orizontală $P_h = 17320$ N se va aplica pe direcția **Normal to Plane**, iar componenta verticală $P_v = 10000$ N se va aplica pe direcția **Along Plane Dir1**.

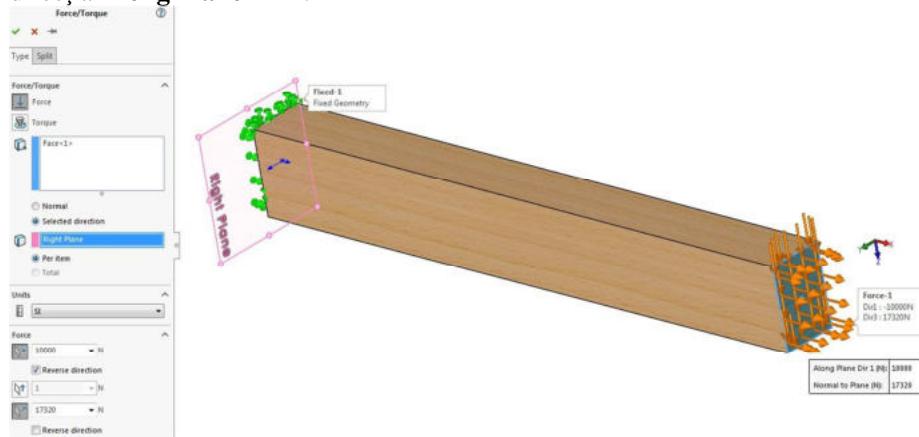


Fig. 4.4.3 Fixare geometrie și aplicare forță P

- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Standard mesh**; se vor genera NEF=7930 elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Rezultatele obținute sunt următoarele:
 - Valoarea maximă a tensiunii **Stress1 (-vonMises-)** este 10,83 N; figura 4.4.4 oferă distribuția tensiunii în lungul barei.
- Valoarea maximă a tensiunii 10,83 N obținută prin SolidWorks Simulation este apropiată de valoarea σ_a lemn=10 N/mm² impusă.

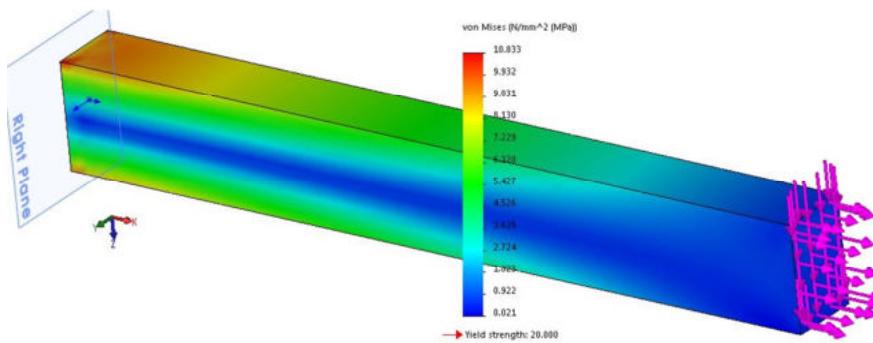


Fig. 4.4.4 Distribuția tensiunii vonMises

4.5. Aplicația 5

La sistemul de bare articulate din [figura 4.5.1](#), [3]/pag. 169 solicitat prin forță mobilă P care se poate deplasa între A și B se cere:

a) determinarea forței maxime în tirantul CB, confecționat din oțel cu secțiune pătrată și dimensionarea lui;

b) determinarea poziției forței P, pentru care efortul unitar rezultând din încovoiere și compresiune, în bara AB este maxim precum și verificarea barei din lemn cu secțiunea pătrată având latura a. Se dau: P=1000 N; a=150 mm; l=2000 mm; $\alpha = 30^\circ$; $\sigma_{a\text{ }OL} = 120 \text{ N/mm}^2 = 120 \text{ MPa}$; $\sigma_{a\text{ }lemn} = 10 \text{ N/mm}^2 = 10 \text{ MPa}$.

În SolidWorks Simulation se va rezolva problema inversă în două variante:

o **Varianta 1** - admitând dimensiunile tirantului CB calculate din [figura 4.5.1](#): 4,08 x 4,08 mm și aplicând forță P=1000 N la distanța x= l= 2000 mm, se va determina tensiunea maximă în tirant, a cărei valoare ar trebui să fie apropiată de valoarea $\sigma_{a\text{ }OL} = 120 \text{ N/mm}^2 = 120 \text{ MPa}$, pe baza căreia s-a determinat analitic dimensiunea a=4,08 din solicitarea la întindere a tirantului; pentru această variantă, studiul de analiză se va denumi **Aplicația 5**;

o **Varianta 2** - admitând dimensiunile tirantului CB calculate din [figura 4.5.1](#): 4,08 x 4,08 mm și aplicând forță P=1000 N la distanța x= 1000,72 mm \cong 1000 mm, se va determina tensiunea maximă în bara AB în punctul de aplicare a forței P, a cărei valoare ar trebui să fie apropiată de valoarea $\sigma = 0,927 \text{ N/mm}^2$, determinată analitic din derivata lui σ în raport cu x; pentru această variantă, studiul de analiză se va denumi **Aplicația 5-distanța X**.

Pentru a putea aplica forță P la distanța x \cong 1000 mm, bara AB se va divide în 2 bare de câte 1000 mm, generate sucesiv prin extrudare.

- În planul **Right** se trasează pătratul 150x150 mm, centrat în origine, [figura 4.5.2](#).
- Pătratul 150x150 mm se va extruda prin comanda **Extruded Boss/Base** pe distanța 1000 mm, [figura 4.5.2](#), pe direcția pozitivă a axei X.
- Pe fața din dreapta a solidului anterior creat se va crea o schiță constând într-un nou pătrat de 150x150 mm, care se va extruda prin comanda **Extruded Boss/Base** pe distanța 1000 mm, pe direcția pozitivă a axei X, cu opțiunea **Merge Results**-dezactivată, [figura 4.5.3](#).
- Pe muchia superioară a feței de capăt a barei anterior create se va executa o teșire 259,8 x 30°, prin comanda **Chamfer**, opțiunea **Angle distance**, urmată de specificarea distanței 259,8 mm, a unghiului 30° și selecția muchiei superioare, [figura 4.5.4](#).
- În planul **Front** se va schița un dreptunghi cu înălțimea a=4,08 mm și lungimea 2311,76 mm, [figura 4.5.5](#).
- Dreptunghiul anterior creat se va extruda prin comanda **Extruded Boss/Base** pe distanța 4,08 mm, opțiunea **Mid Plane**, respectiv opțiunea **Merge Results**-dezactivată, [figura 4.5.6](#), generând astfel geometria tirantului CB.

Notând cu T efortul în tirantul CB și cu x distanța de la articulația A la forța P, ecuația de momente față de P este:

$$P \cdot x - T \cdot l \cdot \sin \alpha = 0$$

$T = \frac{P \cdot x}{l \cdot \sin \alpha}$; T este maxim cind $x=1$

$$T_{\max} = \frac{P \cdot l}{l \cdot \sin \alpha} = \frac{P}{\sin \alpha} = \frac{1000}{\sin 30^\circ} = \frac{1000}{0,5} = 2000 \text{ N.}$$

Tirantul CB se dimensionează la întindere:

$$A_{sec} = \frac{T_{\max}}{\sigma_s} = \frac{2000}{120} = 16,67 \text{ mm}^2$$

$$a^2 = 16,6 \text{ mm}^2; a = 4,08 \text{ mm}; \text{ se alege } a_d = 5 \text{ mm.}$$

Momentul încovoișor este maxim în dreptul forței P și are valoarea : $M = T \cdot \sin \alpha \cdot (l-x) = \frac{P \cdot x \cdot (l-x)}{l}$

Bara este solicitată și la compresiune prin forță :

$$N = T \cdot \cos \alpha = \frac{P \cdot x}{l \cdot \sin \alpha} \cdot \cos \alpha = \frac{P \cdot x}{l} \cdot \operatorname{ctg} \alpha$$

Efortul unitar maxim va fi:

$$\sigma = \frac{N + M}{A \cdot W} = \frac{P \cdot x \cdot \operatorname{ctg} \alpha + P \cdot x \cdot (l-x)}{A \cdot l \cdot W}$$

Pentru a determina valoarea lui x pentru care efortul unitar este maxim se anulează derivata lui σ în raport cu x :

$$\frac{d\sigma}{dx} = \frac{P \cdot \operatorname{ctg} \alpha}{A \cdot l} + \frac{P}{W} - \frac{2 \cdot P \cdot x}{l \cdot W} = 0.$$

$$x = \frac{W}{2 \cdot A} \operatorname{ctg} \alpha + \frac{l}{2} = \frac{6}{2 \cdot 150^2} \cdot \operatorname{ctg} 30^\circ + \frac{2000}{2} = 1000,72 \text{ mm}$$

$$\text{Înlocuind obținem :} \\ \sigma = \frac{1000 \cdot 1000,72 \cdot 1,73}{150^2 \cdot 2000} + \frac{1000 \cdot 1000,72 \cdot 999,28}{150^3 \cdot 2000} = 0,927 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{perm}}$$

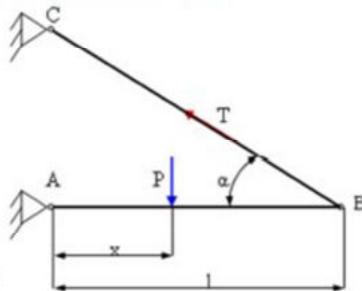


Fig. 4.5.1 Geometria și rezultatele analitice ale aplicației 5

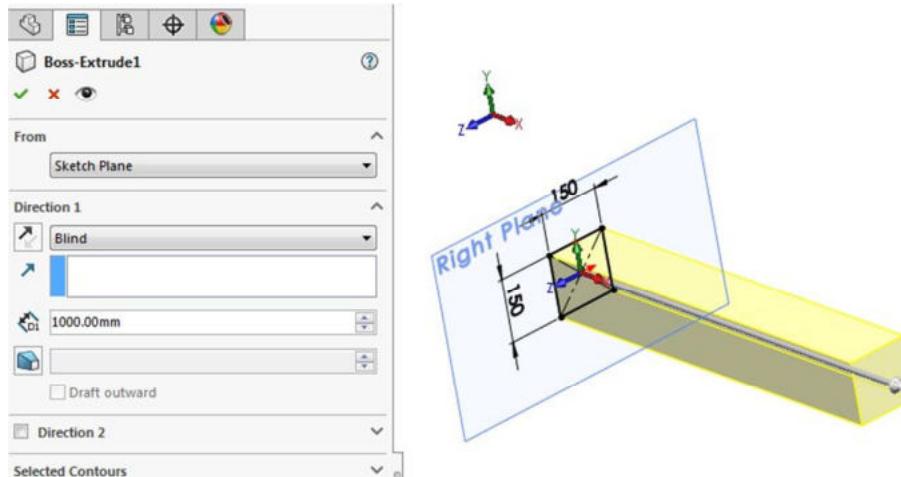


Fig. 4.5.2 Extrudare pătrat 150x150 mm pe distanță 1000 mm

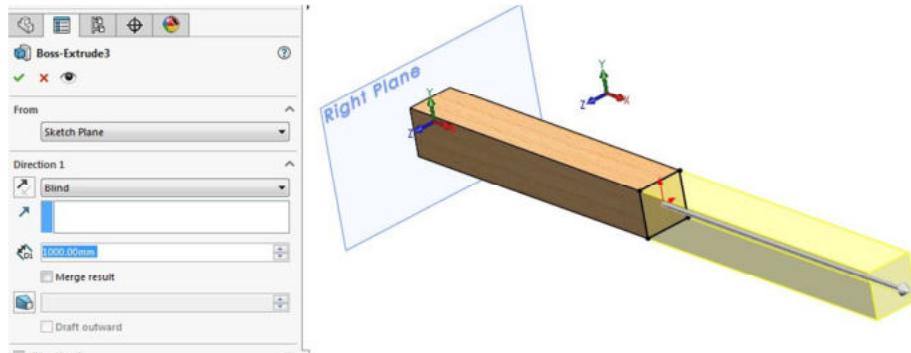


Fig. 4.5.3 Extrudare părat 150x150 mm pe distanță 1000 mm, cu opțiunea Merge Results-dezactivată

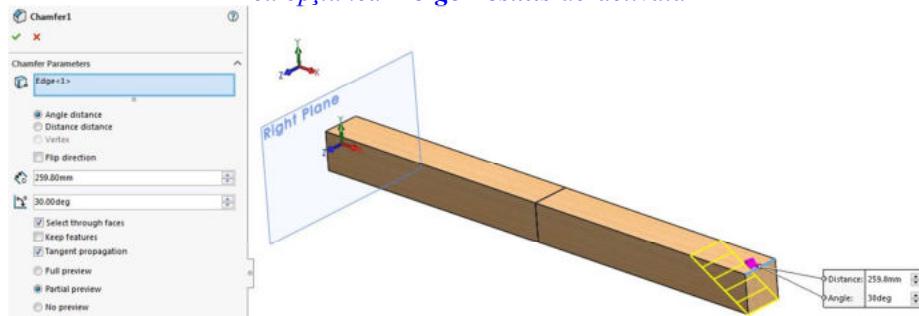


Fig. 4.5.4 Teșire muchie cu comanda Chamfer

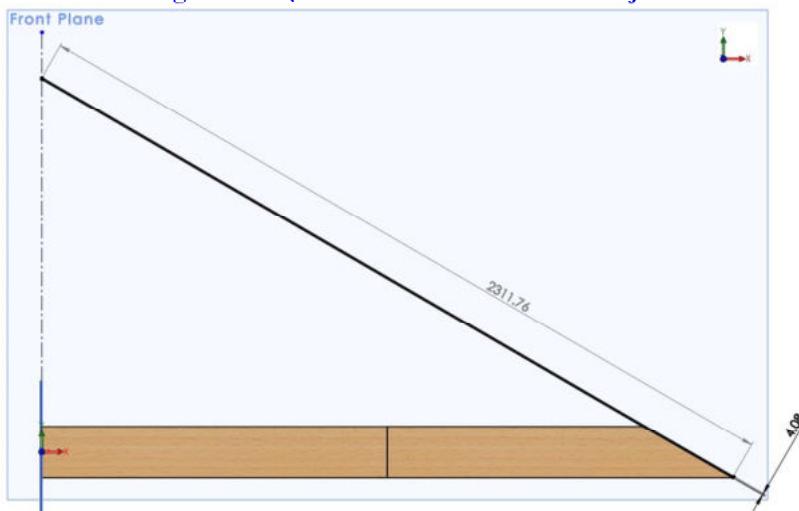


Fig. 4.5.5 Dreptunghi cu $a=4,08 \text{ mm}$ x $2311,76 \text{ mm}$ în planul Front

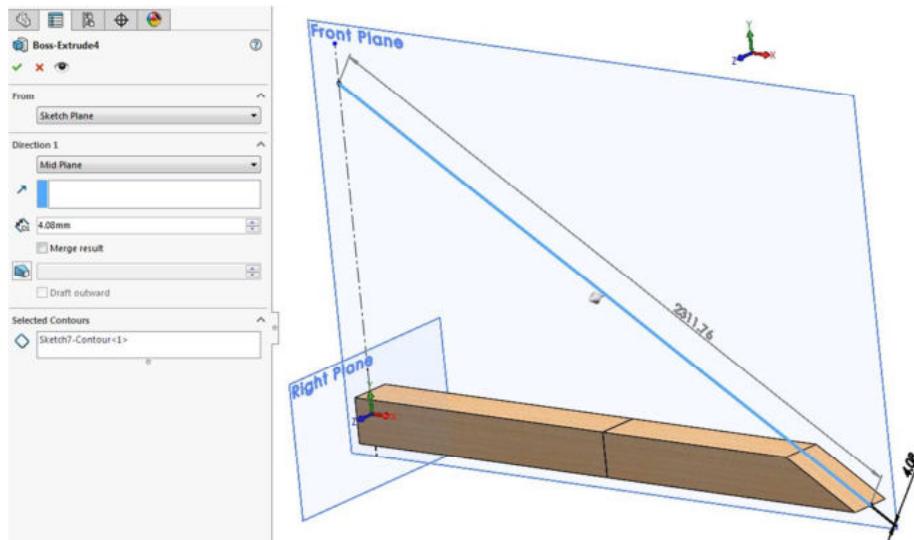


Fig. 4.5.6 Extrudare dreptunghi cu $a=4,08\text{ mm}$ x $2311,76\text{ mm}$

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 5**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks pentru cele două tronsoane ale barei AB: **Woods → Balsa**.
- Definire material din biblioteca SolidWorks pentru tirantul CB: **Plain Carbon Steel**.
- Deoarece geometria conține 3 componente: două tronsoane ale barei AB și tirantul CB, între acestea trebuie să definim contactul. Din arborele de simulare se selectează **Connections → Component Contact**; în fereastra **Component Contact** se selectează modul de conectare **Contact Type → Bonded** și se activează opțiunea **Global Contact**, figura 4.5.7; pentru opțiunea **Bonded** toate fețele ce se ating vor fi cuplate în punctele lor de contact (noduri) și rămân în contact indiferent de condițiile aplicate; altfel spus, componentele conectate prin opțiunea **Bonded** se comportă ca și cum ar fi sudate.
- Geometria se va fixa prin restrângerea de tip **Fixed Geometry** pe fețele din figura 4.5.8.
- Pe fața înclinată se va aplica forță $P=1000\text{ N}$, figura 4.5.8. Folosind ca referință planul **Top**, forța se va aplica pe direcția **Normal to Plane**. Aceasta corespunde variantei 1 de aplicare a forței la distanța $x=l=2000\text{ mm}$.
- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Standard mesh**; se vor genera $\text{NEF}=7171$ elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.

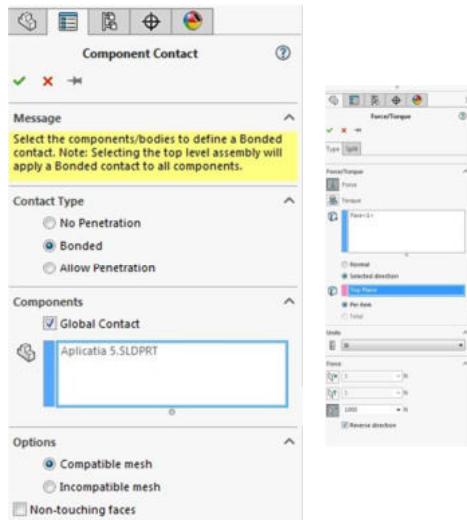


Fig. 4.5.7 Definire contact Bonded

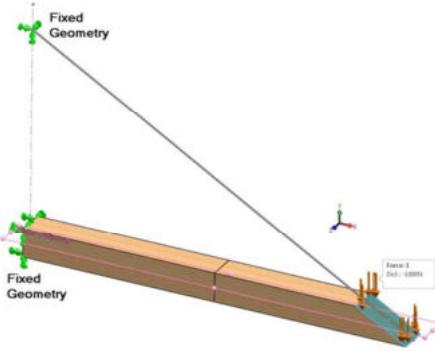


Fig. 4.5.8 Fixare geometrie și aplicare forță P

- Rezultatele obținute sunt următoarele:
 - În arborele de simulare, click dreapta pe **Results** și selecție **List Result Force**; valoarea componentelor orizontale (pe direcția X) ale reacțiunii sunt ± 1510 N, care se anulează fiind de sensuri opuse, iar cele două componente verticale (pe direcția Y) însumate sunt: $126+874= 1000$ N, [figura 4.5.9](#).
 - Valoarea maximă a tensiunii **Stress1 (-vonMises-)** pe tirantul CB, este $109,83$ MPa, [figura 4.5.10](#), comparativ cu valoarea $\sigma_{aOL} = 120$ MPa impusă prin calculul analitic.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 5-distanță X**”.
- Condițiile de simulare sunt identice cu studiul anterior, cu singura diferență referitoare la locația de aplicare a forței. Aceasta se aplică pe față comună dintre cele două tronsoane ale barei AB, pe direcție normală în raport cu planul **Top**, [figura 4.5.11](#).
- Rezultatele obținute sunt următoarele:
 - În arborele de simulare, click dreapta pe **Results** și selecție **List Result Force**; valoarea componentelor orizontale (pe direcția X) ale reacțiunii sunt ± 533 N, care se anulează fiind de sensuri opuse, iar cele două componente verticale (pe direcția Y) însumate sunt: $308++692= 1000$ N.
 - Valoarea maximă a tensiunii **Stress1 (-vonMises-)** pe muchia superioară dintre cele două tronsoane ale barei AB este $0,515$ MPa, [figura 4.5.12](#), comparativ cu valoarea $\sigma = 0,927$ MPa impusă prin calculul analitic.

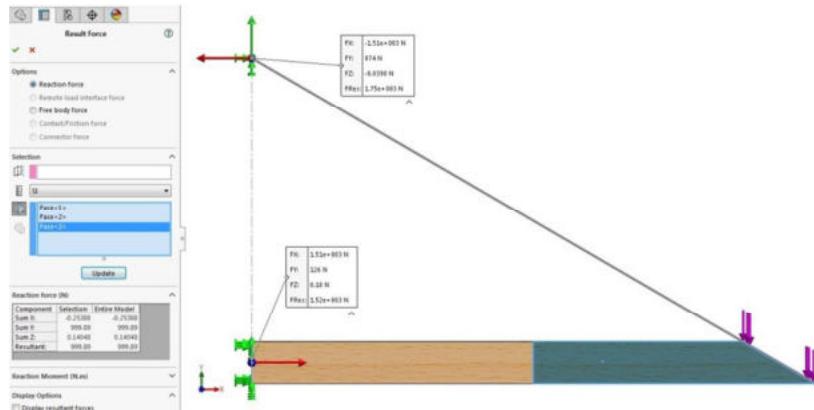


Fig. 4.5.9 Reacții pentru varianta 1

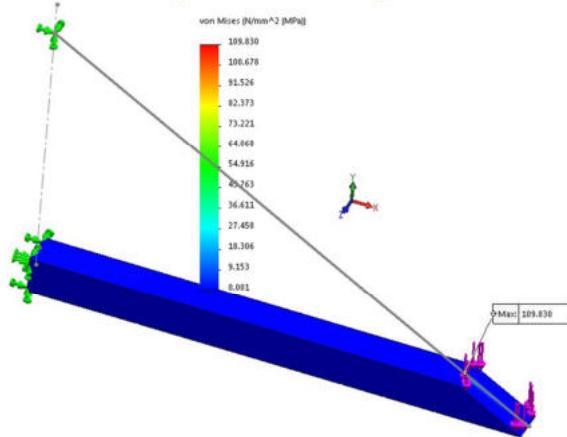


Fig. 4.5.10
Tensiunea
vonMises
maximă
pentru
varianta 1

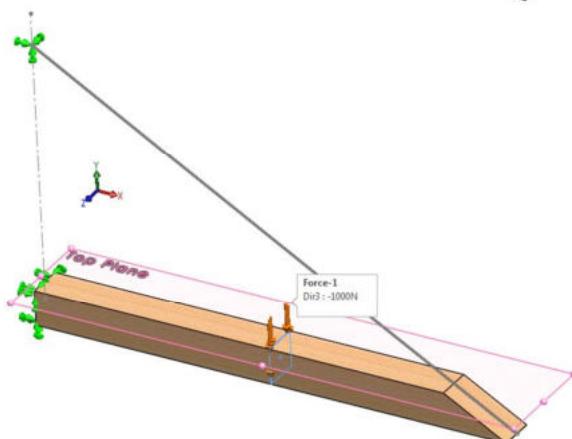
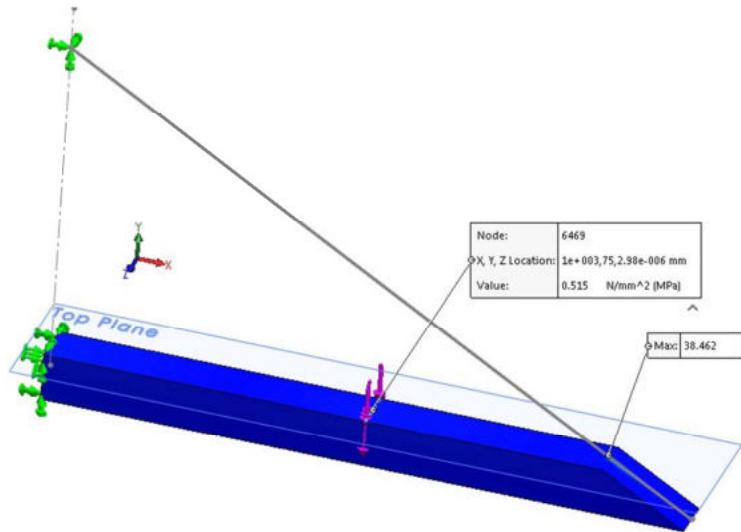


Fig. 4.5.11
Aplicare
forța P
pentru
varianta 2



*Fig. 4.5.12
Tensiunea
vonMises
pe muchia
mediană a
barei AB
pentru
varianta 2*

4.6. Aplicația 6

Să se dimensioneze bara din figura 4.6.1, [3]/pag. 172 confectionată din lemn, cu $\sigma_a = 10 \text{ N/mm}^2 = 10 \text{ MPa}$ întinsă prin forță $P=10 \text{ kN}$. După cum se observă, secțiunea periculoasă este un dreptunghi cu dimensiuni a și $a/2$ și este solicitată la întindere cu forța P și la încovoiere cu momentul $M = P \cdot e = P \cdot a/4$.

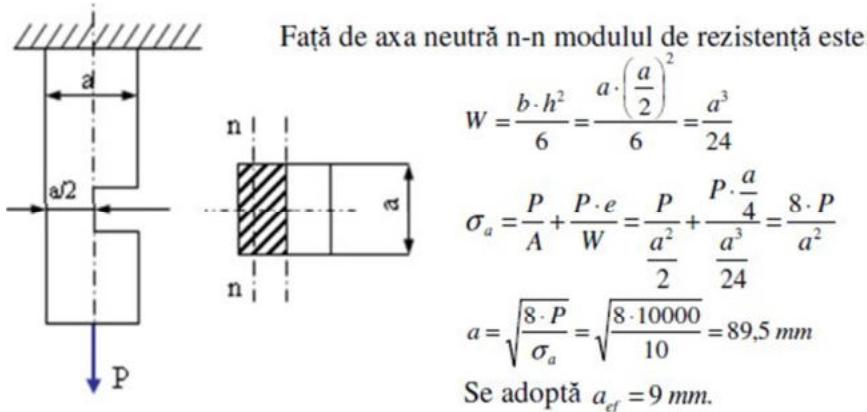


Fig. 4.6.1 Geometria și rezultatele analitice ale aplicației 6

Deoarece în formule nu intervine lungimea barei, se va adopta valoarea de 400 mm.

În SolidWorks Simulation se va rezolva problema inversă în două variante:

- **Varianta 1** - admitând dimensiunea calculată în [figura 4.5.1a](#) valoarea $a=89.5$ mm și aplicând forță $P=10000$ N, se va determina tensiunea maximă în tirant, a cărei valoare ar trebui să fie apropiată de valoarea $\sigma_a = 10 \text{ N/mm}^2 = 10 \text{ MPa}$, pe baza căreia s-a determinat analitic dimensiunea $a=89.5$ mm din solicitarea la întindere combinată cu încovoiere; pentru această variantă, discretizarea va fi de tip solid, iar studiul se va denumi **Static - 3D**;
- **Varianta 2** – pentru aceeași condiții de la **varianta 1**, dar cu opțiunea de calcul **Use 2D simplification**; pentru această variantă studiul se va denumi **Static - 2D**. Prin intermediul acestei opțiuni se va simplifica modelul 3D în sensul că simularea se va realiza în modul 2D, ceea ce va conduce la reducerea timpului de rezolvare a problemei. O astfel de analiză poate fi aplicată pentru următoarele opțiuni: **Plane stress**, **Plane strain**, **Extruded** și **Axisymmetric**. Opțiunea **Plane stress** se poate utiliza atunci când una din tensiunile principale este mult mai mică decât celelalte două și poate fi neglijată; se poate aplica pentru geometrii la care o dimensiune este mai mică decât celelalte două, iar forțele care acționează normal pe secțiune pot fi neglijate. Opțiunea **Plane strain** se poate utiliza atunci când deplasările într-o direcție sunt neglijabile comparativ cu deplasările pe celelalte două direcții; opțiunea se poate utiliza când: una din dimensiuni este mult mai mare decât celelalte două, forțele din plan nu variază de-a lungul celei mai mari dimensiuni sau forțele care acționează normal pe secțiune pot fi neglijate. Opțiunea **Extruded** se poate utiliza numai pentru studii termice, pentru a defini încărcări termice constante de-a lungul direcției de extrudare. Opțiunea **Axisymmetric** se poate utiliza numai dacă geometria, proprietățile de material, fixările, încărcările și condițiile de contact sunt simetrice în raport cu o axă de simetrie.

- În planul **Front** se trasează schița din [figura 4.6.2](#).
- Schița se va extruda prin comanda **Extruded Boss/Base** cu opțiunea **Mid Plane** pe distanță 89.5 mm, [figura 4.6.2](#).
- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Static - 3D**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Woods → Balsa**.
- Geometria se va fixa prin restrângerea de tip **Fixed Geometry** pe fața superioară din [figura 4.6.3](#).
- Pe fața inferioară din [figura 4.6.3](#) se va aplica forță $P=10000$ N pe direcția Z negativ.
- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Standard mesh**; se vor genera NEF=6495 elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.

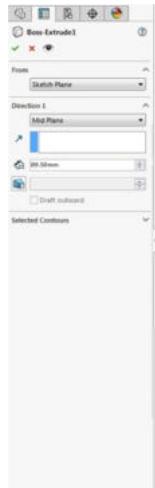


Fig. 4.6.2 Extrudare schiță

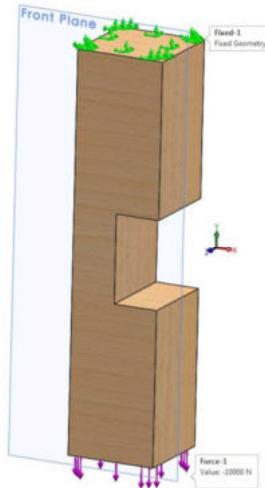


Fig. 4.6.3 Încărcări 3D

- Rezultatele obținute sunt următoarele:

- Dacă prin comanda **Probe Results** → **On selected entities** se afișează valorile tensiunii pe **Față 1**, [figura 4.6.4](#), se observă că media valorilor este 9.9046, valoare foarte apropiată de tensiunea $\sigma_a = 10 \text{ N/mm}^2 = 10 \text{ MPa}$. Aceeași concluzie rezultă și din graficul din figură, majoritatea valorilor fiind în jurul valorii 10 MPa.
- Valoarea maximă a tensiunii **Stress1 (-vonMises-)** este 12,482 MPa, [figura 4.6.4](#), localizată în zona muchiilor extreme ale **Fetei 1**.
- În concluzie, valoarea maximă 12,482 MPa este datorată concentratorilor de tensiune generați în apropierea muchiilor extreme ale **Fetei 1**.

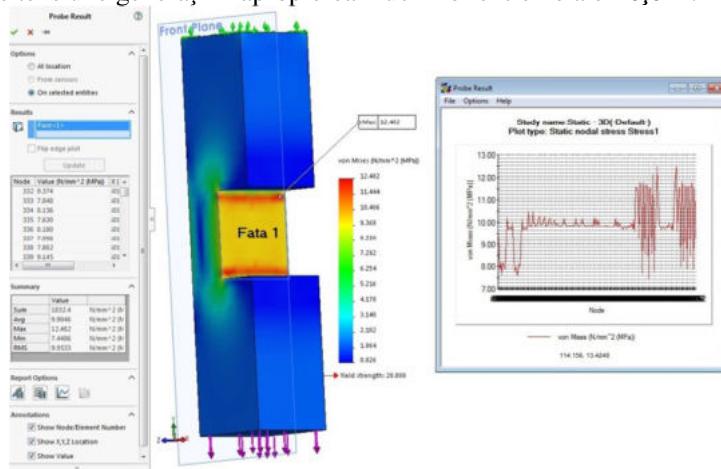


Fig. 4.6.4 Distribuția tensiunii vonMises pentru varianta 1-studiu **Static-3D**

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Static - 2D**”, bifând opțiunea **Use 2D Simplification**, în fereastra de definire a studiului. În fereastra care va apărea se va selecta opțiunea **Plane stress**, selecția planului de secționare și definirea adâncimii secțiunii: 89.5 mm; această adâncime se va utiliza la afișarea 3D a rezultatelor, [figura 4.6.5](#).
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Woods → Balsa**.
- Geometria se va fixa prin restrângerea de tip **Fixed Geometry** pe muchia superioară din [figura 4.6.6](#).
- Pe muchia inferioară din [figura 4.6.6](#) se va aplica forță $P=10000$ N pe direcția Z negativ.
- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Standard mesh**; se vor genera NEF=2735 elemente finite, [figura 4.6.7](#).
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.

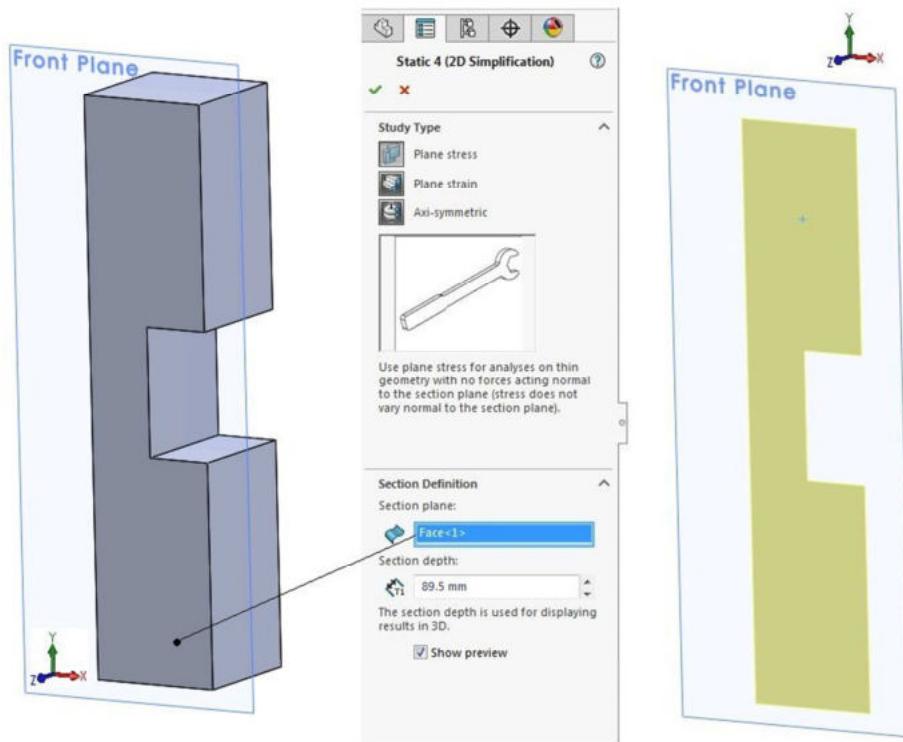


Fig. 4.6.5 Definire studiu Static - 2D

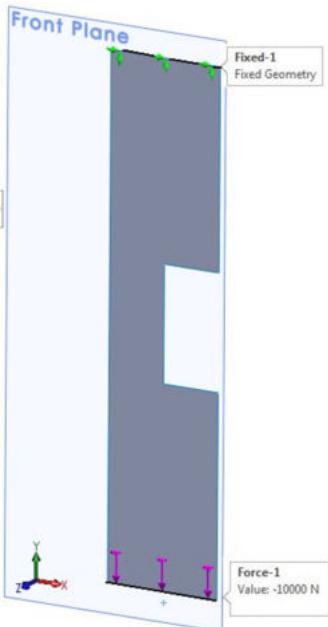


Fig. 4.6.6 Încărcări 2D

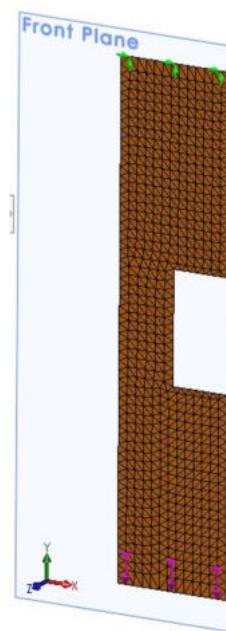


Fig. 4.6.7 Discretizare 2D

- Rezultatele obținute sunt următoarele:

- Dacă prin comanda **Probe Results** → **On selected entities** se afișează valorile tensiunii pe **Muchia 1**, [figura 4.6.8](#), media valorilor este 11,369, valoare apropiată de tensiunea $\sigma_a = 10 \text{ N/mm}^2 = 10 \text{ MPa}$. Aceeași concluzie rezultă și din graficul din figură, majoritatea valorilor fiind cuprinse între valorile 10÷11 MPa.
- Valoarea maximă a tensiunii **Stress1 (-vonMises-)** este 16,484 MPa, [figura 4.6.8](#), localizată în zona muchiilor extreme ale **Muchiei 1**.
- În concluzie, valoarea maximă 16,484 MPa este datorată concentratorilor de tensiune generați în apropierea muchiilor extreme ale **Muchiei 1**.
- Valoarea maximă 16,484 MPa obținută pentru studiul 2D este mult mai mare decât valoarea maximă 12,482 MPa din studiul 3D, ceea ce accentuează concluzia că muchiile extreme generează concentratori de tensiune; acești concentratori nu rezultă din calcul analitic, ci pot fi determinați experimental, prin calcule specifice de elasticitate sau alte metode.
- Numărul de elemente finite pentru studiul 2D NEF=2735 este mult mai mic pentru studiul 3D, unde NEF=6495, ceea ce conduce la o reducere substanțială a resurselor de calcul.

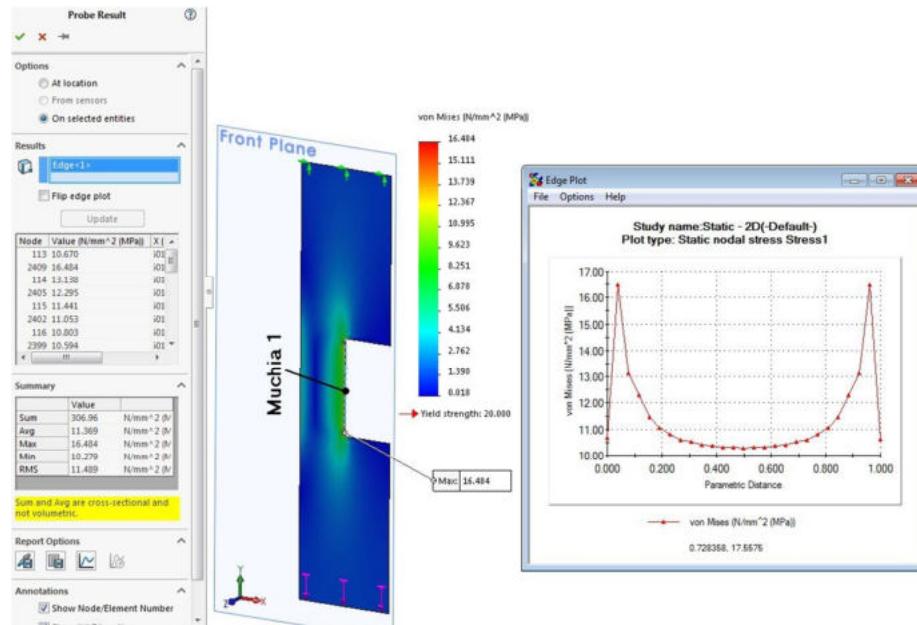
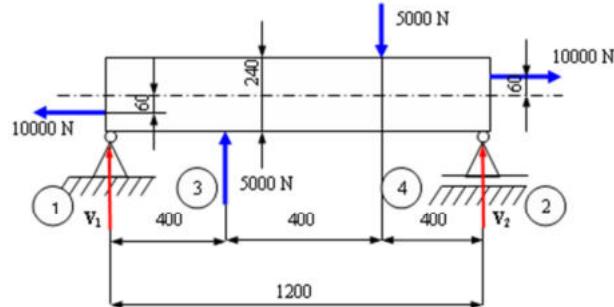


Fig. 4.6.8 Distribuția tensiunii vonMises pentru varianta 2–studiu Static-2D

4.7. Aplicația 7

O grindă de lemn având secțiunea dreptunghiulară 180 x 240 mm este solicitată ca în figura 4.7.1, [3]/pag. 174. Să se calculeze efortul unitar normal maxim care se produce în grindă. Rezultatele calculate analitic sunt prezentate în figura 4.7.2.

- În planul **Right** se trasează schița din figura 4.7.3, adică un dreptunghi 180 x 240 mm, centrat în origine.
- Schița se va extruda prin comanda **Extruded Boss/Base** cu opțiunea **Blind** pe distanță 1200 mm, pe direcția X pozitiv, figura 4.7.3.
- Pe față de jos (paralelă cu planul XZ) a paralelipipedului creat se generează schița din figura 4.7.4. Această schiță se va utiliza pentru divizarea feței de jos în 5 zone, dintre care zonele 1 și 3 se vor folosi pentru fixarea piesei, iar zona 2 pentru aplicarea forței, figura 4.7.5. Divizarea se obține prin comanda **Split Line**, care solicită selecția schiștei, respectiv a feței care se va diviza.
- Pe aceeași față de jos (paralelă cu planul XZ) a paralelipipedului creat se generează schița din figura 4.7.6. Această schiță se va utiliza pentru divizarea feței de sus pentru a genera zona 4, pentru aplicarea forței, figura 4.7.7. Divizarea se obține prin comanda **Split Line**, care solicită selecția schiștei, respectiv a feței care se va diviza.



*Fig. 4.7.1
Geometria
aplicației 7*

Grinda este solicitată la încovoiere și la întindere.

Calculăm mai întâi reacțiunile:

$$1200 \cdot V_1 + 5000 \cdot 800 - 5000 \cdot 400 + 10000 \cdot 180 - 10000 \cdot 60 = 0$$

$$\Rightarrow V_1 = -2670 \text{ N}; \quad V_2 = 2670 \text{ N}.$$

Calculăm momentele încovoietoare în secțiunile remarcabile ale grinzi:

$$M_1 = 10000 \cdot 60 = 6 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_2 = -2670 \cdot 400 + 10000 \cdot 60 = -468000 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

$$M_4 = -M_3; \quad M_2 = -M_1.$$

Momentul maxim este deci $M_{\max} = 6 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$

$$\sigma_{\max} = \frac{N}{A} + \frac{M}{W} = \frac{10000}{180 \cdot 240} + \frac{600000}{180 \cdot 240^2} = 0,58 \text{ N/mm}^2.$$

*Fig. 4.7.2
Rezultate
analitice ale
aplicației 7*

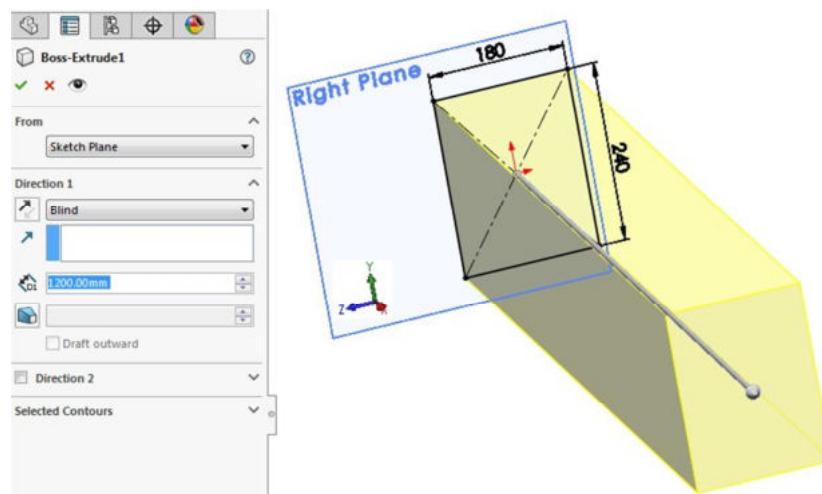


Fig. 4.7.3 Extrudare dreptunghi 180 x 240

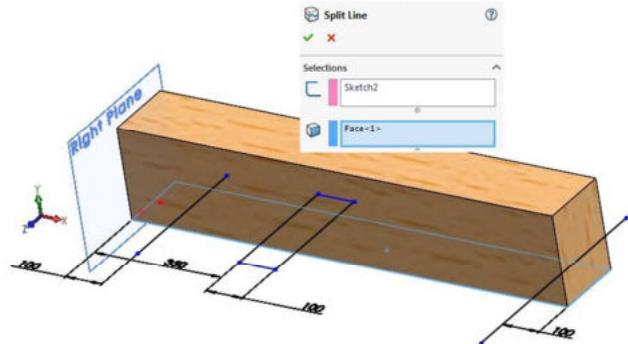


Fig. 4.7.4
Schița pentru decuparea 1

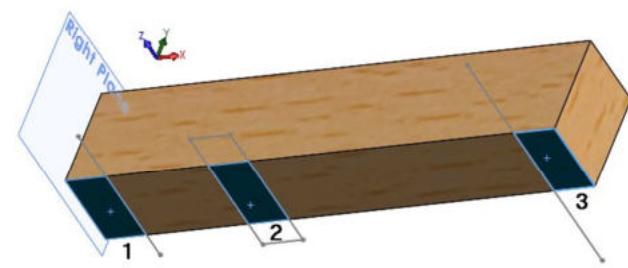


Fig. 4.7.5 Zone pentru fixare piesă și aplicare încărcare

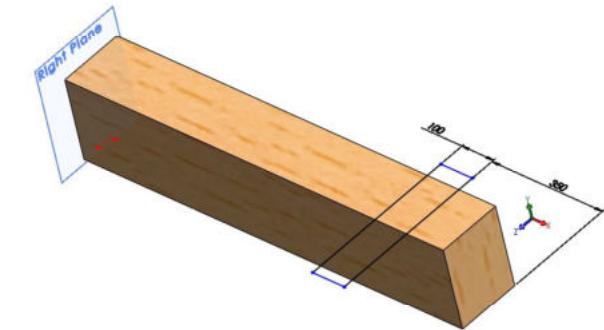


Fig. 4.7.6
Schița pentru decuparea 2

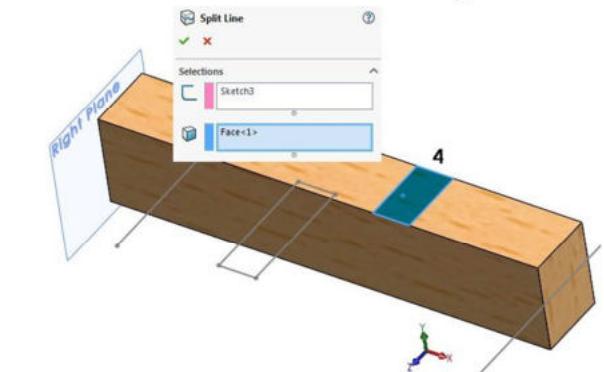


Fig. 4.7.7 Zonă pentru aplicare încărcare

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 7**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Woods → Balsa**.
- Geometria se va fixa prin restrângerea de tip **Use reference Geometry** → **Normal to Plane** pe fețele 1 și 3 din [figura 4.7.8](#), în raport cu planul **Top**, anulând deplasarea pe această direcție. În consecință, pe celelalte două direcții paralelipipedul este liber să se depleteze. Datorită acestor libertăți de mișcare, la rularea aplicației, aceasta afișează fereastra din [figura 4.7.8](#), în care se propune rezolvarea utilizând opțiunea **Large Displacement**. În mod normal analiza statică lineară acceptă ipoteza micilor deformații, precum și faptul că normalele în zonele de contact nu își modifică direcția în timpul încărcării, motiv pentru care încărcările se aplică într-un singur pas. Aceste ipoteze pot conduce la rezultate incorecte, dacă aceste ipoteze nu corespund realității. În aceste cazuri, opțiunea **Large Displacement**, deși necesită mai mult timp și resurse pentru rezolvare, oferă soluții mai precise. Ea trebuie utilizată atunci când deformațiile rezultate altenează în mod semnificativ rigiditatea piesei. Pentru această opțiune, încărcările sunt aplicate în mai mulți pași și se ia în considerare modificarea rigidității la fiecare pas. Numărul de pași este determinat intern de către program. Însă în această aplicație vom selecta butonul **No**, deci aplicația se va calcula fără opțiunea **Large Displacement**, datorită libertății de mișcare a paralelipipedului pe direcțiile la care nu s-au aplicat restrângeri.

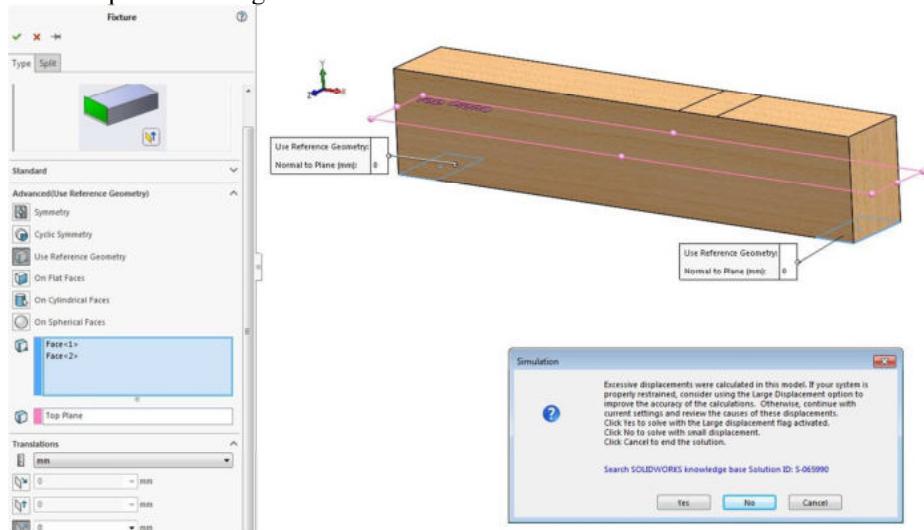


Fig. 4.7.8 Fixarea geometriei

- Pe fața 2 respectiv 4 din [figura 4.7.9](#) se va aplica forță 5000 N cu sensul din figură.

- Forțele de întindere 10000 N de pe fețele laterale ale paralelipipedului se aplică prin forțe de tip **Remote Loads**, deoarece punctul de aplicare este dezaxat cu 60 mm, după cum rezultă din [figura 4.7.1](#); în analiza cu elemente finite se evită plasarea forțelor în puncte, căci ar conduce la tensiuni locale foarte mari, deoarece aria punctului este nulă; totuși, aplicarea acestui tip de încărcare permite specificarea unui punct de aplicare al forței, însă acțiunea acesteia nu se transmite unui punct, ci se transmite unei fețe. Cordonatele de aplicare ale punctului de aplicare se vor considera în raport cu sistemul de referință global; astfel, pentru forță pe față din stânga paralelipipedului coordonatele sunt: X=0, Z=-60, Z=0, iar pentru forță pe față din dreapta paralelipipedului coordonatele sunt: X=1200, Z=60, Z=0, [figura 4.7.9](#).
- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Standard mesh**; se vor genera NEF=800 elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Din [figura 4.7.10](#) se observă că tensiunea maximă vonMises calculată de SolidWorks este de 0,582 MPa, ceea ce coincide cu valoarea $\sigma_{\max} = 0,58$ MPa rezultată din calculul analitic, [figura 4.7.2](#).

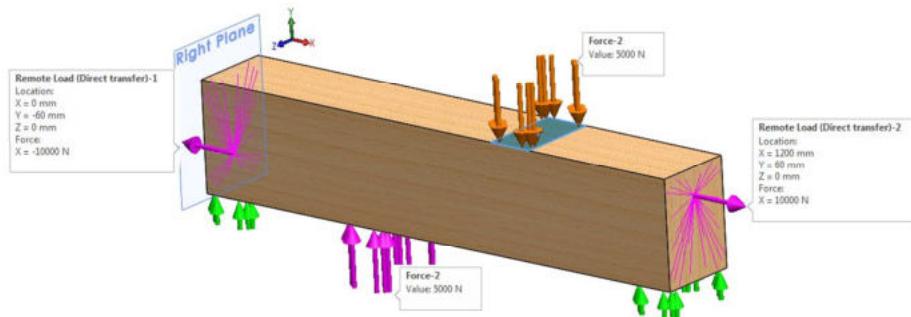


Fig. 4.7.9 Încărcarea geometriei

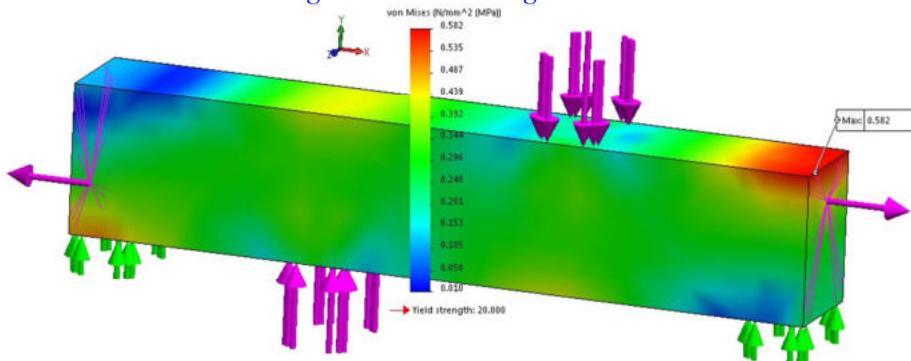


Fig. 4.7.10 Distribuția tensiunii vonMises

4.8. Aplicația 8

Un stâlp metalic format dintr-un profil I20 este solicitat de forță excentrică $P=50000 \text{ N}$, ca în figura 4.8.1, [3]/pag. 176. Să se verifice stâlpul dacă $\sigma_a = 140 \text{ N/mm}^2 = 140 \text{ MPa}$. Pentru profilul I20 se cunosc: $A=3350 \text{ mm}^2$; $W_z=214000 \text{ mm}^3$. Rezultatele calculate analitic sunt prezentate în figura 4.8.2.

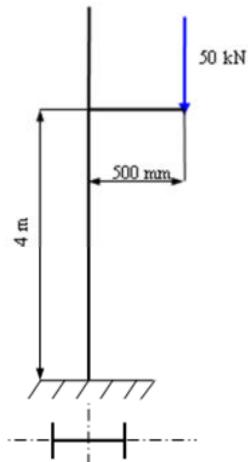


Fig. 4.8.1 Geometria aplicației 8

$$\sigma = \frac{N}{A} \pm \frac{M}{W}$$

$$M = P \cdot e = 50000 \cdot 500 = 25 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma = \frac{-50000}{3350} \pm \frac{25 \cdot 10^6}{214000} = -14,9 \pm 116,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max} = -14,9 + 116,8 = 101,9 \text{ N/mm}^2 < \sigma_a$$

$$\sigma_{\min} = -14,9 - 116,8 = -131,7 \text{ N/mm}^2 < \sigma_a$$

Fig. 4.8.2 Rezultatele analitice ale aplicației 8

- Click Tools → Add-Ins.
- Se va selecta modulul **Toolbox Utilities**; prin selecția acestuia în secțiunea **Active Add-ins** modulul va fi disponibil numai în sesiunea de lucru curentă; prin selecția acestuia în secțiunea **Start Up** modulul va fi automat încărcat la fiecare sesiune de lucru. Meniul principal va fi suplimentat cu opțiunea **Tools → Toolbox**.
- Din meniu **Tools → Toolbox → Structural Steel** se va activa fereastra **Structural Steel**, figura 4.8.3;
- Din fereastră se va selecta standardul **ISO** și tipul de profile **SB Beam**, urmat de selecția profilului **SB 200 x 27** și de confirmare pe butonul **Create**.
- Geometria profilului - **Sketch1** - din figura 4.8.3 se va genera automat în planul **Front**.
- Schița profilului **Sketch1** se va extruda prin comanda **Extruded Boss/Base** pe distanță de 4000 mm, pe direcția lui Z pozitiv; va rezulta solidul **Boss-Extrude1**, figura 4.8.4.
- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 8**”.

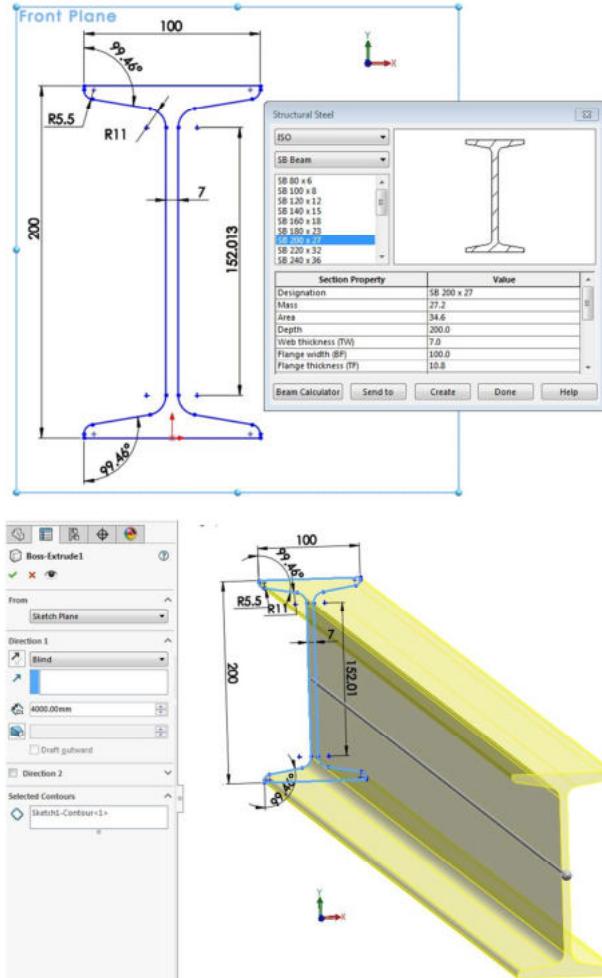


Fig. 4.8.3 Schița
SketchI a profilului
SB 200 x 27

Fig. 4.8.4 Extrudare
SketchI a profilului
SB 200 x 27

- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Geometria se va fixa pe față inferioară a profilului (opusă celei din planul **Front**) prin restrângerea de tip **Fixed Geometry**, figura 4.8.5.
- Pentru că nu interesează distribuția tensiunii pe bara de lungime 500 mm și pentru a evita generarea geometriei acesteia, geometria profilului se va încărca cu forță la distanță (**Remote Loads**) $F=50000$ N, care se va aplica în punctul de coordonate $X=0$, $Y=600$, $Z=0$ mm, pe față profilului din planul **Front**, figura 4.8.5.
- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Curvature-based mesh**; se vor genera $NEF=37189$ elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.

- Rezultatele obținute sunt următoarele:

- Valoarea maximă a tensiunii **Stress1 (-Z normal-)** este 142,924 MPa, figura 4.8.6, localizată în colțul feței încastrate, datorată concentratorului de tensiune generat în acest punct.
- Figura 4.8.7 prezintă distribuția defomației rezultante **URES**, valoarea maximă fiind 41,6 mm, localizată pe fața din planul **Front**.
- Dacă prin comanda **Probe Results → On selected entities** se afișează valorile tensiunii **Stress1 (-Z normal-)** pe **Față 1**, figura 4.8.8, se observă că media valorilor tensiunii σ_z este 94,67 MPa.
- Dacă prin comanda **Probe Results → On selected entities** se afișează valorile tensiunii **Stress1 (-Z normal-)** pe **Față 2**, figura 4.8.9, se observă că media valorilor tensiunii σ_z este -123,57 MPa.

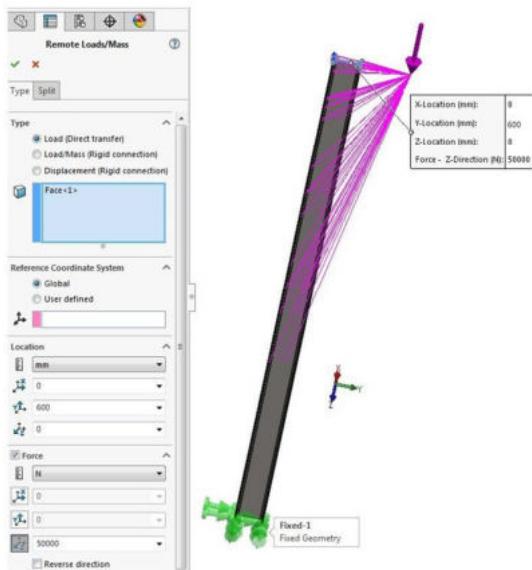


Fig. 4.8.5 Fixarea și încărcarea profilului SB 200 x 27

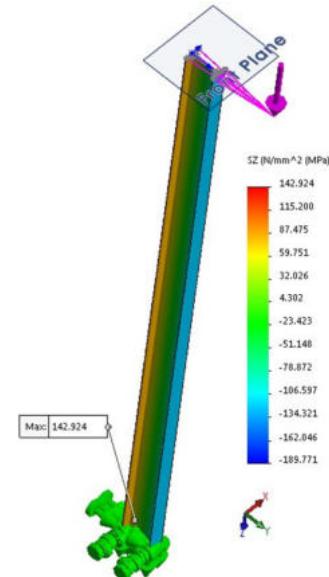


Fig. 4.8.6 Distribuția tensiunii σ_z

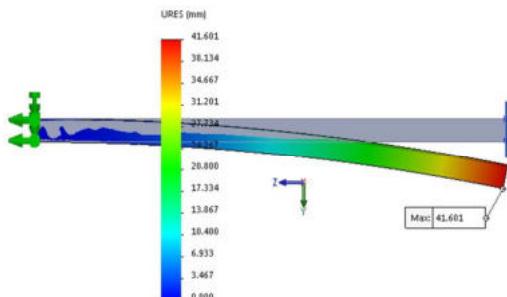


Fig. 4.8.7 Distribuția defomației rezultante

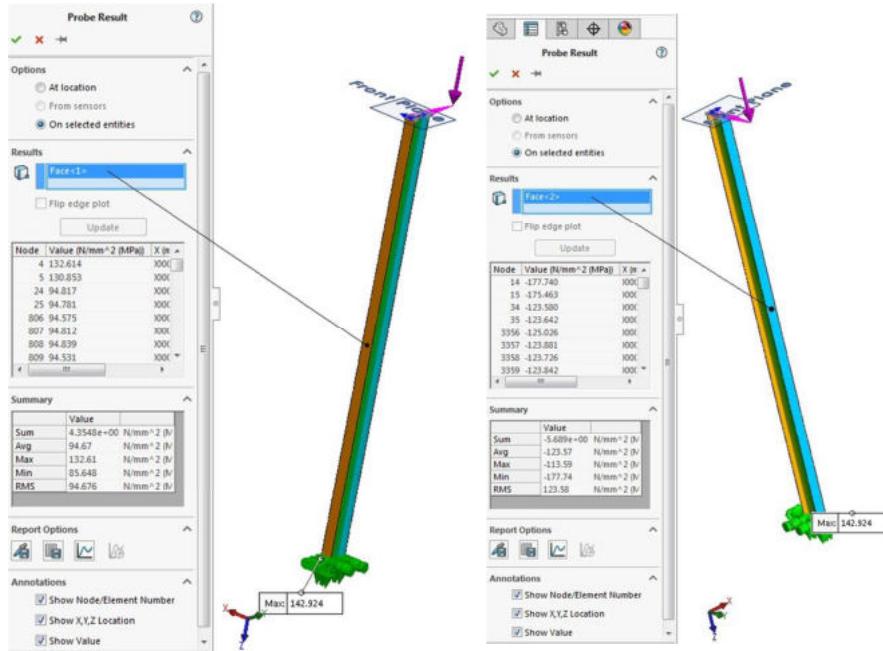


Fig. 4.8.8 Distribuția tensiunii σ_z pe față 1

Fig. 4.8.9 Distribuția tensiunii σ_z pe față 2

- Compararea din [tabelul 4.8.1](#) evidențiază suprapunerile/diferențele valorilor dintre rezultatele simulării numerice și ale calculelor analitice.

Tabel 4.8.1

| Parametru | UM | Solid Works Simulation NEF=37189 | Calcul analitic |
|--|-----------------|---|--------------------|
| Arie profil A | mm ² | 3462 | 3350 |
| Modul de rezistență W _z | mm ³ | 230000 | 214000 |
| Reacțiuni Result Force | N | 50031 | 50000 |
| Deformație Displacement | mm | 41,6 figura 4.8.7 | - |
| Tensiune σ_z max Stress1 (-Z normal-) | MPa | 94,67 figura 4.8.8 | 101,9 |
| Tensiune σ_z min Stress1 (-Z normal-) | MPa | -123,57 figura 4.8.9 | -131,7 |

4.9. Aplicația 9

Bara din figura 4.9.1, [3]/pag. 177 este din oțel și este solicitată de forță $N_1=100$ kN. Să se determine valoarea maximă a forței N_2 pentru ca în bara AB să nu se depășească $\sigma_a = 80 \text{ N/mm}^2 = 80 \text{ MPa}$ și în acest caz să se dimensioneze barele CD și DE din oțel rotund. Rezultatele calculate analitic sunt prezentate în figura 4.9.2.

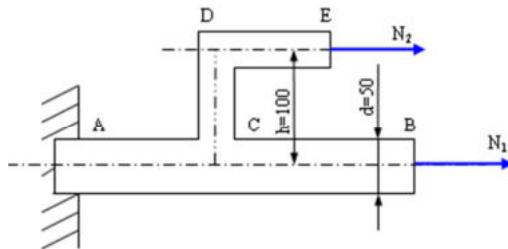


Fig. 4.9.1
Geometria
aplicației 9

Bara AB este solicitată pe toată porțiunea AC prin forță N_1+N_2 și prin momentul încovoiator $M = N_2 \cdot h$.

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M}{W} = \frac{N_1 + N_2}{A} + \frac{N_2 \cdot h}{W} \rightarrow 80 = \frac{100000 + N_2}{3,14 \cdot 50^2} + \frac{100 \cdot N_2}{3,14 \cdot 50^3} \rightarrow N_2 = 3370 \text{ N.}$$

Bara CD este încastrată în punctul C unde se produce momentul încovoiator maxim:

$$M_i = N_2 \cdot \left(h - \frac{d}{2} \right) = 3370 \cdot \left(100 - \frac{50}{2} \right) = 253000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_{nec} = \frac{M_i}{\sigma_a} = \frac{253000}{80} = 3160 \text{ mm}^3 = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3160}{3,14}} = 31,7 \text{ mm} \rightarrow \text{Se adoptă } d=32 \text{ mm.}$$

Bara DE este solicitată la întindere prin forță $N_2 = 3370 \text{ N}$.

$$A_{nec} = \frac{3370}{\sigma_a} = \frac{3370}{80} = 42,2 \text{ mm}^2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot 42,2}{3,14}} = 7,33 \text{ mm} \rightarrow \text{Se adoptă } d=7,5 \text{ mm.}$$

Fig. 4.9.2 Rezultate analitice ale aplicației 9

În SolidWorks Simulation se va rezolva problema inversă: aplicând forțele $N_1=100000 \text{ N}$ respectiv $N_2=3370 \text{ N}$, se va determina tensiunea maximă, a cărei valoare ar trebui să fie apropiată de valoarea $\sigma_a=80 \text{ N/mm}^2$, în baza căreia s-a determinat valoarea forței N_2 . De asemenea se vor adopta dimensiunile calculate în figura 4.9.2 ale barelor CD și DE, adică 31,7 mm respectiv 7,33 mm. Deoarece lungimea barelor AB și DE nu intră în formule și nu sunt specificate ca date de intrare, se vor impune valorile 800 mm, respectiv 200 mm, figura 4.9.3.

Geometria 3D se va genera prin trei extrudări.

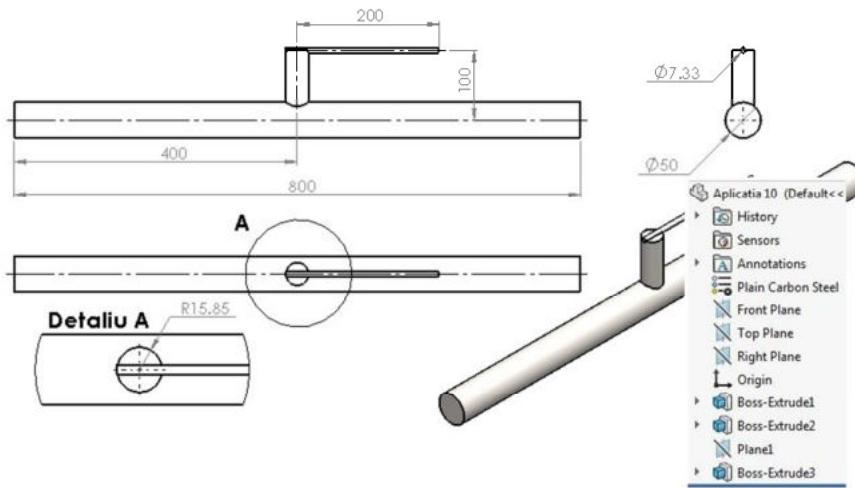


Fig. 4.9.3 Dimensiuni caracteristice ale aplicației 9

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 9**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Geometria se va fixa pe fața din planul **Right** al barei AB prin restrângerea de tip **Fixed Geometry**, figura 4.9.4.
- Geometria se va încărca cu forțele $N_1=100000$ N și $N_2=3370$ N, figura 4.9.4.
- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Curvature-based mesh**; se vor genera NEF=4547 elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.

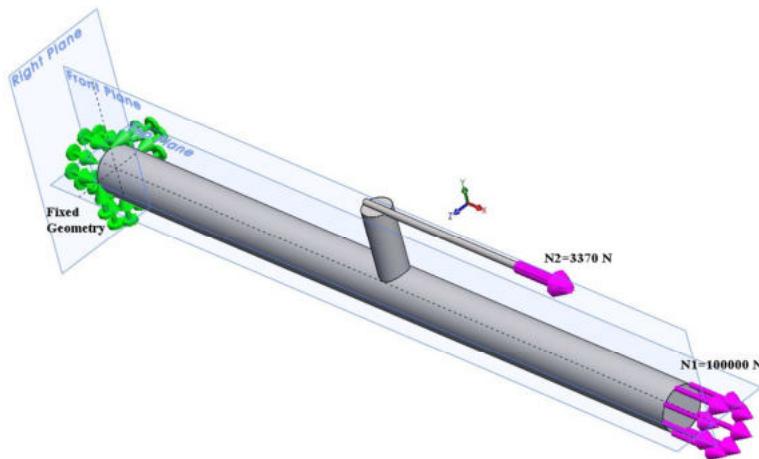


Fig. 4.9.4 Fixarea și încărcarea aplicației 9

- Rezultatele obținute sunt următoarele:

- Valoarea maximă a tensiunii **Stress1 (-von Mises-)** este 111,272 MPa, figura 4.9.5, localizată pe muchia de intersecție dintre bara AB cu CD, datorată concentratorului de tensiune generat.
- Figura 4.9.5 prezintă distribuția tensiunii vonMises, de-a lungul barei AB generată prin comanda **Probe Results** → **At location**; se observă că pe bara AB, pe porțiunea AC tensiunea vonMises are valori foarte apropiate de 80 MPa (80.082, 78.887, 80.047, 80.302, 80.048, 80.49, 78.548), iar pe porțiunea CB valorile scad brusc în jurul valorii 50 MPa (51.045, 50.978, 50.918, 50.93, 51.003); deci, pentru dimensiunile adoptate ale diametrelor barelor CD și DE, adică 31,7 mm respectiv 7,33 mm, inclusiv din SolidWorks rezultă că valoarea tensiunii maxime este în jurul valorii tensiunii admisibile impuse $\sigma_a = 80 \text{ MPa}$.

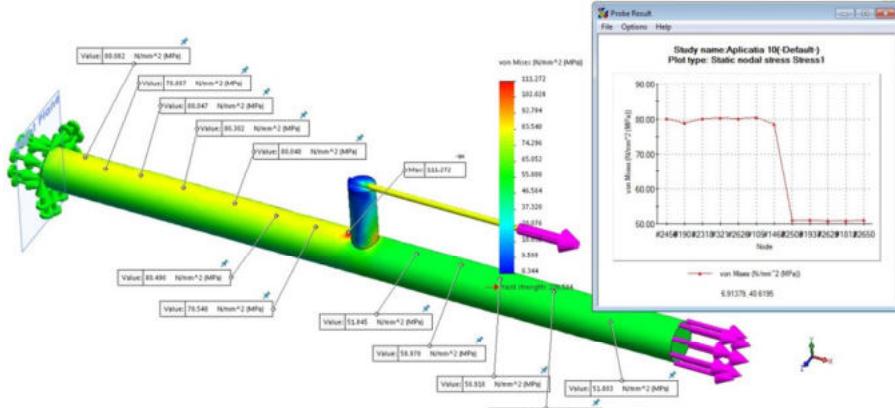


Fig. 4.9.5 Distribuția tensiunii von Mises pe bara AB

4.10. Aplicația 10

Să se verifice profilul I26 [3]/pag. 178 încastrat și solicitat ca în figura 4.10.1. Se dă: $\sigma_a = 120 \text{ N/mm}^2 = 120 \text{ MPa}$. Pentru profilul I26 se cunosc: $A=5340 \text{ mm}^2$; $W=442000 \text{ mm}^3$. Rezultatele calculate analitic sunt prezentate în figura 4.10.2.

În SolidWorks Simulation se va rezolva problema în două variante:

- **Varianta 1** – discretizare **beam**, studiul de analiză se va denumi **Aplicația 10**;
- **Varianta 2** - discretizare **solid**, studiul de analiză se va denumi **Aplicația 10 - solid**.

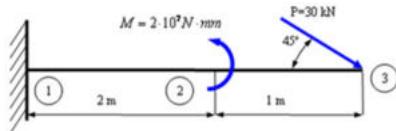


Fig. 4.10.1 Geometria aplicăției 10

Forța înclinață P se descompune în două componente: $V = H = 30000 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 21250 N$.

Momentul încovoiator maxim din încastrare este:

$$M_{\max} = M_1 = -21250 \cdot 3000 + 2 \cdot 10^7 = -437,5 \cdot 10^5 N \cdot mm$$

$$\sigma_{ef} = \frac{N}{A} \pm \frac{M}{W} = \frac{21250}{5340} + \frac{437,5 \cdot 10^5}{442000} = 102,96 N / mm^2.$$

Fig. 4.10.2 Rezultate analitice ale aplicației 10

- Click Tools → Add-Ins.
- Se va selecta modulul **Toolbox Utilities**; prin selecția acestuia în secțiunea **Active Add-ins** modulul va fi disponibil numai în sesiunea de lucru curentă; prin selecția acestuia în secțiunea **Start Up** modulul va fi automat încărcat la fiecare sesiune de lucru. Meniul principal va fi suplimentat cu opțiunea **Tools → Toolbox**.
- Din meniul **Tools → Toolbox → Structural Steel** se va activa fereastra **Structural Steel**, figura 4.10.3;
- Din fereastră se va selecta standardul **ISO** și tipul de profil **SB Beam**, urmat de selecția profilului **SB 270 x 41** și de confirmare pe butonul **Create**; acest tip de profil este cel mai apropiat de profilul impus I26.
- Geometria profilului - **Sketch1** - din figura 4.10.3 se va genera automat în planul **Front**.

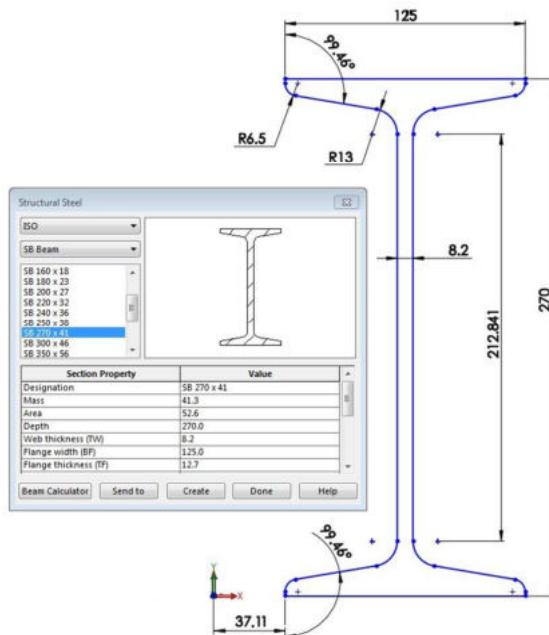
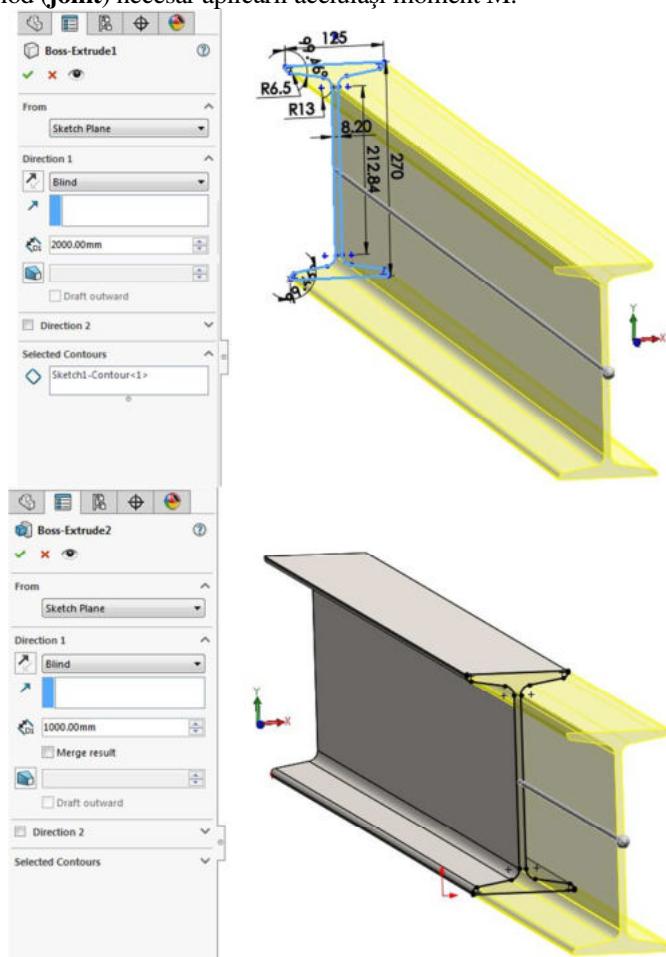


Fig. 4.10.3 Schița Sketch1 a profilului SB 270 x 41

- Schița profilului **Sketch1** se va extruda prin comanda **Extruded Boss/Base** pe distanță de 2000 mm, pe direcția lui Z pozitiv; va rezulta solidul **Boss-Extrude1**, figura 4.8.4.
- Pe fața din dreapta a barei create se va crea o nouă schiță, iar prin comanda **Convert Entities** se va converti conturul profilului în planul feței, obținând profilul din figura 4.10.5.
- Schița anterior creată se va extruda pe distanță de 1000 mm prin comanda **Extruded Boss/Base**, cu opțiunea **Merge result** dezactivată, pe direcția lui Z pozitiv; va rezulta solidul **Boss-Extrude2**, figura 4.10.5; astfel se va genera o față între prima și a doua extrudare, necesară aplicării momentului $M=2 \times 10^7 \text{ N}\cdot\text{mm}$ în varianta discretizării de tip **solid**; pentru varianta discretizării beam între cele două extrudări se va genera un nod (**joint**) necesar aplicării aceluiași moment M.



*Fig. 4.10.4
Extrudare
Sketch1 a
profilului
SB 270 x 41*

*Fig. 4.10.5
Extrudare profil
pe distanță 1000
mm*

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 10**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Click dreapta pe geometria barelor și se va selecta **Treat as Beam**.
- Click dreapta pe **Joint group** și se va selecta **Edit**.
- În secțiunea **Edit Joints** PropertyManager sub zona **Selected Beams**, click **Calculate**; trei noduri (**joint**) vor apărea în zona grafică.
- Bara se va fixa pe nodul 1, ca în [figura 4.10.6](#), prin constrângerea **Fixed Geometry**.

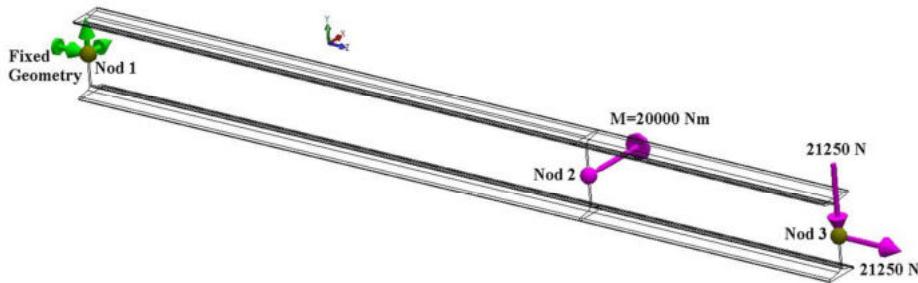


Fig. 4.10.6 Fixarea și încărcarea aplicației discretizare beam

- Pe nodul 2 se va aplica momentul M , [figura 4.10.6](#) & [figura 4.10.7](#); ca element de referință pentru aplicarea momentului se va utiliza planul **Right**, aplicând momentul $M=20000 \text{ N}\cdot\text{m}$ în nodul 2, pe direcția X în sensul negativ al acestei direcții.

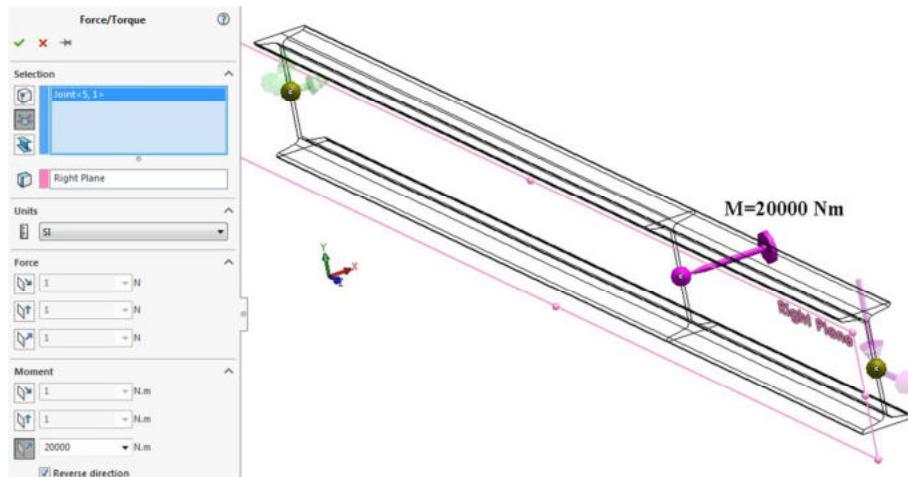


Fig. 4.10.7 Încărcarea aplicației cu momentul $M=20000 \text{ Nm}$

- Pe nodul 3 se vor aplica cele două componente ale forței înclinate P , [figura 4.10.6](#) & [figura 4.10.8](#); ca element de referință pentru aplicarea componentelor se va utiliza planul **Right**.

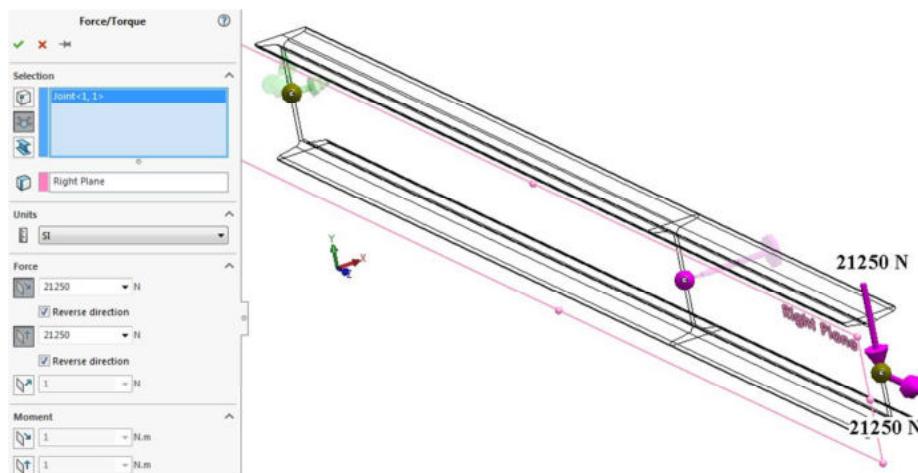
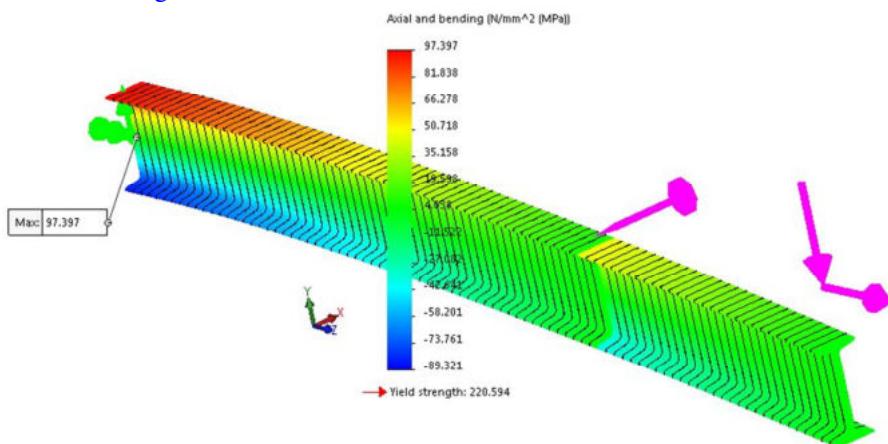


Fig. 4.10.8 Încărcarea aplicației cu componentele forței P

- Se lansează comanda **Mesh** - discretizare de tip **beam**; se vor genera NEF=88 elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**; pentru varianta de discretizare **beam** s-a obținut valoarea maximă a tensiunii echivalente **Axial and bending**, 97.397 MPa, [figura 4.10.9](#).



*Fig. 4.10.9 Rezultate ale aplicației pentru discretizare **beam***

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 10 - solid.**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Geometria se va fixa pe față din stânga prin restrângerea de tip **Fixed Geometry**, figura 4.10.10.



Fig. 4.10.10 Fixarea și încărcarea aplicației discretizare solid

- Pe față din dreapta se vor aplica cele două componente ale forței înclinate P , figura 4.10.10 & figura 4.10.11; ca element de referință pentru aplicarea componentelor se va utiliza planul **Right**.

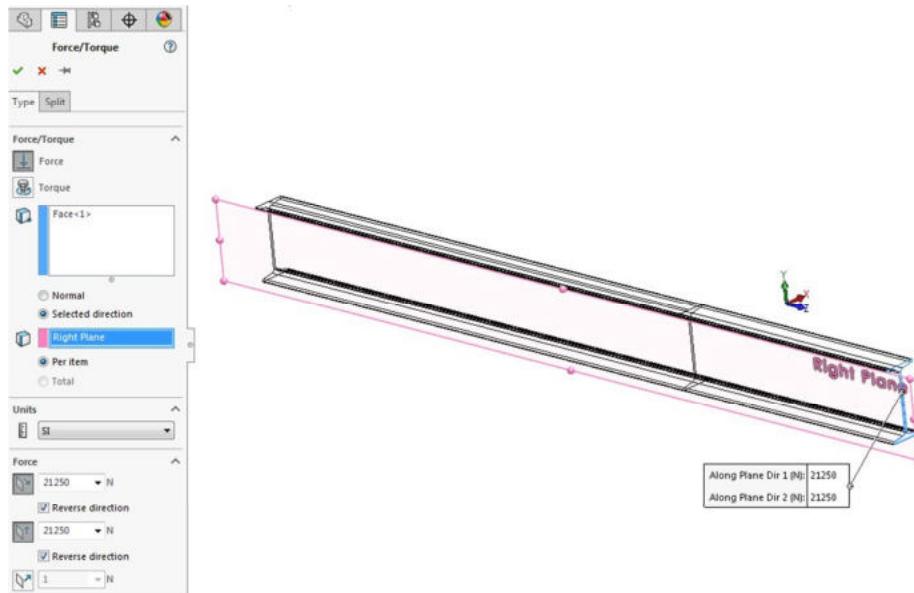


Fig. 4.10.11 Încărcarea aplicației cu componentele forței P

- Pe fața dintre cele două extrudări se va aplica momentul M, [figura 4.10.10](#) & [figura 4.10.12](#), utilizând ca element de referință planul **Right**; pentru solide momentul se creează prin forță la distanță (**Remote Loads**), aplicată în punctul de coordonate X=99.61, Y=135, Z=200 mm, pe direcția X în sensul negativ al acestei direcții; distanța X rezultă ca sumă a distanțelor $37.11 + 125/2 = 99.61$, unde 37.11 este cota profilului în raport cu originea primei schițe, iar $125/2$ este jumătate din lățimea profilului 270 x 41, [figura 4.10.3](#).

Observație: dacă după generarea profilului 270 x 41, schița acestuia s-ar fi mutat astfel încât să fie simetrică în raport cu originea, atunci cota X ar fi fost egală cu 0; iată de ce este important ca prima schiță a geometriei să fie plasată astfel ca originea să fie un punct particular al acesteia, pe cât posibil pe o axă de simetrie (dacă aceasta există).

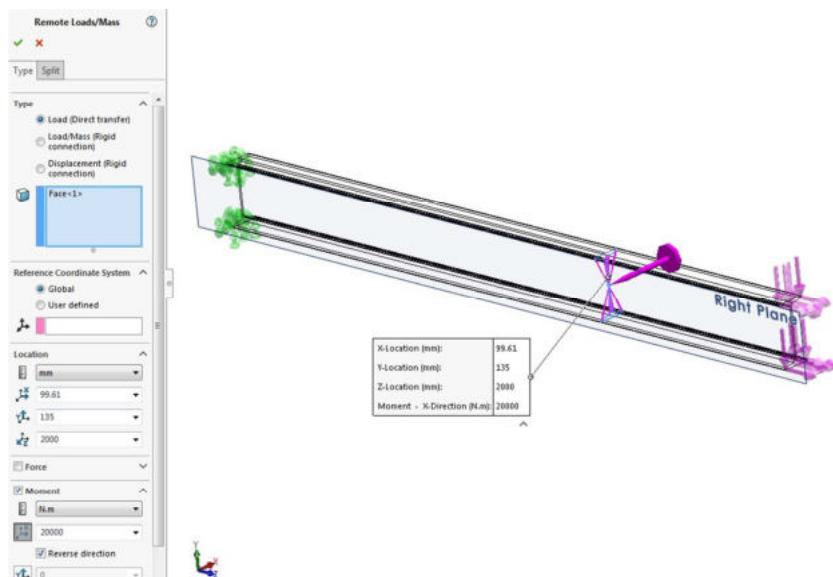


Fig. 4.10.12 Încărcarea aplicației cu momentul M=20000 Nm

- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Curvature-based mesh**; se vor genera NEF=32894 elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Rezultatele obținute sunt următoarele:
 - Valoarea maximă a tensiunii **Stress1 (-von Mises-)** este 130,188 MPa, [figura 4.10.13](#), localizată la punctele extreme ale încastrării.
 - prin comanda **Probe Results → At location** se obține la mijlocul feței superioare a încastrării valoarea tensiunii von Mises 97,547 MPa, [figura 4.10.13](#).

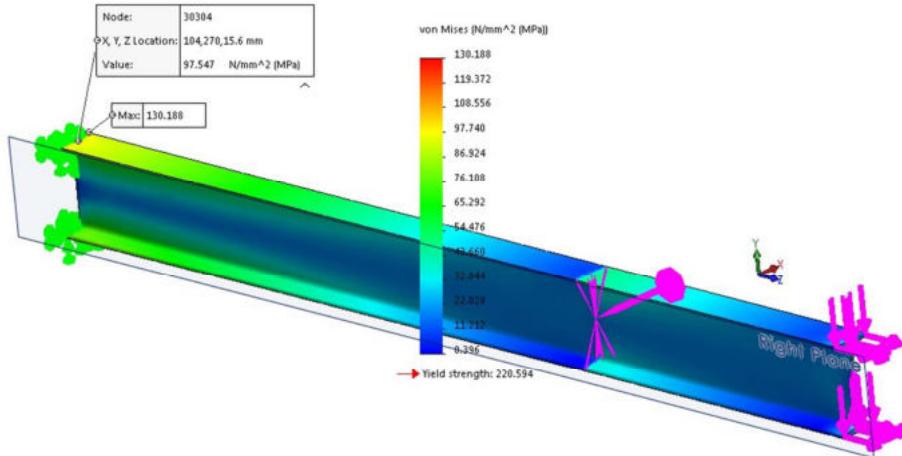


Fig. 4.10.13 Rezultate ale aplicației pentru discretizare solid

- Comparația din tabelul 4.10.1 evidențiază suprapunerile/diferențele valorilor dintre rezultatele simulării numerice și ale calculelor analitice.

Tabel 4.10.1

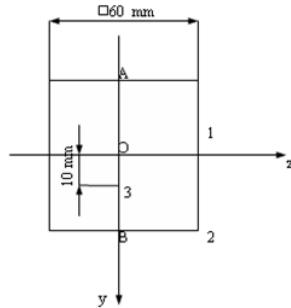
| Parametru | UM | Solid Works Simulation NEF=32894 | Solid Works Simulation NEF=88 | Calcul analitic |
|-----------------------|-----|--|---|---|
| Studiu | - | Aplicația 11 - solid | Aplicația 11 | - |
| Discretizare | | solid | beam | - |
| Tensiune von Mises | MPa | 97,547 concentrator 130,188 figura 4.10.13 | 97,397 figura 4.10.9 | 102,96 figura 4.10.2 |

4.11. Aplicația 11

Se dă o secțiune pătrată a unei bare de oțel ca în [figura 4.11.1](#), [3]/pag. 180 supusă unei forțe excentrice $P=60$ kN. Cunoscând $A=60 \cdot 60=3600 \text{ mm}^2$, $W_z = W_y = l^3/6 = 60^3/6 = 36000 \text{ cm}^3$, să se determine eforturile unitare care apar în punctele A și B în trei cazuri:

- a) forța se aplică în punctul 1;
- b) forța se aplică în punctul 2;
- c) forța se aplică în punctul 3.

Geometria aplicației și rezultatele calculate analitic sunt prezentate în [figura 4.11.1](#).



b) Punctul 2 este situat excentric față de axa oz (el este situat excentric și față de axa oy, dar punctele A și B sunt în acest caz pe axa neutră) și se produce un moment încovoiector:

$$M_z = 30 \cdot 60000 = 18 \cdot 10^5 N \cdot mm$$

$$\sigma_A = -\frac{P}{A} + \frac{M_z}{W_z} = -\frac{60000}{3600} + \frac{18 \cdot 10^5}{36000} = 33,3 N / mm^2.$$

$$\sigma_B = -\frac{P}{A} - \frac{M_z}{W_z} = -\frac{60000}{3600} - \frac{18 \cdot 10^5}{36000} = -66,7 N / mm^2$$

c) Punctul 3 este excentric față de axa oz și se produce momentul încovoiector:

$$M_z = 10 \cdot 60000 = 600000 N \cdot mm$$

$$\sigma_A = -\frac{P}{A} + \frac{M_z}{W_z} = -\frac{60000}{3600} + \frac{600000}{36000} = 0 N / mm^2.$$

$$\sigma_C = -\frac{P}{A} - \frac{M_z}{W_z} = -\frac{60000}{3600} - \frac{600000}{36000} = -33,4 N / mm^2.$$

Fig. 4.11.1 Geometria și rezultate ale aplicației 11

Deoarece lungimea barei nu intră în formule, dar este necesară în SolidWorks, se va adopta valoarea 500 mm.

Schița din planul **Right** (pătratul 60 x 60 mm centrat în origine) se va extruda pe distanța de 500 mm, **figura 4.11.2**.

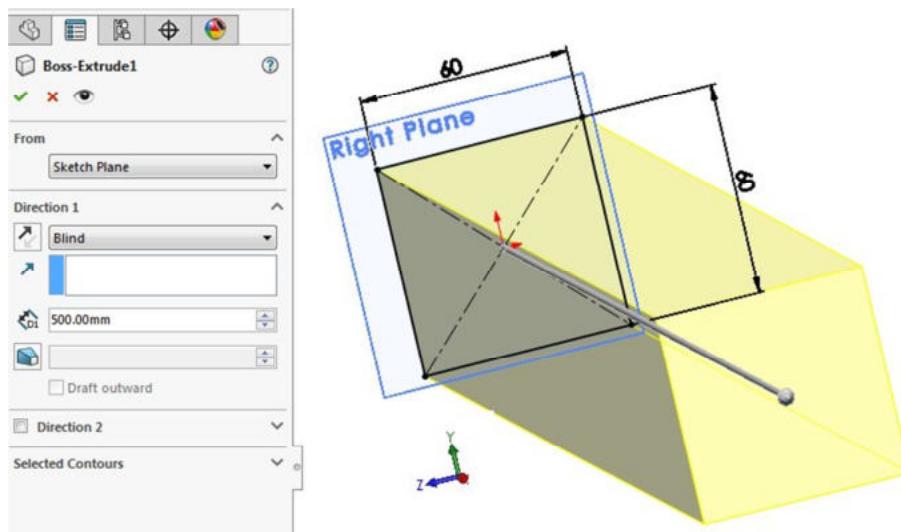


Fig. 4.11.2 Extrudarea păratului 60 x 60

Într-o schiță generată pe fața din dreapta a paralelipipedului creat (opusă planului **Right**) se vor trasa două linii perpendiculare simetrice; comanda **Split Line**, opțiunea **Projections**, va diviza această față în patru fețe, figura 4.11.3, creând astfel posibilitatea măsurării tensiunii în punctele A și B.

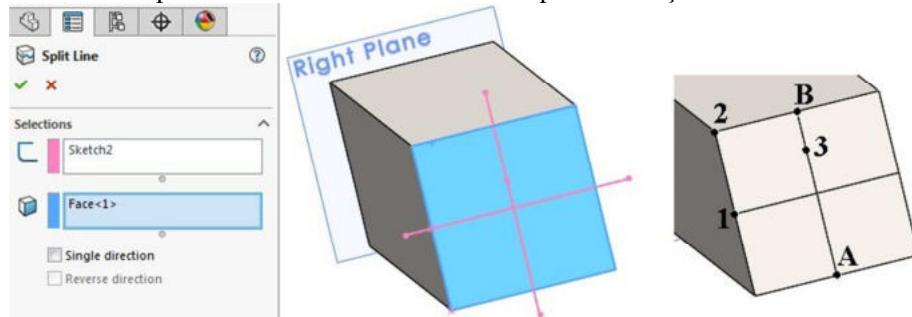


Fig. 4.11.3 Comanda **Split Line**

Se vor crea trei studii de simulare: **Aplicatia 11-a**, **Aplicatia 11-b**, **Aplicatia 11-c**. În toate aceste studii materialul selectat din biblioteca SolidWorks va fi: **Plain Carbon Steel**, iar geometria se va fixa pe fața din stânga (cea din planul **Right**) prin restrângerea de tip **Fixed Geometry**. Discretizarea s-a realizat de tip solid: **Mesh Parameters > Standard mesh**; se vor genera NEF=7714 elemente finite. Forță de compresiune 60000 N se aplică printr-o forță de tip **Remote Loads**, deoarece punctul de aplicare se poate specifica prin coordonate în raport cu sistemul de referință global, dar efectul acestoria se va transmite pe toate cele 4 fețe create anterior prin comanda **Split Line**.

Astfel, pentru studiul **Aplicatia 11-a** punctul de aplicare este punctul **1** din figura 4.11.3, definit de coordonatele: X=500, Z=0, Z=30, figura 4.11.4.

Pentru studiul **Aplicatia 11-b** punctul de aplicare este punctul **2** din figura 4.11.3, definit de coordonatele: X=500, Z=30, Z=30, figura 4.11.5.

Pentru studiul **Aplicatia 11-c** punctul de aplicare este punctul **3** din figura 4.11.3, definit de coordonatele: X=500, Z=10, Z=0, figura 4.11.6.

Valorile tensiunii pe direcția X **Stress 1** (- X normal-) măsurate în SolidWorks prin comanda **Probe** în punctele A și B sunt prezentate în figurile 4.11.7 ÷ 4.11.9 și centralizate în tabelul 4.11.1, comparativ cu valorile analitice.

Tabel 4.11.1

| Studiu | UM | Solid Works Simulation | | Calcul analitic | |
|------------------------|-----|------------------------|---------------|-----------------|---------------|
| Stress 1 (- X normal-) | MPa | σ_{xA} | σ_{xB} | σ_{xA} | σ_{xB} |
| Aplicatia 11-a | MPa | -16.65 | -16.68 | -16.7 | -16.7 |
| Aplicatia 11-b | MPa | 33.34 | -66.61 | 33.3 | -66.7 |
| Aplicatia 11-c | MPa | 0 | -33.31 | 0 | -33.4 |

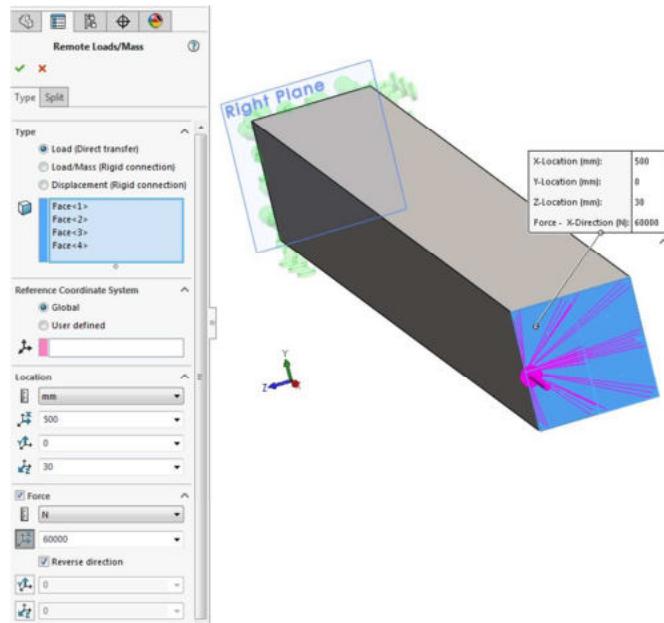


Fig. 4.11.4 Comanda **Remote Load** pentru studiul *Aplicatia 11-a*

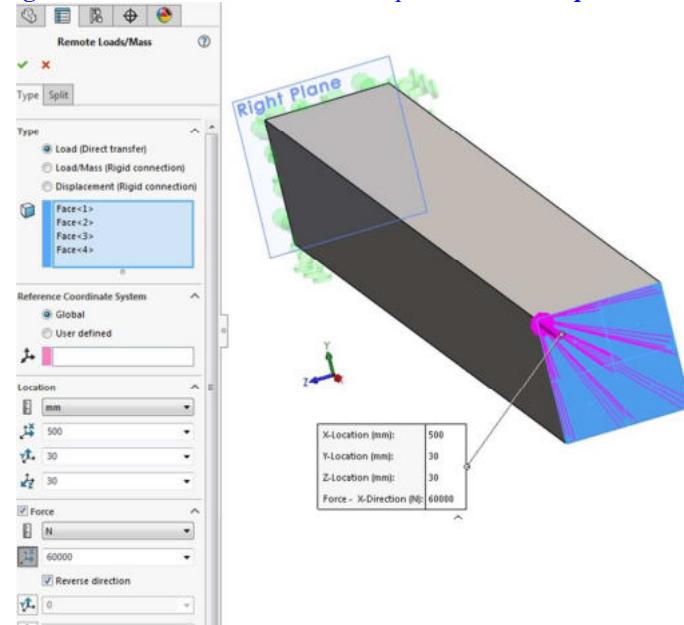


Fig. 4.11.5 Comanda **Remote Load** pentru studiul *Aplicatia 11-b*

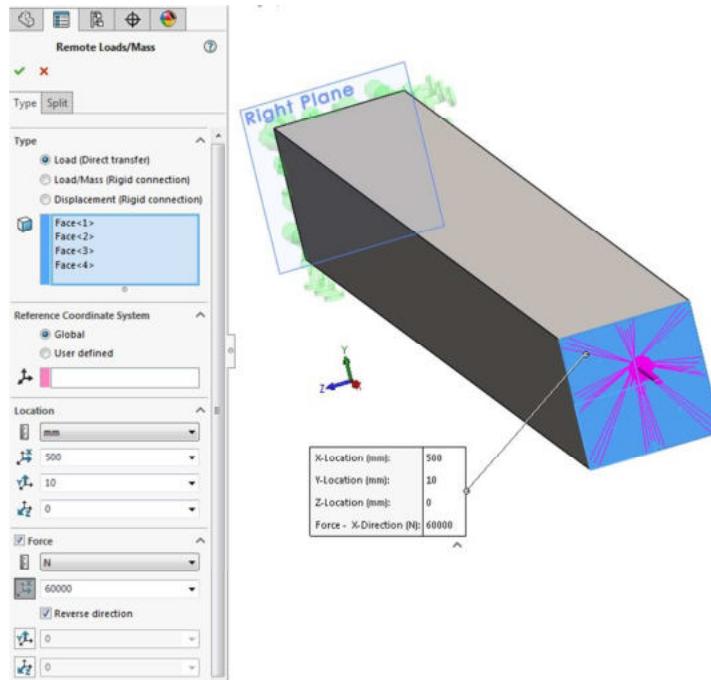


Fig. 4.11.6 Comanda *Remote Load* pentru studiul *Aplicatia 11-c*

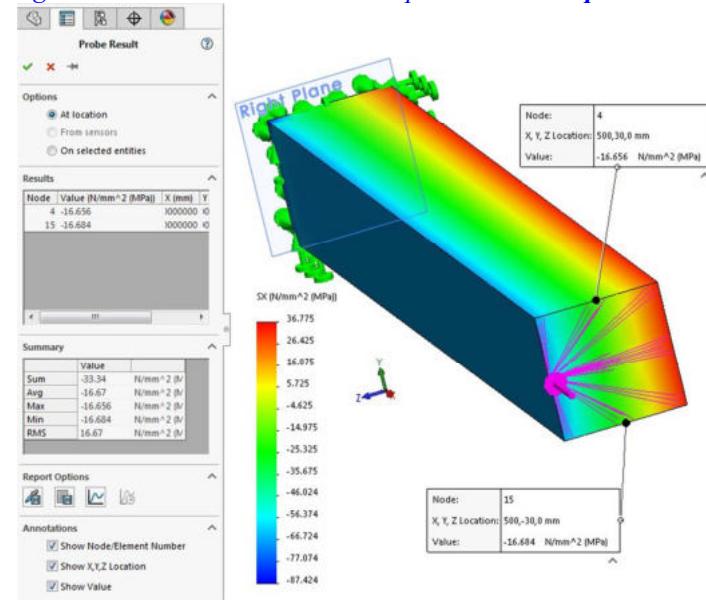


Fig. 4.11.7 Tensiunea σ_x pentru studiul *Aplicatia 11-a*

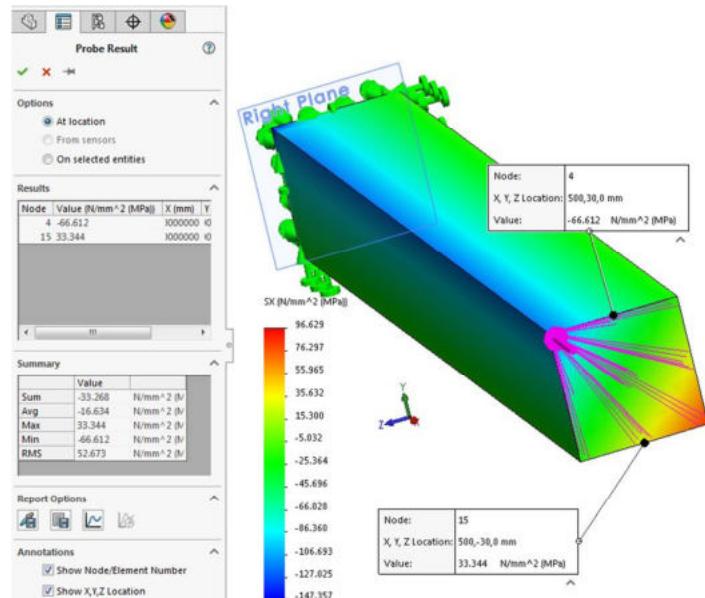


Fig. 4.11.8 Tensiunea σ_x pentru studiul Aplikatia 11-b

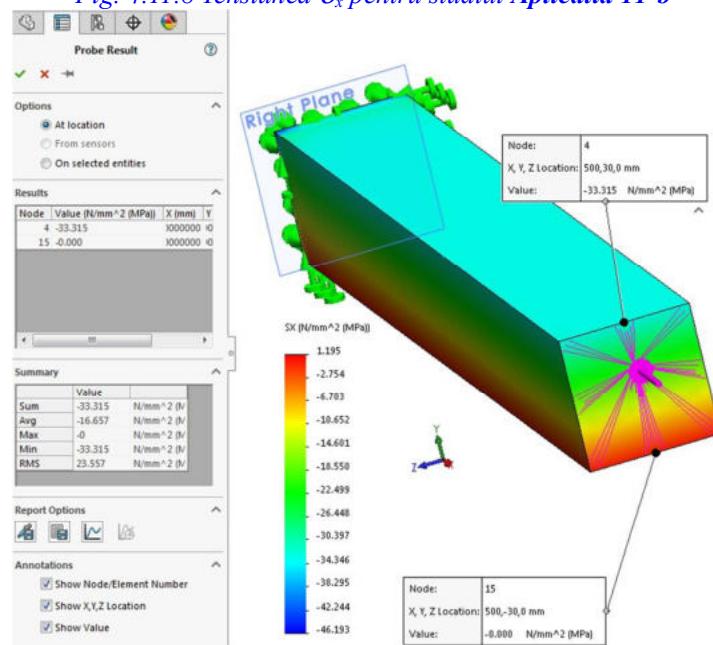
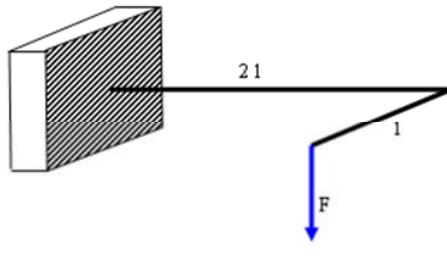


Fig. 4.11.9 Tensiunea σ_x pentru studiul Aplikatia 11-c

4.12. Aplicația 12

Să se verifice bara din figura 4.12.1, [3]/pag. 186, realizată din oțel cu $\sigma_a = 120 \text{ N/mm}^2$ de diametru $d=50 \text{ mm}$, solicitată de o forță $F=500 \text{ N}$. Se cunoaște $l=1000 \text{ mm}$.



Datorită forței F și a brațului 1 apare momentul de răscuire :

$$M_t = F \cdot l = 500 \cdot 1000 = 5 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

Momentul încovoietor are valoarea maximă în încastrare :

$$M_{t \max} = F \cdot 2l = 500 \cdot 2000 = 1 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

Efortul unitar maxim datorat torsionii este:

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{W_p} = \frac{5 \cdot 10^5}{\frac{3,14 \cdot 50^3}{16}} = 20,37 \text{ N/mm}^2.$$

Efortul unitar maxim datorat încovoierii este: $\sigma_{\max} = \frac{M_i}{W} = \frac{1 \cdot 10^6}{\frac{3,14 \cdot 50^3}{32}} = 81,48 \text{ N/mm}^2$.

Efortul unitar maxim echivalent va fi:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4 \cdot \tau_{\max}^2} = \sqrt{81,48^2 + 4 \cdot 20,37^2} = 91,09 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_e = 91,09 \text{ N/mm}^2 < \sigma_a.$$

Fig. 4.12.1 Geometria aplicației 12 și rezultate calculate analitic

În planul **Top** se va trasa schița 1 din figura 4.12.2, constând din două linii, prima de lungime 2000 mm, orientată pe direcția axei X și cu primul punct în originea sistemului, iar a doua linie, perpendiculară pe prima, de lungime 1000 mm, orientată pe direcția axei Z.

În planul **Right** se va trasa schița 2 din figura 4.12.2, constând din cercul de diametru 60 mm, centrat în originea sistemului (care coincide cu primul punct al liniei de lungime 2000 mm).

Prin comanda **Sweep** se va genera geometria 3D a barei, unde schița 1 este trajectoria (**Path**), iar schița 2 este profilul (**Profile**) dispus pe traectorie, figura 4.12.3.

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 12**”.
- Definire material din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.

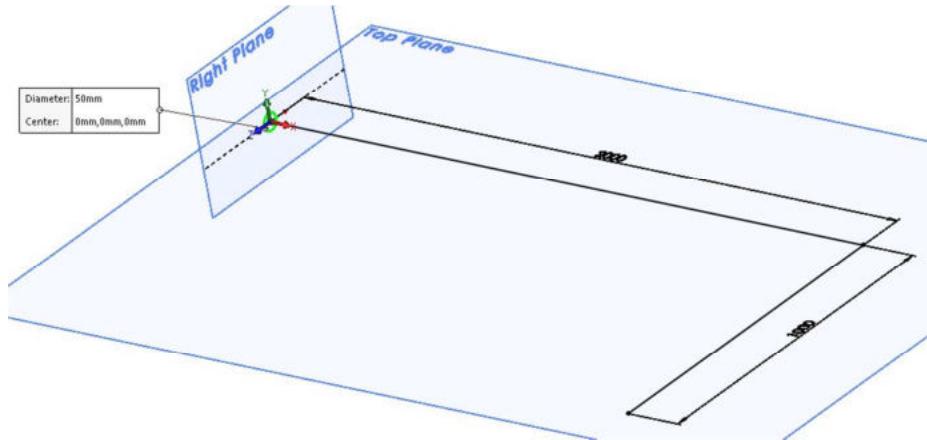


Fig. 4.12.2 Schițele aplicației 12

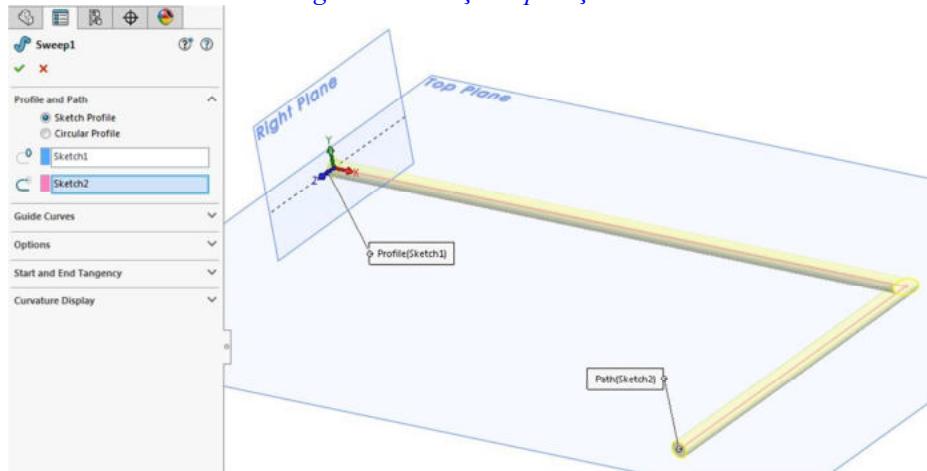


Fig. 4.12.3 Comanda Sweep

- Geometria se va fixa pe fața din stînga prin restrângerea de tip **Fixed Geometry**, figura 4.12.4.
- Bara se va încărca cu forță 500 N, pe capătul tronosnului de lungime 1000 mm, utilizînd ca referință planul **Top**, figura 4.12.4.
- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Standard mesh**; se vor genera NEF=9626 elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Valoarea maximă a tensiunii **Stress1 (-von Mises)** este 89,153 MPa, figura 4.12.5, localizată în încastrare, comparativ cu valoarea calculată analitic 91,09 MPa, figura 4.12.1.

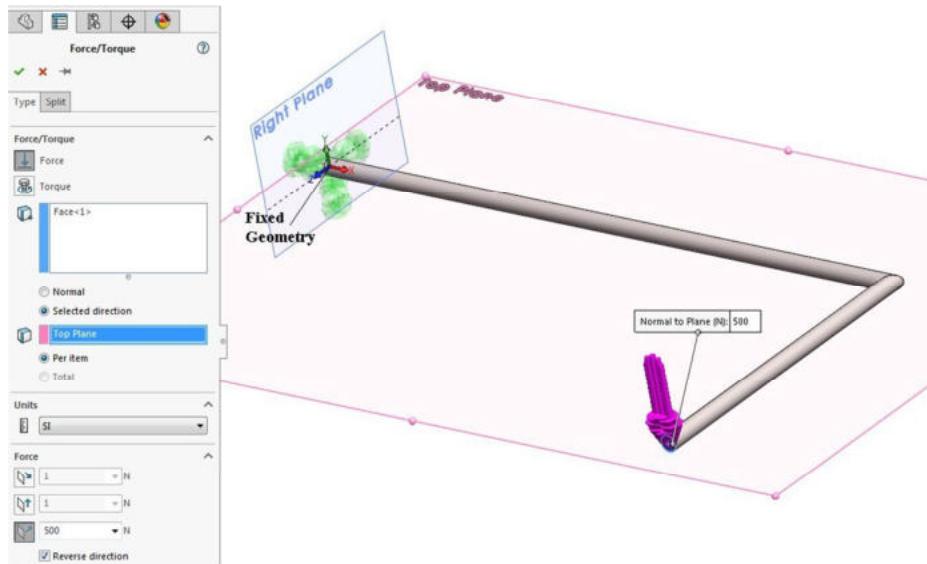


Fig. 4.12.4 Fixarea și încărcarea barei

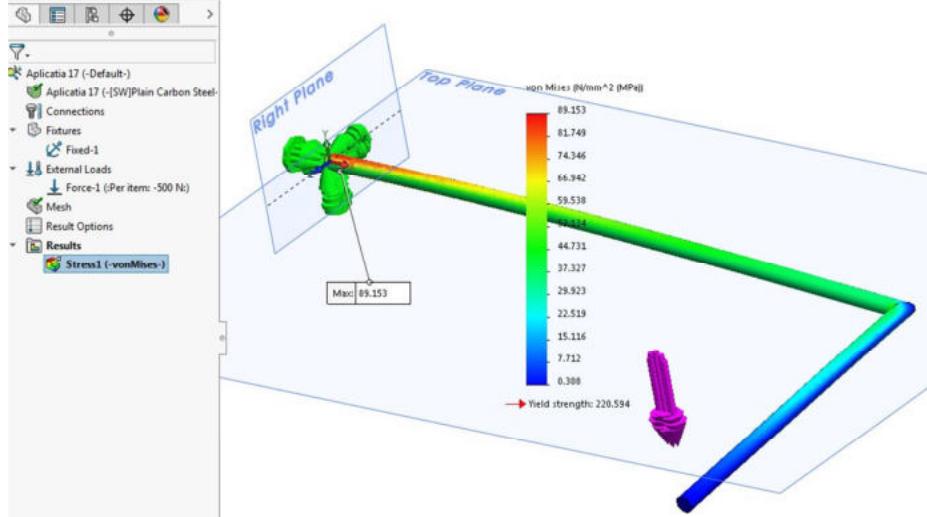
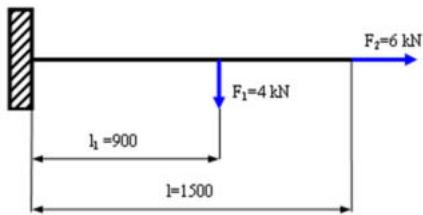


Fig. 4.12.5 Distribuția de tensiuni von Mises

4.13. Aplicația 13

Să se verifice bara din figura 4.13.1, [3]/pag. 187 confecționată din oțel cu $\sigma_a = 120 \text{ N/mm}^2$, cu secțiunea pătrată de latură $a=60 \text{ mm}$, solicitată de forțele $F_1=4 \text{ kN}$ și $F_2=6 \text{ kN}$ dispuse conform figurii.



Secțiunea periculoasă este în încastrare, unde există momentul încovoietor :

$$M_i = F_1 \cdot l_1 = 4000 \cdot 900 = 36 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

și forța axială : $N = F_2 = 6000 \text{ N}$

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_i}{W_z} \leq \sigma_a$$

unde: $A = a^2 = 60^2 = 3600 \text{ mm}^2$

$$W_z = \frac{a^3}{6} = \frac{60^3}{6} = 36000 \text{ mm}^3$$

rezultă:

$$\sigma = \frac{6000}{3600} + \frac{36 \cdot 10^5}{36000} = 101,67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_a = 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Fig. 4.13.1 Geometria aplicatiei 13 și rezultate calculate analitic

Geometria barei se va genera prin două extrudări succesive, figura 4.13.2. Pentru prima extrudare, orientată pe direcția axei X, de lungime 900 mm, se folosește schița trasată în planul **Right**, schiță care constă dintr-un pătrat 60 x 60 mm, centrat în origine. A doua extrudare, de lungime 600 mm, folosește același pătrat, trasat în planul feței din dreapta a primei extrudări; extrudarea se va genera cu opțiunea **Merge results** dezactivată, astfel se vor genera două solide, între acestea se va crea față intermediară pe care se va aplica forța $F_1=4 \text{ kN}$.

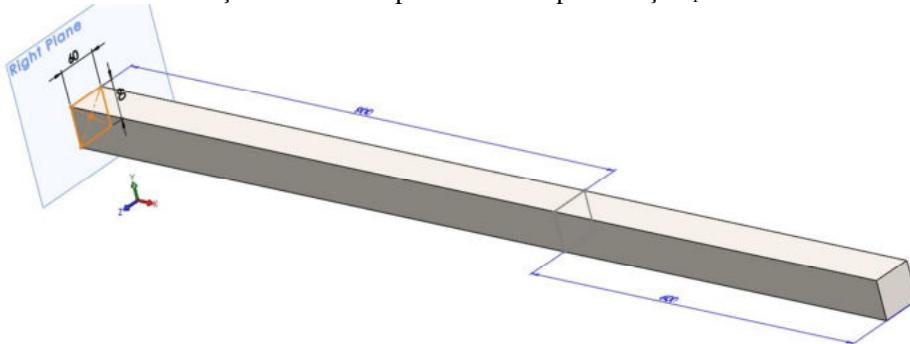


Fig. 4.13.2 Geometria 3D a aplicatiei 13

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 13**”.
- Pentru ambele solide, se va defini materialul din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Geometria se va fixa pe fața din stânga a primului solid prin restrângerea de tip **Fixed Geometry**, figura 4.13.3.
- Bara se va încărca cu forța 4000 N, pe fața intermediară, utilizând ca referință planul **Top**, figura 4.13.3.

- Bara se va încărca cu forță 6000 N, normală pe față din dreapta a celui de-al doilea solid, [figura 4.13.3](#).
- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Standard mesh**; se vor genera $NEF=6216$ elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.
- Valoarea maximă a tensiunii **Stress1 (-von Mises)** este 101,891 MPa, [figura 4.13.4](#), localizată în încastrare, comparativ cu valoarea calculată analitic 101,67 MPa, [figura 4.13.1](#).

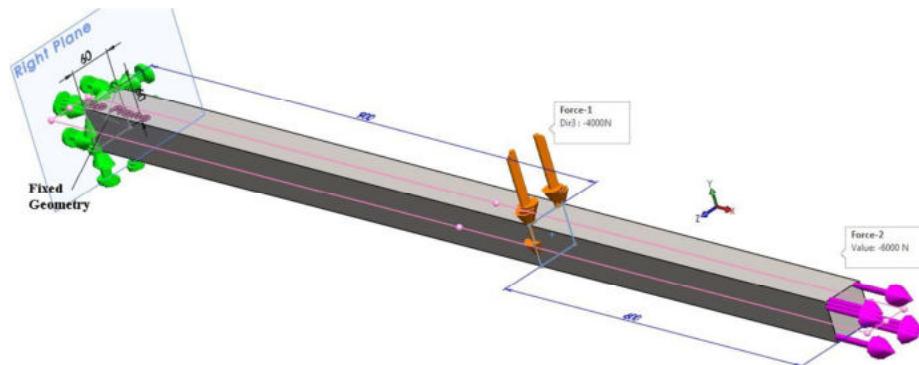


Fig. 4.13.3 Fixarea și încărcarea barei

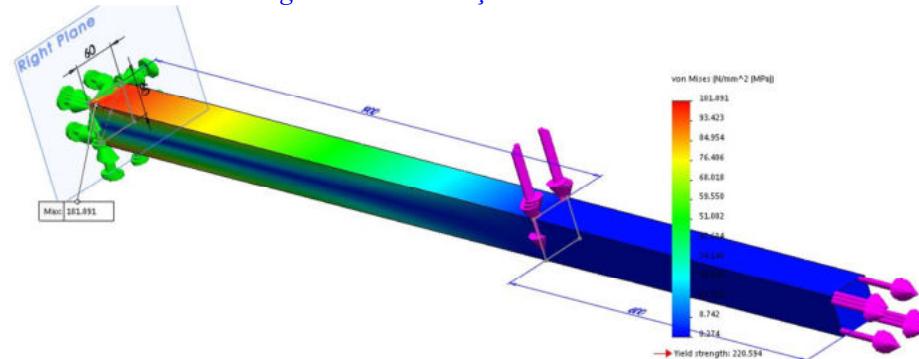
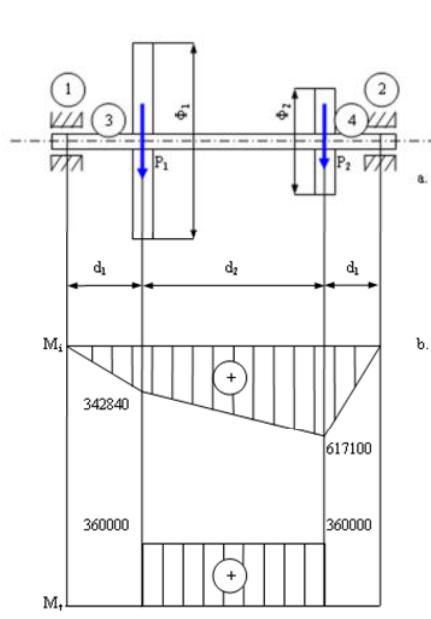


Fig. 4.13.4 Distribuția de tensiuni von Mises

4.14. Aplicația 14

Să se determine pentru mecanismul de ridicare din [figura 4.14.1](#), [3]/pag. 187, diametrul arborelui cu secțiunea circulară și sarcina P_1 care se poate ridica, dacă se cunosc: $P_2=1200$ N, $d_1=600$ mm, $d_2=1600$ mm, $\Phi_1=1800$ mm, $\Phi_2=60$ mm, $\sigma_{ai}=60$ N/mm².



Momentele de răsucire :

$$M_{i3} = 0$$

$$M_{i34} = P_1 \cdot R_1 = 400 \cdot 900 = 360000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{i42} = 0$$

Momentul încovoiector echivalent după teoria III de rezistență a efortului unitar tangențial maxim :

Fig. 4.14.1 Geometria aplicatiei 14 și rezultate calculate analitic

Desenul de execuție al aplicatiei 14 este prezentat în [figura 4.14.2](#). În SolidWorks geometria 3D a barei se va genera într-un singur solid, conform cotelor din [figura 4.14.2](#).

- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 14**”.
- Se va defini materialul din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Geometria se va fixa pe fața din stânga a solidului prin restrângerea de tip **Fixed Geometry**, [figura 4.14.3](#).

În cazul arborilor se întâlnește frecvent în practică solicitarea compusă de încovoiere și răsucire. Un element supus unei astfel de solicitări se dimensionează numai la încovoiere după care se verifică cu ajutorul uneia din relațiile corespunzătoare teoriilor de rezistență. Sarcina P_1 rezultă dintr-o ecuație de momente : $P_1 \cdot R_1 = P_2 \cdot R_2$

$$P_1 = \frac{P_2 \cdot R_2}{R_1} = \frac{1200 \cdot 300}{900} = 400 \text{ N.}$$

Pentru determinarea reacțiunilor din reazeme se scriu ecuațiile de echilibru static:

$$\sum M_1 = N_2 \cdot 2800 - P_2 \cdot 2200 - P_1 \cdot 600 = 0 \Rightarrow$$

$$N_1 = 571,4 \text{ N}$$

$$\sum M_2 = N_1 \cdot 2800 - P_1 \cdot 2200 - P_2 \cdot 600 = 0 \Rightarrow$$

$$N_2 = 1028,5 \text{ N}$$

Momentele încovoietoare :

$$M_{i1} = 0, \quad M_{i2} = 0$$

$$M_{i3} = N_1 \cdot x = N_1 \cdot 600 = 342840 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{i4} = N_1 \cdot 2200 - P_1 \cdot 1600 = 617100 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{ie} = \sqrt{M_i^2 + M_i^2} = \sqrt{617100^2 + 360000^2} = 714400 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Modulul de rezistență axial necesar :

$$W_{nec} = \frac{M_{ie}}{\sigma_a} = \frac{714400}{60} = 11900 \text{ mm}^3.$$

Dimensionarea arborelui :

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_{nec}}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 11900}{3,14}} = 49,5 \text{ mm.} \Rightarrow$$

Se alege $d=50 \text{ mm}$.

- Bara se va încărca cu momentul $M_{t34}=360 \text{ N}\cdot\text{m}$, pe fiecare din suprafețele laterale ale cilindrilor de diametru 1800 mm respectiv 60 mm, utilizând ca referință planul Top, figura 4.13.3.

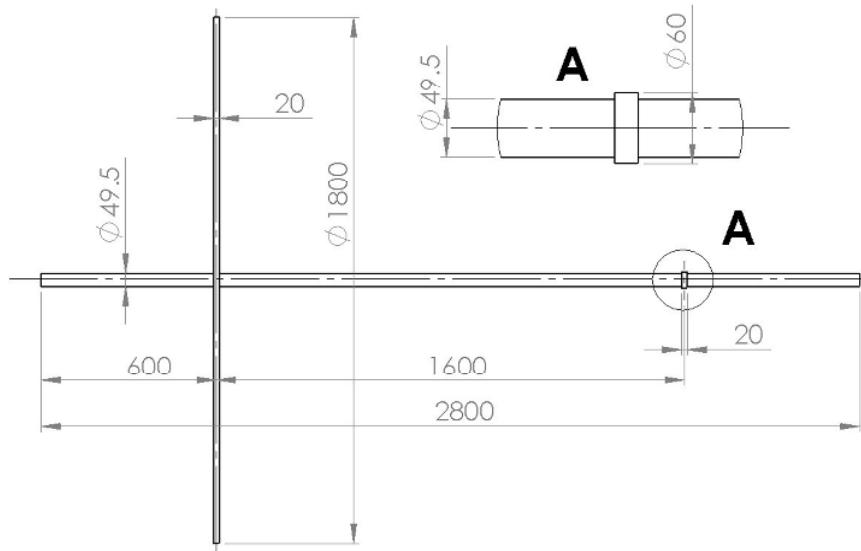


Fig. 4.14.2 Desenul de execuție al aplicației 14

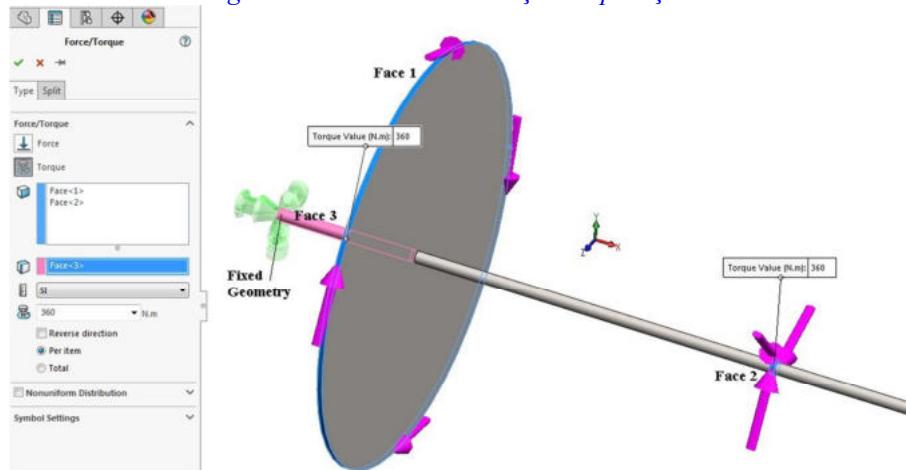


Fig. 4.14.3 Fixarea și încărcarea barei

- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Standard mesh**; se vor genera NEF=6216 elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.

- Valoarea maximă a tensiunii (-von Mises-) este 57,371 MPa, figura 4.14.4, localizată în încastrare, comparativ cu valoarea calculată analitic 60 MPa, figura 4.14.1.

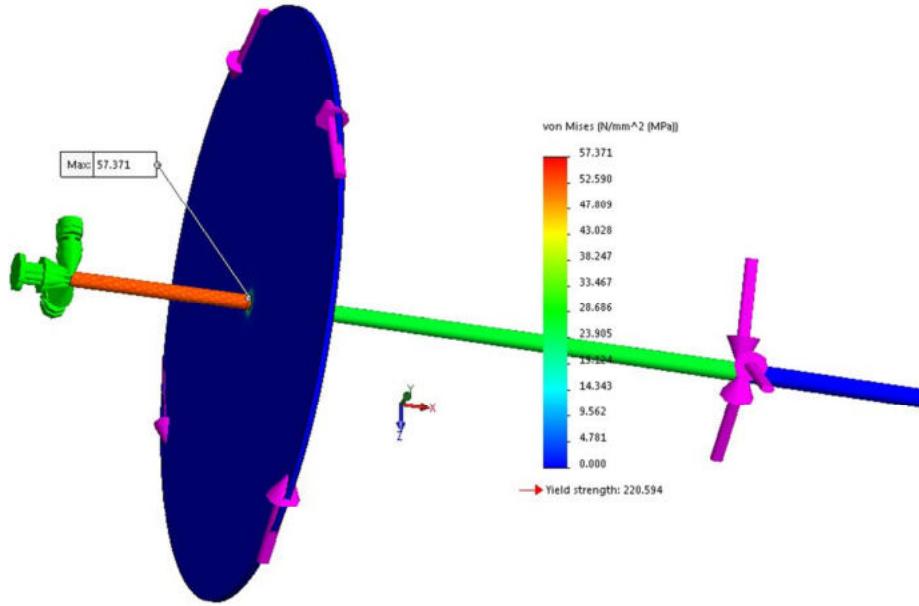
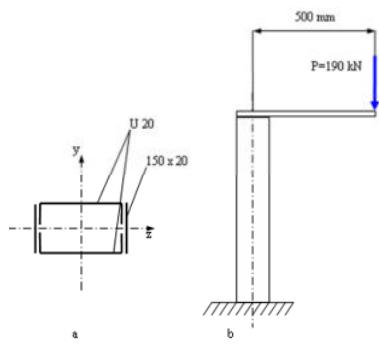


Fig. 4.14.4 Distribuția de tensiuni von Mises

4.15. Aplicația 15

Se consideră o structură de rezistență solicitată la încovoiere și compresiune de o forță axială concentrică ca în figura 4.15.1, [3]/pag. 184. Stâlpul are secțiunea formată din două profile U20 și două platbande 150 x 20 mm, iar forță excentrică de compresiune este P=190 kN, cu punctul de aplicatie de coordonate (500 mm, 0). Să se verifice stâlpul, să se determine poziția axei neutre și să se reprezinte variația efortului unitar total pe secțiuni. Se consideră $\sigma_{at} = \sigma_{ac} = 140 \text{ N/mm}^2$, iar pentru profil: $I_z = 19,1 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$, $A = 3220 \text{ mm}^2$. Geometria aplicației și rezultatele calculate analitic sunt prezentate în figura 4.15.1.

- Click Tools → Add-Ins.
- Se va selecta modulul **Toolbox Utilities**; prin selecția acestuia în secțiunea **Active Add-ins** modulul va fi disponibil numai în sesiunea de lucru curentă; prin selecția acestuia în secțiunea **Start Up** modulul va fi automat încărcat la fiecare sesiune de lucru. Meniul principal va fi suplimentat cu opțiunea **Tools → Toolbox**.



Aria secțiunii transversale :

$$A = 2 \cdot 150 \cdot 20 + 2 \cdot 3220 = 12440 \text{ mm}^2$$

Momentul de inerție față de axa oy :

$$I_y = 2 \cdot \left(\frac{150 \cdot 20^3}{12} + 150 \cdot 20 \cdot 110^2 \right) + 2 \cdot 19,1 \cdot 10^6 = 111 \cdot 10^6 \text{ mm}^4.$$

Efortul unitar total în cazul unei forțe care acționează în punctul de coordonate (y, z) este:

$$\begin{aligned} \sigma &= \pm \frac{P}{A} \pm \frac{M_z}{W_z} \pm \frac{M_y}{W_y} \Rightarrow \sigma = \pm \frac{P}{A} \pm \frac{M_z \cdot y_i}{I_z} \pm \frac{M_y \cdot z_i}{I_y} \\ \Rightarrow \sigma &= \pm \frac{P}{A} \pm \frac{P_y \cdot y_i}{I_z} \pm \frac{P_z \cdot z_i}{I_y} \end{aligned}$$

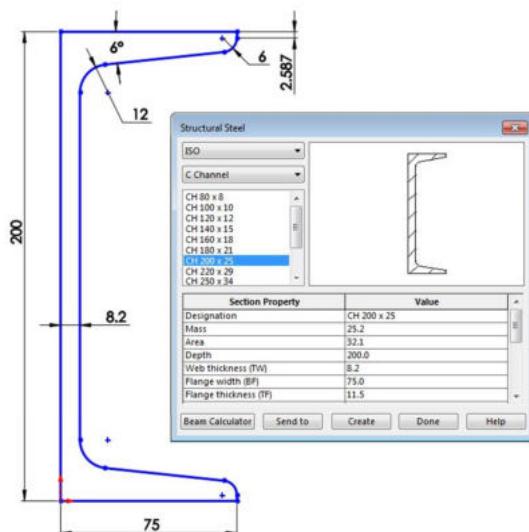
Pentru forță care acționează pe axa oz, într-un punct de coordonate (0, z):

$$\sigma = \pm \frac{P}{A} \pm \frac{P_z \cdot z_i}{I_y}; \quad \sigma_{\max} = -\frac{P}{A} - \frac{P_z \cdot z_i}{I_y} = -\frac{190000}{12440} - \frac{190000 \cdot 500 \cdot 120}{111 \cdot 10^6} = -118 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{\max} < \sigma_{ac}$$

$$\sigma_{\min} = -\frac{190000}{12440} - \frac{190000 \cdot 500 \cdot (-120)}{111 \cdot 10^6} = 87,4 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{at}.$$

Fig. 4.15.1 Geometria aplicației 15 și rezultate calculate analitic

- Din meniul **Tools → Toolbox → Structural Steel** se va activa fereastra **Structural Steel**, figura 4.15.2;
- Din fereastră se va selecta standardul **ISO** și tipul de profile **C Channel**, urmat de selecția profilului **CH 200 x 25** și de confirmare pe butonul **Create**; acest tip de profil este cel mai apropiat de profilul impus U20.
- Geometria profilului - **Sketch1** - din figura 4.15.2 se va genera automat în planul **Front (XY)**.



*Fig. 4.15.2
Geometria
profilului CH 200
x 25*

- Din meniul generat prin buton dreapta pe **Sketch1** în arborele de operații (**Feature Manager**) se selectează opțiunea **Edit Sketch Plane** pentru a muta schița în planul **Right (YZ)**; acest pas nu este obligatoriu, fiind dictat numai de dorința de a genera extrudarea schiței pe direcția X, care este perpendiculară pe planul **Right**.
- Se editează schița **Sketch1** și se finalizează aceasta conform [figura 4.15.3](#); profilul se oglindește și se adaugă două dreptunghiuri 20×150 , pentru a corespunde geometriei din datele problemei.

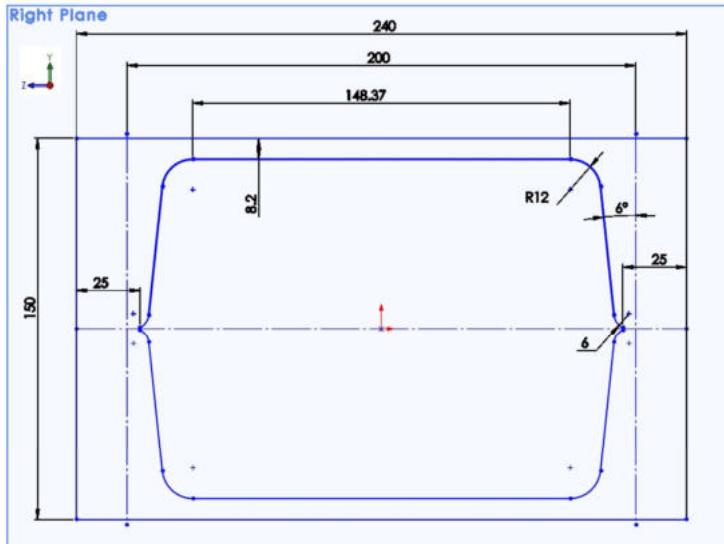


Fig. 4.15.3 Geometria finală a schiței

- Schița anterior creată, din [figura 4.15.3](#), se extrudează prin comanda **Extruded Boss/Base** pe distanță de 1000 mm, pe direcția lui X pozitiv.
- Activare modul **SolidWorks Simulation**.
- Creare studiu de simulare de tip static și numele “**Aplicația 15**”.
- Se va defini materialul din biblioteca SolidWorks: **Plain Carbon Steel**.
- Geometria se va fixa pe fața din planul **Right** a solidului prin restrângerea de tip **Fixed Geometry**, [figura 4.15.4](#).
- Pentru că nu interesează distribuția tensiunii pe bara de lungime 500 mm și pentru a evita generarea geometriei acesteia, geometria profilului se va încărca cu forță la distanță (**Remote Loads**) $F=190000$ N, care se va aplica în punctul de coordonate $X=1000$, $Y=0$, $Z=500$ mm, pe fața opusă planului **Right**, [figura 4.15.4](#).
- Se lansează comanda **Mesh** pentru discretizare de tip solid: **Mesh Parameters > Standard mesh**; se vor genera NEF=9995 elemente finite.
- Se calculează studiul de analiză cu comanda **Run**.

- Valoarea tensiunii **SX Stress (-X normal)** în punctul de coordonate X=1000, Y=0, Z= +120 mm este de -117.893 MPa, [figura 4.15.4](#), comparativ cu valoarea calculată analitic -118 MPa, [figura 4.15.1](#), ambele indicând compresiune.
- Valoarea tensiunii **SX Stress (-X normal)** în punctul de coordonate X=1000, Y=0, Z= -120 mm este de 87,22 MPa, [figura 4.15.4](#), comparativ cu valoarea calculată analitic 87,4 MPa, [figura 4.15.1](#), ambele indicând întindere.

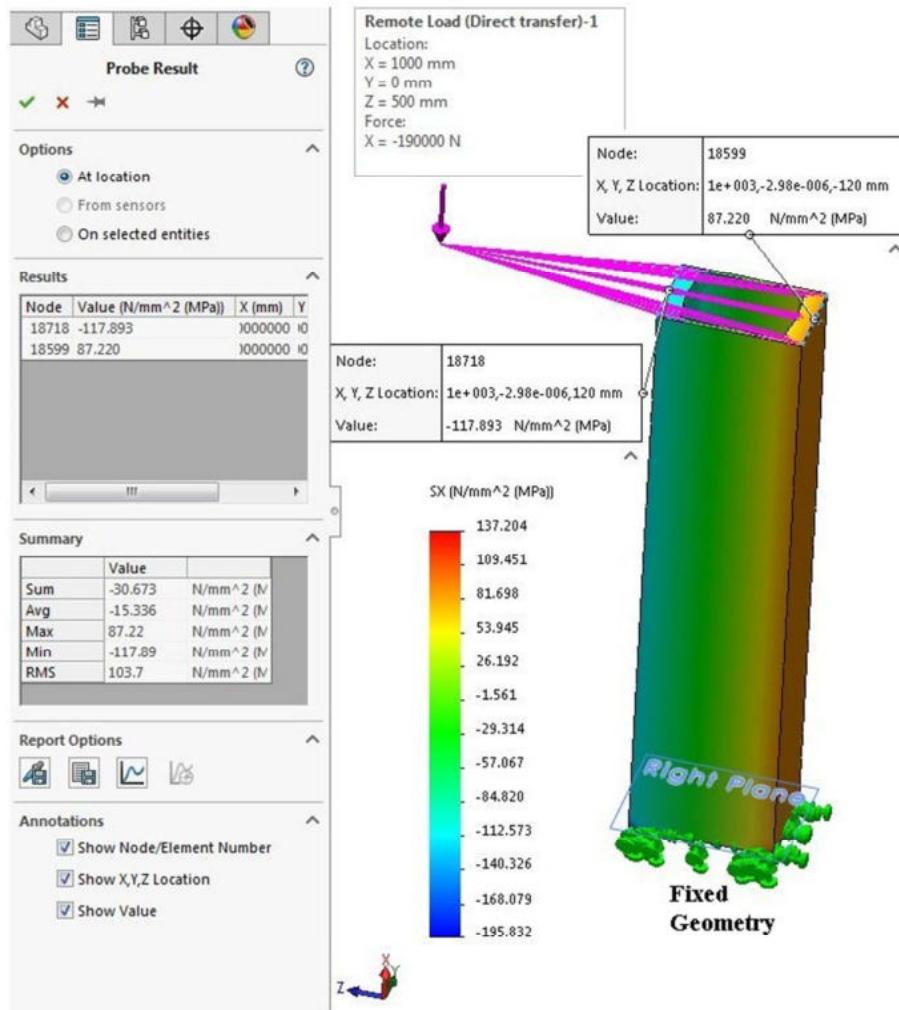


Fig. 4.15.4 Fixarea, încărcarea barei și tensiuni SX

Capitolul 5

FLAMBAJ

5.1 Considerente teoretice referitoare la flambaj

În acest paragraf se vor expune după [2] concepte teoretice referitoare la stabilitatea statică a barelor zvelte.

O particularitate a barelor zvelte o constituie sensibilitatea acestora în raport cu eforturile de compresiune. Există pericolul ca în zonele comprimate bara să-și piardă formă inițială de echilibru. Deci forma de echilibru a barelor poate fi *stabilă* sau *instabilă*. Pierderea stabilității sistemelor deformabile sub acțiunea forțelor se numește *flambaj*.

Într-o bară zveltă solicitată la compresiune există pericolul apariției flambajului. Dacă forță atinge o valoare P_f , adică forță devine egală cu *forța critică de flambaj*, atunci bara își pierde formă dreaptă și flambează, în sensul că apar brusc deformații mari de încovoiere și dispare capacitatea barei de a se opune forței în creștere. Forței critice de flambaj îi corespunde o tensiune critică de flambaj σ_f , care se poate calcula din relația de calcul a compresiunii simple:

$$\sigma_f = \frac{P_f}{A} \quad 5.1$$

unde A este aria secțiunii transversale.

Bara nu va flamba dacă ea va fi comprimată cu o forță mai mică decât cea critică de flambaj:

$$P = \frac{P_f}{c_f} \quad 5.2$$

unde c_f este un *coeficientul de siguranță la stabilitate* (la flambaj).

Pericolul deosebit al flambajului este generat de faptul că acest fenomen se produce brusc și nu mai pot fi executate lucrări de consolidare a structurii.

Expresia forței critice de flambaj este următoarea (relația lui Euler):

$$P_f = \frac{n^2 \pi^2 EI_{\min}}{l_f^2} ; \quad P_f = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{l_f^2} \text{ pentru } n=1 \quad 5.3$$

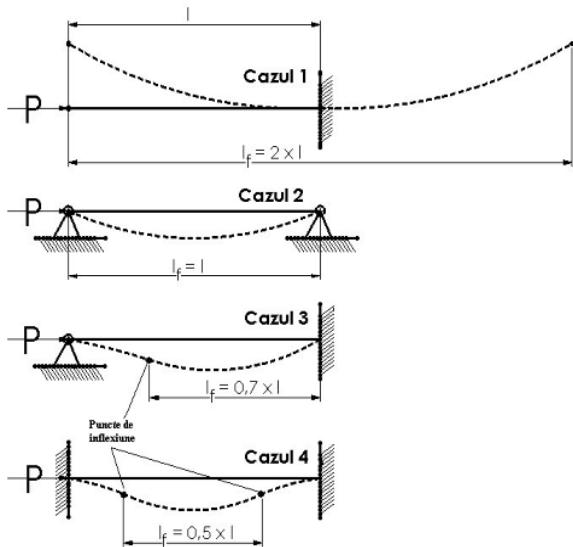
În relația 5.3, produsul EI reprezintă modulul de rigiditate, iar momentul de inerție axial central I al secțiunii transversale corespunde direcției față de care

flambează bara. Flambajul se produce în jurul axei centrale față de care bara prezintă rigiditatea minimă.

Cu valoarea cea mai mică a lui „n”, adică $n=1$, se produce starea de flambaj a barei. Celelalte soluții, corespunzătoare lui $n=2, 3, 4, \dots$ conduc la valori mult mai mari ale forței P_f , care însă nu mai au efect dacă bara a ajuns deja să flambeze la atingerea forței critice celei mai mici, corespunzătoare lui $n=1$.

În cazul fundamental, starea flambată corespunde unei semiunde; lungimea corespunzătoare unei semiunde, adică distanța dintre două puncte de inflexiune consecutive ale stării flambate, se numește *lungime de flambaj*, „ l_f ”.

În funcție de modul de rezemare a capetelor barei, bara poate flamba prin mai multe semiunde; în practică se consideră cele patru cazuri de rezemare a barei drepte, reprezentate în [figura 5.1.1](#).



Cazul 1: bara încastrată la un capăt și liberă la celălalt:

$$l_f = 2 \cdot l$$

Cazul 2: bara articulată la ambele capete - caz fundamental:

$$l_f = l$$

Cazul 3: bara articulată la un capăt și încastrată la celălalt:

$$l_f = 0,7 \cdot l$$

Cazul 4: bara încastrată la ambele capete:

$$l_f = 0,5 \cdot l$$

Fig. 5.1.1 Expresia lungimii de flambaj funcție de modul de rezemare a barei

Forței critice de flambaj îi corespunde în secțiunea transversală a barei o tensiune critică de flambaj:

$$\sigma_f = \frac{P_f}{A} = \frac{\pi^2 E}{A} \left(\frac{I}{l_f} \right)_{\min}^2 = \pi^2 E \left(\frac{i}{l_f} \right)_{\min}^2 = \frac{\pi^2 E}{\lambda_{\max}^2} \quad 5.4$$

unde s-a notat cu λ raportul dintre lungimea de flambaj „ l_f ” și raza de inerție „ i ” a secțiunii transversale:

$$\lambda = \frac{l_f}{i} = \left(\frac{l_f}{i} \right)_{\max} \quad 5.5$$

Mărimea λ se numește *coeficient de zveltețe* sau *coeficient de subțirime*. Acest coeficient poate avea valori diferite în plane longitudinale centrale ale barei. Flambajul se produce în primul rând perpendicular pe planul longitudinal în care coeficientul de zveltețe are valoare maximă, ceea ce înseamnă că:

$$\lambda_{\max} = \frac{l_f}{i_{\min}} \quad 5.6$$

Din relația 5.4 rezultă că tensiunea critică de flambaj depinde de materialul barei (prin modulul de elasticitate E) și de zveltețea ei. Cu cât bara este mai zveltă, cu atât este mai mare pericolul de flambaj, căci tensiunea la care bara flambează are valoarea mai mică.

Relația lui Euler este dedusă din ecuația diferențială a fibrei medii deformate, care are la bază legea lui Hooke, adică proporționalitatea dintre tensiuni și deformații.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad 5.7$$

unde E este modulul de elasticitate longitudinal, iar ε este luncarea specifică.

În consecință, relația lui Euler referitoare la flambaj este valabilă numai în măsura în care este satisfăcută legea lui Hooke, ceea ce înseamnă că tensiunea critică de flambaj este mai mică decât tensiunea corespunzătoare limitei de proporționalitate a materialului:

$$\sigma_f = \frac{\pi^2 E}{\lambda_{\max}^2} < \sigma_p \quad 5.8$$

de unde rezultă un coeficient de zveltețe λ_o , care delimită domeniul de valabilitate al formulei lui Euler și care depinde numai de materialul barei:

$$\lambda_{\max} \geq \lambda_o = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_p}} \quad 5.9$$

Cu cât materialul este mai rezistent, cu atât λ_o este mai mic, deci domeniul de valabilitate al relației lui Euler este mai mare. Deci, acest coeficient λ_o delimită două domenii în calculul la flambaj al barelor solicitate la compresiune:

- dacă $\lambda_{\max} > \lambda_o$ atunci flambajul se numește *elastic*; bara flambează înainte ca legea lui Hooke să-și piardă valabilitatea;
- dacă $\lambda_{\max} < \lambda_o$ atunci flambajul se numește *plastic*; bara flambează numai după ce tensiunea de compresiune o depășește pe cea corespunzătoare limitei de proporționalitate; pentru acest caz se folosesc relații empirice, rezultate din

încercări la flambaj, relații care permit calculul tensiunii critice de flambaj σ_f în funcție de coeficientul de zveltețe al barei λ_{\max} . Cea mai uzuală este relația lui Tetmajer-Iasinski:

$$\sigma_f = a - b \cdot \lambda_{\max} \leq \sigma_c \quad 5.10$$

de unde rezultă condiția:

$$\lambda_{\max} > \lambda_i = \frac{a - \sigma_c}{b} \quad 5.11$$

Dacă $\lambda_{\max} < \lambda_i$ atunci bara se calculează numai la compresiune.

Tabelul 5.1 prezintă mărimi specifice flambajului pentru diferite materiale [2], [5]:

Tabel 5.1

Mărimi specifice flambajului pentru diferite materiale

| Material | σ_c N/mm ² | E N/mm ² | λ_o | λ_i | Relația lui Tetmajer-Iasinski σ_f [N/cm ²] |
|--|---------------------------------|------------------------|-------------|-------------|---|
| OL 37 cu $\sigma_r = 360$ N/mm ² | 240 | $2.1 \cdot 10^5$ | 105 | 60 | $\sigma_f = 304-1,12 \lambda$ |
| Otel cu $\sigma_r = 480$ N/mm ² și | 310 | $2.1 \cdot 10^5$ | 100 | 60 | $\sigma_f = 460-2,57 \lambda$ |
| Otel cu $\sigma_r = 520$ N/mm ² | 360 | $2.1 \cdot 10^5$ | 100 | 60 | $\sigma_f = 577-3,74 \lambda$ |
| Otel crom molibden | - | $2.1 \cdot 10^5$ | 55 | - | $\sigma_f = 980-5,3 \lambda$ |
| Otel cu 5% Ni | - | $2.1 \cdot 10^5$ | 80 | - | $\sigma_f = 461-2,25 \lambda$ |
| Duraluminiu | - | $7 \cdot 10^4$ | 50 | - | $\sigma_f = 372-2,14 \lambda$ |
| Lemn | - | - | 100 | - | $\sigma_f = 28,7-0,19 \lambda$ |
| Fontă | - | - | 80 | - | $\sigma_f = 763-11,8 \lambda$ +0,052 λ^2 |

5.2 Metoda analitică de rezolvare a problemelor de flambaj

În acest paragraf se va expune după [2] metoda de rezolvare a problemelor de flambaj. Calculul barelor drepte la flambaj diferă după cum problema este de verificare sau de dimenziune. Prin calculul de *verificare* se urmărește

determinarea coeficientului de siguranță al barei la stabilitate c_f . Bara poate fi considerată stabilă, dacă acest coeficient este mai mare decât cel prescris.

Calculul începe cu determinarea coeficientului de zveltețe. În funcție de valoarea acestuia există următoarele cazuri:

- Dacă $\lambda > \lambda_o$, atunci calculul se continuă folosindu-se relația lui Euler:

$$P_f = \pi^2 E \left(\frac{I}{l_f^2} \right)_{\min} \quad 5.12$$

și bara este stabilă, dacă

$$c_f = \frac{P_f}{P} \geq c_f \text{ prescris} \quad 5.13$$

◦ Dacă $\lambda_1 < \lambda < \lambda_o$, atunci se utilizează similar, o relație de calcul din domeniul flambajului plastic de forma:

$$\sigma_f = a - b\lambda \text{ sau } \sigma_f = a - b \cdot \lambda + c \cdot \lambda^2 ; P_f = A\sigma_f \text{ și}$$

$$c_f = \frac{P_f}{P} \geq c_f \text{ prescris} \quad 5.14$$

- Dacă $\lambda < \lambda_1$, atunci bara se calculează numai la compresiune.

După o schemă de calcul asemănătoare se determină forța capabilă a barei, lungimea admisă, etc. Unele dificultăți prezintă în schimb problemele de *dimensionare* la flambaj, deoarece de obicei nu se poate aprecia de la început în ce domeniu de flambaj se va situa bara după dimensionare. Ca urmare, inițial se dimensionează bara cu relația lui Euler:

$$I_{nec} = \frac{P \cdot l_f^2 \cdot c_f}{\pi^2 E} \quad 5.15$$

După alegerea dimensiunilor secțiunii transversale trebuie efectuat un calcul de verificare, determinându-se valoarea coeficientului de zveltețe λ .

Dacă $\lambda > \lambda_o$, atunci relația lui Euler este valabilă și aplicabilă, iar dimensiunile rezultante din calcul sunt corecte. Dacă $\lambda_1 < \lambda < \lambda_o$, atunci este necesară verificarea dimensiunilor cu ajutorul unei relații de calcul din domeniul flambajului plastic. Dacă coeficientul de siguranță la flambaj nu este egal cel puțin cu cel prescris, atunci se măresc dimensiunile secțiunii transversale și se refac calculii de verificare până când se obține coeficientul de siguranță impus.

Pentru $\lambda < \lambda_1$, calcul se face la compresiune.

Coefficientul de siguranță la flambaj „ c_f ” se prevede în standarde (fostul STAS 763/1-71) [6] egal cu 1,6 la $\lambda = 0$, variabil linear după expresia:

$$c_f = 1.6 + 0.00666 \lambda \quad 5.16$$

pentru $0 < \lambda < \lambda_o$ și constant, egal cu 2.3 pentru $\lambda > \lambda_o$.

Cu ajutorul coeficientului „ c_f ” se determină rezistența admisibilă la flambaj:

$$\sigma_{af} = \frac{\sigma_{cr}}{c_f} \quad 5.17$$

Folosind rezistența admisibilă la compresiune σ_{ac} și definind coeficientul de reducere la flambaj φ :

$$\varphi = \frac{\sigma_{af}}{\sigma_{ac}} \quad 5.18$$

care reprezintă o funcție de λ , condiția de verificare a unei bare la flambaj devine:

$$\sigma_{ef} = \frac{P}{A} \leq \sigma_{af} \quad 5.19$$

care se poate transforma în:

$$\sigma_{\varphi} = \frac{P}{\varphi \cdot A} \leq \sigma_{ac} \quad 5.20$$

în care tensiunea convențională σ_{φ} se compară cu rezistența admisibilă la compresiunea fără flambaj, unde valorile lui φ , dependente de λ și calculate cu expresiile corespunzătoare ale lui σ_{cr} , în domeniul elastic și plastic, se dau în grafice și tabele.

5.3 Analiza lineară de flambaj în SolidWorks

Componentele zvelte (înalte și subțiri) tind să flambeze sub acțiunea forțelor axiale de compresiune. Flambajul este definit ca fiind deformarea bruscă a geometriei datorită compresiunii. Din punct de vedere matematic flambajul apare atunci când matricea de rigiditate devine singulară. Analiza lineară de flambaj estimează factorul critic de flambaj și modurile de flambaj. SolidWorks include un modul specializat în analiza lineară de flambaj, denumit **Linearized Buckling Analysis**. Un model poate flamba în diferite moduri și sub diferite nivele de încărcare. Forma pe care modelul o ia în timpul flambării se numește mod de flambaj, iar încărcarea se numește forță critică de flambaj. Proiectanții sunt interesați de primul nivel de flambaj (modul 1), deoarece acesta este asociat cu forța critică minimală. Totuși, atunci când fenomenul de flambaj este important, calcularea celorlalte moduri de flambaj poate ajuta la localizarea zonelor periculoase ale modelului.

În SolidWorks analiza de flambaj se poate efectua pe piese individuale sau pe ansamblu; în ultimul caz, între toate componentele ansamblului trebuie să existe contact de tip **bonded**, fără spații între ele (ceea ce ar corespunde cazului real ca și cum componentele ar fi sudate între ele).

Factorul critic de flambaj (**The Buckling Load Factor** notat **BLF**) este factorul de siguranță la flambaj sau raportul dintre forța critică de flambaj și forțele aplicate. Valorile posibile ale acestuia sunt următoarele [7]:

Tabel. 5.2

Domeniul de valori al factorului critic de flambaj în SolidWorks

| Factorul critic de flambaj BLF | Stare flambaj | Observații |
|--------------------------------|--------------------------|---|
| $BLF > 1$ | Flambajul nu este prezis | Încărcările aplicate sunt mai mici decât forța critică estimată. Flambajul nu apare. |
| $0 < BLF < 1$ | Flambajul este prezis | Încărcările aplicate sunt mai mari decât forța critică estimată. Flambajul va apărea. |
| $BLF = 1$ | Flambajul este prezis | Încărcările aplicate sunt egale cu forța critică estimată. Flambajul va apăra. |
| $BLF = -1$ | Flambajul nu este prezis | Flambajul apare dacă direcția forțelor aplicate se inversează. De exemplu, sub efectul forțelor de întindere, factorul BLF este negativ, iar bara nu va flamba niciodată. |
| $-1 < BLF < 0$ | Flambajul nu este prezis | Flambajul este prezis numai dacă se inversează direcția forțelor. |
| $BLF < -1$ | Flambajul nu este prezis | Flambajul nu va apărea chiar dacă se inversează direcția forțelor. |

Factorul **BLF** reprezintă numărul cu care trebuie înmulțite încărcările pentru a ajunge la încărcarea critică, ce declanșează flambajul. Deci pentru a calcula încărcarea critică ce va declanșa flambajul, toate încărcările aplicate se vor multiplica cu factorul BLF. De exemplu, la aplicarea următoarelor încărcări asupra unei bare:

- forță de 500 N pe față 1 a geometriei respectiv
 - o presiune de 250 MPa pe fețele 2 și 3 ale geometriei,
- respectiv pentru un factor de flambaj $BLF=2.3$, calculat pentru modul 1, flambajul se va declanșa în modul 1 dacă se vor aplica:
- forță de $500 \times 2.3 = 1150$ N pe față 1 a geometriei respectiv
 - o presiune de $250 \times 2.3 = 575$ MPa pe fețele 2 și 3 ale geometriei.

5.4 Etape ale analizei lineare de flambaj în SolidWorks

Pentru realizarea unei analize lineare de flambaj în SolidWorks se vor parcurge următoarele etape:

- crearea unui studiu de analiză; numărul de moduri de flambaj care se vor calcula se va preciza în fereastra **Properties**, primul mod de flambaj fiind alocat încărcării minime asociate flambajului; implicit, programul calculează numai primul mod de flambaj;
- definirea materialului pentru componentele geometriei analizate;
- definirea restrângerilor;
- definirea încărcărilor; cel puțin o încărcare trebuie definită;
- pentru ansambl sau componente multiparts trebuie definit tipul de contact dintre acestea, pentru analiza de flambaj fiind permis numai contact de tip **free** respectiv **bonded**;
- discretizarea geometriei în elemente finite;
- rularea analizei;
- vizualizarea rezultatelor:
 - deplasările pe direcțiile X, Y, Z, notate UX, UY, UZ;
 - deplasarea rezultantă URES;
 - factorul critic de flambaj **BLF** și forma modului de flambaj.

Pentru o analiză de flambaj pot fi considerate și încărcările datorate presiunii rezultate dintr-un studiu de curgere, respectiv încărcări de tip termic.

Observația 1: în urma analizei de flambaj se obține forma modului de flambaj, care reprezintă forma structurii la momentul declanșării flambajului și oferă o perspectivă asupra formei finale post-flambaj, însă *nu oferă informații concrete despre valoarea reală a deplasărilor*. Rezultatele sunt similare cu cele de la analiza modală, unde se obțin informații calitative despre modurile de vibrație, dar nu și despre valorile sau magnitudinea deplasărilor. Flambajul trebuie întotdeauna luat în considerare ca un pericol la structurile cu elemente supuse compresiunilor. De fapt, multe din dezastrele structurale sunt inițiate de flambaj și numai în final distrugerea este cauzată de tensiuni excesive în etapa post-flambaj.

Observația 2: Analiza lineară de flambaj estimează factorul **BLF**, considerând că fixarea și încărcările sunt aplicate cu acuratețe și fără alinieri eronate; în realitate, încărcările sunt întotdeauna aplicate cu erori de aliniament, pereții nu sunt perfect plani, suporții nu sunt perfect rigizi, etc. Aceste imperfecțiuni și efecte neliniare scad semnificativ valoarea reală a factorului **BLF** comparativ cu cel prezis prin analiza lineară de flambaj. Din aceste motive, considerând combinarea efectelor erorilor de discretizare (minore) și de modelare (majore), rezultatele analizei de flambaj trebuie interpretate cu precauție.

Observația 3: Analiza nelineară de flambaj trebuie utilizată pentru a afla cu acuratețe valorile BLF în cazuri în care:

- apare o comportare neelastica sau nelineara a materialului anterior apariției instabilității;
- e necesară realinierea presiunilor aplicate în timpul deformației;
- apariția deplasărilor mari anterior flambajului.

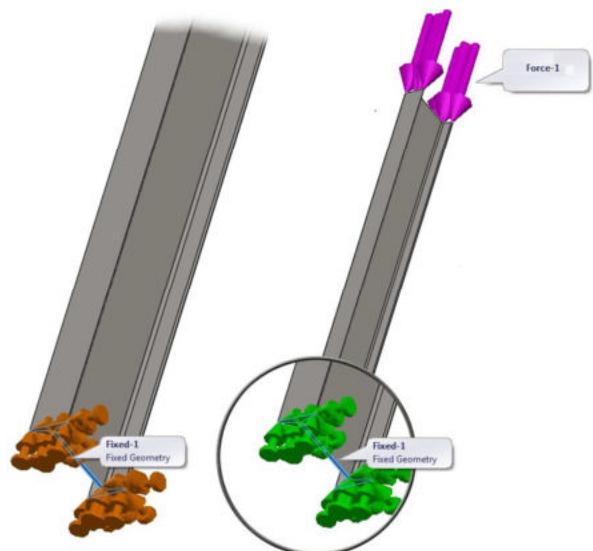
5.5 Moduri de aplicare a restrângerilor în analiza de flambaj în SolidWorks

Figura 5.1.1 prezintă expresia lungimii de flambaj funcție de modul de rezemare a barei, pentru calcul analitic la flambaj. În prezentul paragraf se vor prezenta condițiile de fixare care trebuie aplicate în SolidWorks pentru a reproduce cele 4 moduri de rezemare din **figura 5.1.1**.

Pentru cazul 1, bara încastrată la un capăt **Clamped** și liberă la celălalt **free**, încastrarea se va reproduce în SolidWorks prin condiția **Fixed Geometry**, **figura 5.5.1**, care:

- pentru elemente de tip solid, impune valoarea 0 pentru cele trei translații;
- pentru elemente de tip **Shell** și **Beam**, impune valoarea 0 pentru cele trei translații și cele trei rotații.

La utilizarea acestui tip de restrângere nu este necesară specificarea unei geometrii referință, trebuie specificată încărcarea (forța) la capătul opus.



*Fig. 5.5.1
Caz 1
Încastrare
↔
Fixed Geometry*

Pentru cazul 2, bara articulată **Pinned**, rezemarea se va reproduce în SolidWorks prin 2 condiții **Reference Geometry**, **figura 5.5.2**; condiția **Reference**

Geometry impune translații în direcțiile asociate unei fețe planare; la utilizarea acestui tip de restrângere este necesară specificarea unei geometrii referință; de asemenea, trebuie specificată încărcarea (forțe). De exemplu, în figura 5.5.2, pe fețele opuse ale barei, s-au anulat translațiile pe cele două direcții Y și Z din planul fețelor, geometria de referință fiind chiar față selectată. Totuși, deoarece pe direcția aplicării forței nu se impune nicio restrângere, bara este liberă să se deplaseze pe această direcție, motiv pentru care la rularea aplicației apare o eroare care indică insuficiente restrângeri aplicate geometriei. Problema se poate rezolva dacă, pentru un singur vertex al feței opuse feței pe care se aplică compresiunea, se anulează translația pe direcția compresiunii prin condiția **Reference Geometry**.

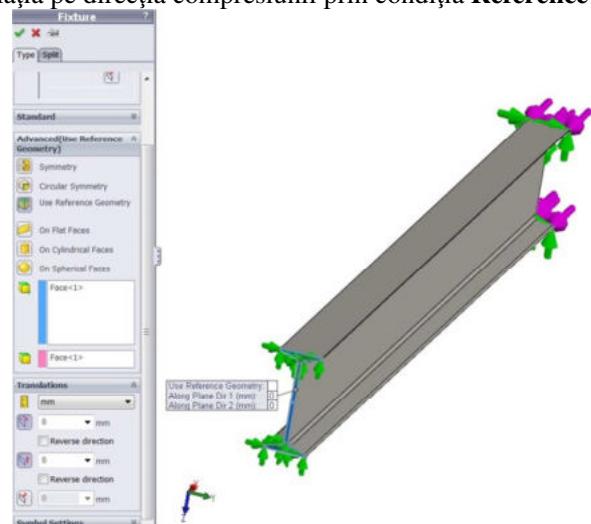


Fig. 5.5.2 a

Caz 2
Articulație
+Articulație
 \Leftrightarrow
Reference
Geometry +
Reference
Geometry

(Capătul
inferior)

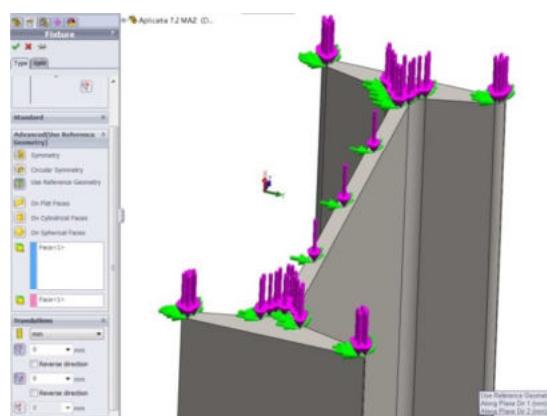


Fig. 5.5.2 b

Caz 2
Articulație
+Articulație
 \Leftrightarrow
Reference
Geometry +
Reference
Geometry

(Capătul
superior)

Pentru cazul 3, bara încastrată la un capăt **Clamped** și articulată la celălalt **Pinned**, încastrarea se va reproduce în SolidWorks prin condițiile **Fixed**

Geometry respectiv **Reference Geometry**, figura 5.5.3; condiția **Reference Geometry** impune translații și rotații în direcțiile dorite asociate unei fețe planare; la utilizarea acestui tip de restrângere este necesară specificarea unei geometrii referință; de asemenea, trebuie specificată încărcarea (forțe). De exemplu, în figura 5.5.3, pe fața opusă încastrării, unde s-a aplicat și forța normal pe față, s-au anulat translațiiile pe cele două direcții din planul feței, geometria de referință fiind chiar față selectată.

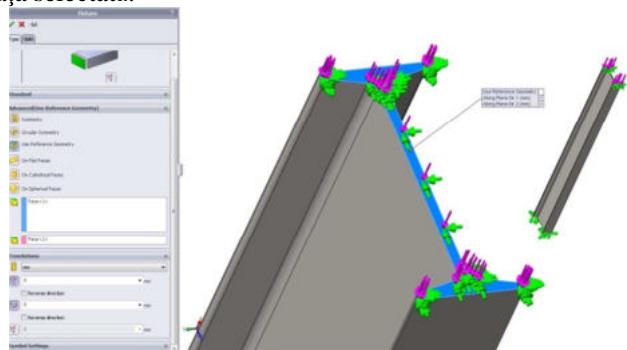


Fig. 5.5.3

Caz 3
Încastrare+Articulație
 \Leftrightarrow

Fixed Geometry +
Reference Geometry

Pentru cazul 4, bara încastrată la ambele capete **Clamped**, încastrarea se va reproduce în SolidWorks prin condiția **Fixed Geometry** la un capăt, respectiv **Reference Geometry** la celălalt capăt, figura 5.5.4; dacă s-ar aplica condiția **Fixed Geometry** la ambele capete, încărcările aplicate nu ar avea efect, deoarece fețele planare opuse ale barei ar fi fixate pe cele trei direcții. Condiția **Reference Geometry**, care impune translații și rotații în direcțiile dorite asociate unei geometrii referință, va utiliza ca geometrie de referință un plan la 45° în raport cu fața planară pe care se aplică normal forță; se va anula deplasarea normală la acest plan de 45° și deplasarea de-a lungul acestuia, pe direcția Z; de asemenea, trebuie specificată încărcarea (forțe).

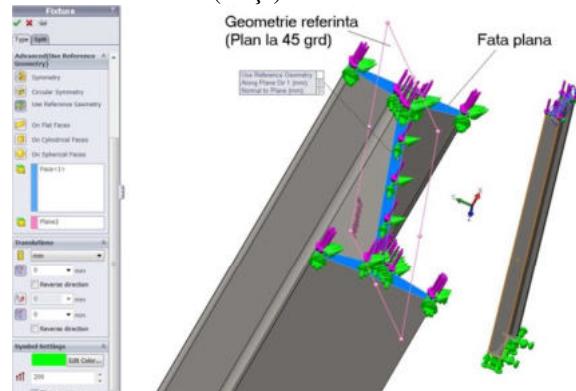


Fig. 5.5.4

Caz 4
Încastrare+Încastrare
 \Leftrightarrow

Fixed Geometry +
Reference Geometry
(Plan la 45°)

În figura 5.5.5 se prezintă formele modurilor de flambaj rezultate din SolidWorks pentru cele 4 cazuri.

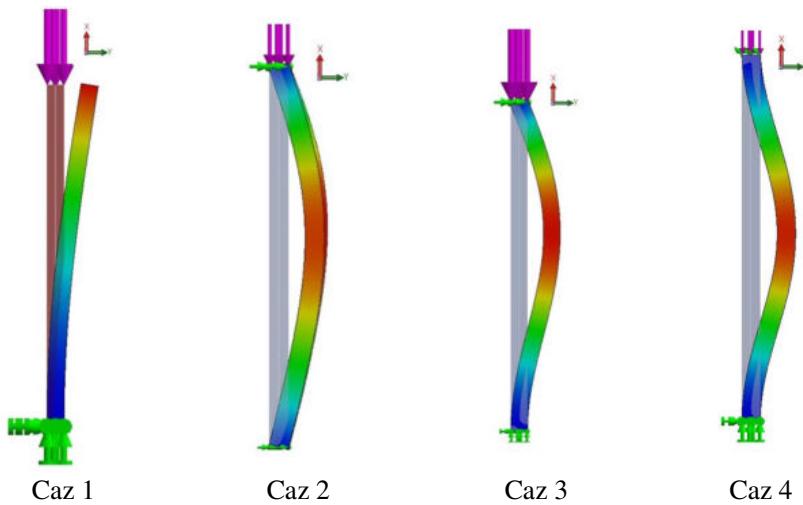


Fig. 5.5.5 Formele modurilor de flambaj rezultate din SolidWorks

5.6 Calcule de flambaj pentru o bară cu secțiune profil „I”

Rezultatele din SolidWorks se vor compara cu cele din aplicația 7.2, preluată din [6] /pag. 429, în care se cere să se verifice o bară încastrată la un capăt, cu secțiunea din profil „I”, figura 5.6.1 și 5.6.2, de lungime $l=2500$ mm, actionată de o forță $P=150000$ N și coeficient de siguranță la flambaj $c_f = 2.3$.

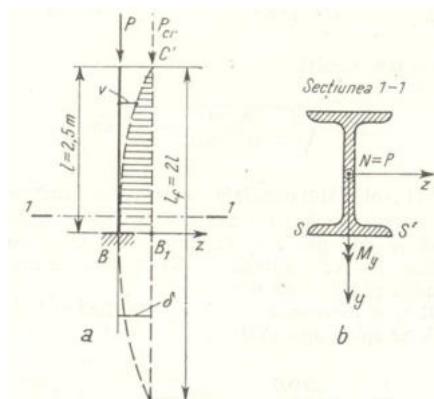


Fig. 5.6.1 Geometrie profil „I”

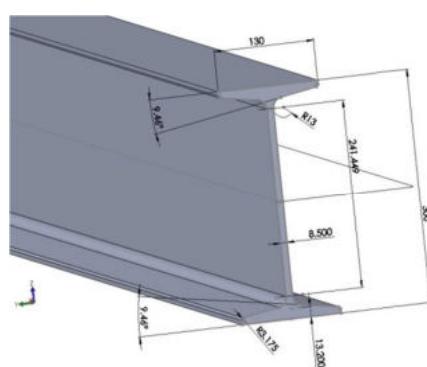


Fig. 5.6.2 Dimensiuni profil I30

Se presupune că flambajul are loc în domeniul elastic și se calculează momentul de inerție minim necesar:

$$I_{\min}^{nec} = \frac{c_f \cdot P \cdot l_f}{\pi^2 \cdot E} = \frac{2.3 \cdot 150000 \cdot 2.1^5}{\pi^2 \cdot 2.1 \cdot 10^5} = 4161406 \text{ mm}^4$$

Adoptându-se acoperitor profilul I30 cu momentul de inerție minim $I_{\min}=4510000 \text{ mm}^4$ și raza de inerție minimă $i_{\min}=25,6 \text{ mm}$, se calculează coeficientul de zveltețe:

$$\lambda_{\min} = \frac{l_f}{i_{\min}} = \frac{5000}{25,6} = 195,3 > \lambda_o$$

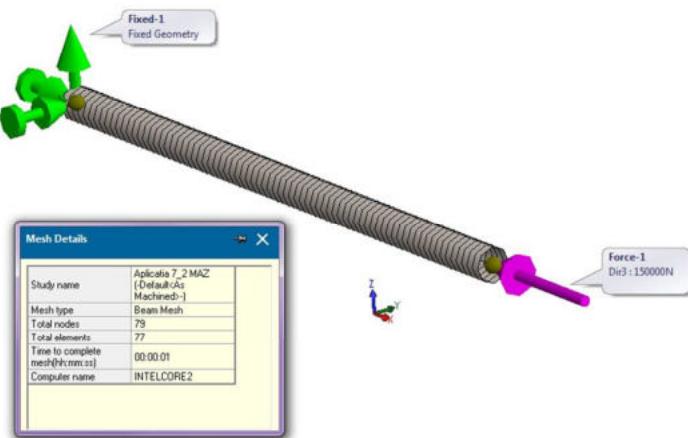
unde $\lambda_o=105$ este coeficientul de zveltețe care delimită domeniul de valabilitate al formulei lui Euler. Condiția anterioară fiind îndeplinită, rezultă că formula lui Euler (1.3) este valabilă și se recalculează coeficientul de siguranță la flambaj:

$$c_f = \frac{P_f}{P} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{\min}}{P \cdot l_f^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 4510000}{150000 \cdot 5000^2} = 2.49$$

În SolidWorks calculul barei din Alloy Steel, $E=2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2 = 2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$, a fost efectuat în două variante de discretizare:

- bară, [figura 5.6.3](#), discretizată cu 77 elemente de tip **beam**;
- solid, [figura 5.6.4](#), discretizată cu 38057 elemente de tip **solid**.

Bara s-a fixat (încastrat) la un capăt, iar la capătul opus s-a aplicat forță de 150000 N. Valorile obținute în SolidWorks pentru coeficientul de siguranță sunt prezentate în [figurile 5.6.5 ÷ 5.6.6](#).



*Fig. 5.6.3
Bara
discretizată cu
77 elemente
de tip beam*

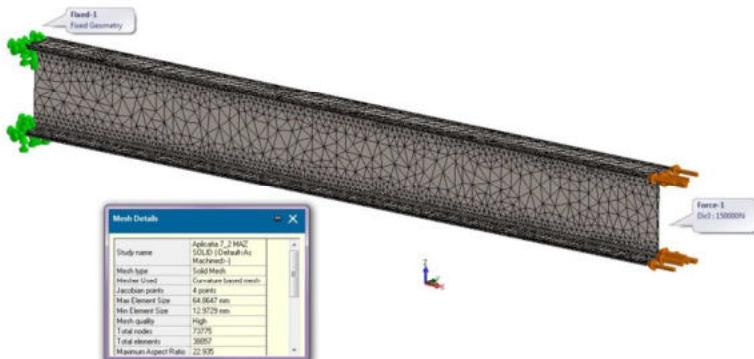


Fig. 5.6.4
Bară
discretizată cu
38057
elemente de
tip solid

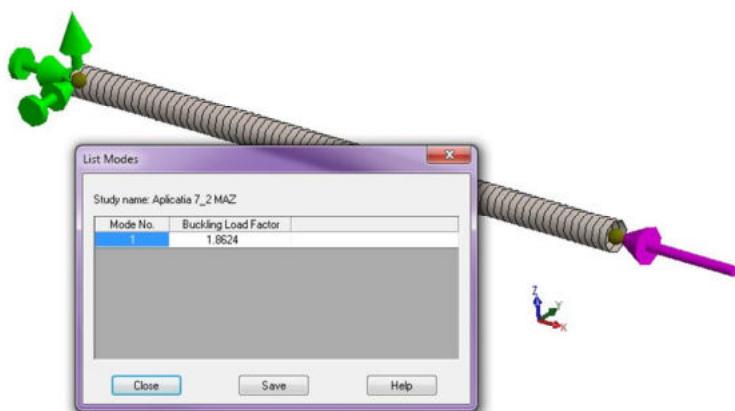


Fig. 5.6.5
Discretizare
Beam BLF=
1,8624

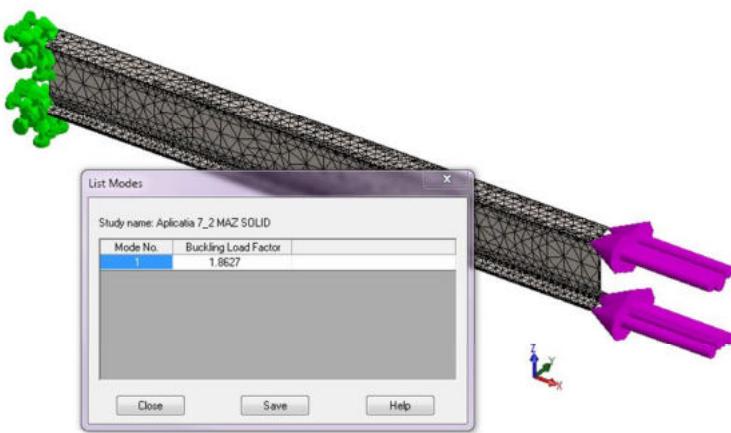


Fig. 5.6.6
Discretizare
Solid BLF=
1,8627

Tabelul 5.6.1 sintetizează rezultatele analizei din SolidWorks comparativ cu cele din calculul analitic de flambaj.

Tabel 5.6.1

| Mărime | Calcul analitic | SolidWorks discretizare beam | SolidWorks discretizare solid |
|--------------------------|-----------------|-------------------------------------|--------------------------------------|
| Coefficient de siguranță | 2,49 | 1,8624 | 1,8627 |

Rezultă următoarele concluzii:

- atât din calculul analitic, cât și din calculul SolidWorks, rezultă că fenomenul are loc în domeniul elastic, formula lui Euler fiind valabilă pentru calculul analitic, iar analiza lineară de flambaj este aplicabilă în SolidWorks;
- atât din calculul analitic, cât și din calculul SolidWorks, rezultă că bara nu flambează;
- între valorile coeficientului de siguranță la flambaj analitic și cel calculat în SolidWorks există o diferență de $\approx 25\%$, valoarea mai mare fiind cea rezultată din calculul analitic;
- valorile coeficientului de siguranță la flambaj din SolidWorks cu discretizare de tip **beam** este practic identică cu cea obținută prin discretizare de tip **solid**;
- din punctul de vedere al calculului, discretizarea de tip **beam** cu 77 elemente este mai favorabilă, numărul de elemente fiind incomparabil mai mic decât varianta discretizării în **solid** cu 38057 elemente, ceea ce conduce la o durată mult redusă a calculului, fără concesii privind precizia rezultatului.

5.7 Calcule de flambaj pentru bare cu secțiune dreptunghiulară

5.7.1 Cazuri de analiză pentru bare cu secțiune dreptunghiulară

În acest subcapitol se vor verifica rezultatele oferite de SolidWorks comparativ cu calcule analitice de flambaj, în domeniul elastic, pentru o bară de secțiunea dreptunghiulară „ a_1 ” x „ a_2 ”, de lungime „ l ”, din diferite materiale și pentru diferite moduri de rezemare. Problemele abordate cereau să se determine sarcina maximă capabilă „ P_{cap} ”, fiind dat coeficientul de siguranță la flambaj „ c ”. Soluțiile calculate analitic au fost preluate din [5]/pag. 266 ÷ 270 și verificate pentru 4 tipuri de rezemare:

- bară articulată la ambele capete, [tabelul 5.7.1](#);
- bară încastrată la ambele capete, [tabelul 5.7.2](#);
- bară încastrată la un capăt și liberă la celalalt, [tabelul 5.7.3](#);
- bară articulată la un capăt și încastrată la celalalt, [tabelul 5.7.4](#).

În aceste tabele s-au utilizat următoarele notații:

- a_1, a_2 – dimensiunile secțiunii dreptunghiulare a barei;
- l – lungimea barei;
- c_f – coeficientul de siguranță la flambaj impus în calcul analitic;
- $Aria = a_1 \times a_2$ – aria secțiunii dreptunghiulare a barei;
- $I_{min} = (a_1^3 \times a_2) / 12$ sau $(a_1 \times a_2^3) / 12$ – momentul de inerție minim;
- $i_{min} = \sqrt{I_{min} / A}$ – raza de inerție minimă;
- l_f – lungimea de flambaj (deinde de modul de rezemare);
- λ – coeficient de zveltețe, relația 1.5;
- $\lambda_0, \lambda_1, a, b, c, E$ – constante de material;
- σ_f - tensiunea admisibilă la flambaj;
- $P_f = \sigma_f \cdot A$ - forță critică la flambaj;
- P_{cap} - forță maximă capabilă.

Deoarece în SolidWorks nu se poate face dimensionare la flambaj, ci numai o verificare, pentru dimensiunile impuse și forță maximă capabilă impusă „ P_{cap} ” respectiv forță critică la flambaj impusă „ P_f ”, rezultate din calcul analitic, s-a verificat coeficientul de siguranță la flambaj obținut în SolidWorks și s-a comparat cu cel impus ca dată de intrare în calcul analitic. Dintre problemele abordate, vor fi verificate numai acelea care corespund domeniului elastic, unde analiza lineară de flambaj în SolidWorks este aplicabilă.

Dintre cazurile analizate în [tabelul 5.7.1](#) numai cazurile 3A, 6A respectiv 7A corespund domeniului elastic, unde este aplicabilă și analiza lineară de flambaj în SolidWorks. Pentru aceste cazuri, rezultatele din SolidWorks sunt prezentate comparativ în [& 5.7.2 ÷ 5.7.4](#).

Dintre cazurile analizate în [tabelul 5.7.2](#) numai cazul 8Ba corespunde domeniului elastic, unde este aplicabilă și analiza lineară de flambaj în SolidWorks. Pentru acest caz, rezultatele din SolidWorks sunt prezentate comparativ în [& 5.7.5](#).

Dintre cazurile analizate în [tabelul 5.7.3](#) numai cazurile 1C, 5C, 6C, 8C respectiv 9C corespund domeniului elastic, unde este aplicabilă și analiza lineară de flambaj în SolidWorks. Numai pentru cazurile 1C, 6C, respectiv 9C, rezultatele din SolidWorks sunt prezentate comparativ în [& 5.7.6 ÷ 5.7.8](#).

Dintre cazurile analizate în [tabelul 5.7.4](#) numai cazul 9D corespunde domeniului elastic, unde este aplicabilă și analiza lineară de flambaj în SolidWorks. Pentru acest caz, rezultatele din SolidWorks sunt prezentate comparativ în [& 5.7.9](#).

Concluzii referitoare la flambajul barelor de secțiune dreptunghiulară sunt sintetizate în [& 5.7.10](#).

Tabel 5.7.1

Rezultate la flambaj calculate analitic pentru bară articulată la ambele capete

| Nr. crt. | Material | a ₁ | a ₂ | I | c _f | Aria | I _{min} | i _{min} | I _f | λ | |
|----------|------------------------------------|-----------------|------------------------------|-----------------------|----------------|-----------------|-------------------|-------------------|----------------|------------------|-------|
| | | mm | mm | mm | - | mm ² | mm ⁴ | mm | mm | - | |
| | | Date de intrare | | | | | Date calculate | | | | |
| 1A | Otel $\sigma_r=520 \text{ N/mm}^2$ | 30 | 50 | 750 | 5 | 1500 | 112500 | 8.66 | 750 | 86.6 | |
| 2A | Lemn | 150 | 200 | 1500 | 7 | 30000 | 56250000 | 43.30 | 1500 | 34.6 | |
| 3A | Duraluminiu | 70 | 90 | 1500 | 5 | 6300 | 2572500 | 20.21 | 1500 | 74.2 | |
| 4A | Otel $\sigma_r=480 \text{ N/mm}^2$ | 50 | 70 | 800 | 5 | 3500 | 729166.7 | 14.43 | 800 | 55.4 | |
| 5A | OL 37 | 60 | 80 | 900 | 6 | 4800 | 1440000 | 17.32 | 900 | 52.0 | |
| 6A | Otel crom-molibden | 40 | 60 | 1500 | 4 | 2400 | 320000 | 11.55 | 1500 | 129.9 | |
| 7A | OL 37 | 40 | 90 | 2000 | 5 | 3600 | 480000 | 11.55 | 2000 | 173.2 | |
| 8A | Otel $\sigma_r=480 \text{ N/mm}^2$ | 60 | 70 | 950 | 5 | 4200 | 1260000 | 17.32 | 950 | 54.8 | |
| 9A | Otel $\sigma_r=520 \text{ N/mm}^2$ | 80 | 100 | 1000 | 5 | 8000 | 4266667 | 23.09 | 1000 | 43.3 | |
| 10A | OL 37 | 70 | 110 | 1100 | 6 | 7700 | 3144167 | 20.21 | 1100 | 54.4 | |
| Nr. crt. | λ_o | λ_1 | Domeniu σ_f | a | b | c | E | σ_f | P _f | P _{cap} | |
| | - | - | - | - | - | - | N/mm ² | N/mm ² | N | N | |
| | Constante de material | | Încadrare domeniu σ_f | Constante de material | | | | Date calculate | | | |
| | 1A | 100 | 60 | < plastic | 577 | 3.74 | | | 253.11 | 379660 | 75932 |
| 2A | 100 | | <plastic | 28.7 | 0.19 | | | 22.12 | 663546 | 94792 | |
| 3A | 30 | | >elastic | | | | 70000 | 125.38 | 789897 | 157979 | |
| 4A | 100 | 60 | <compresiune | | | | | 310 | 1085000 | 217000 | |
| 5A | 105 | 60 | <compresiune | | | | | 240 | 1152000 | 192000 | |
| 6A | | | >elastic | | | | 210000 | 122.82 | 294772 | 73693 | |
| 7A | 105 | 60 | >elastic | | | | 210000 | 69.09 | 248714 | 49743 | |
| 8A | 100 | 60 | <plastic | 460 | 2.57 | | | 319.04 | 1339968 | 267994 | |
| 9A | 100 | 60 | <compresiune | | | | | 360 | 2880000 | 576000 | |
| 10A | 105 | 60 | <compresiune | | | | | 240 | 1848000 | 308000 | |

Tabel 5.7.2

Rezultate la flambaj calculate analitic pentru bară încastrată la ambele capete

| Nr. crt. | Material | a ₁ | a ₂ | l | c _f | Aria | I _{min} | i _{min} | l _f | λ |
|-----------------|--|----------------|----------------------------------|-----------------------|----------------|-----------------|-------------------|-------------------|----------------|------------------|
| | | mm | mm | mm | - | mm ² | mm ⁴ | mm | mm | - |
| Date de intrare | | | | | | Date calculate | | | | |
| 1B | Otel σ _r =520 N/mm ² | 30 | 50 | 750 | 5 | 1500 | 112500 | 8.66 | 375 | 43.3 |
| 2B | Otel σ _r =480 N/mm ² | 50 | 70 | 1800 | 6 | 3500 | 729166.7 | 14.43 | 900 | 62.4 |
| 3B | Otel σ _r =520 N/mm ² | 80 | 100 | 1900 | 5 | 8000 | 4266667 | 23.09 | 950 | 41.1 |
| 4B | OL 37 | 40 | 60 | 2000 | 5 | 2400 | 320000 | 11.55 | 1000 | 86.6 |
| 5B | Otel σ _r =480 N/mm ² | 75 | 95 | 2200 | 5 | 7125 | 3339844 | 21.65 | 1100 | 50.8 |
| 6B | Otel σ _r =520 N/mm ² | 45 | 65 | 2100 | 5 | 2925 | 493593.8 | 12.99 | 1050 | 80.8 |
| 7B | OL 37 | 90 | 110 | 1800 | 5 | 9900 | 6682500 | 25.98 | 900 | 34.6 |
| 8B | Otel σ _r =480 N/mm ² | 30 | 50 | 1600 | 7 | 1500 | 112500 | 8.66 | 800 | 92.4 |
| 8Ba | Otel σ _r =480 N/mm ² | 30 | 50 | 1900 | 7 | 1500 | 112500 | 8.66 | 950 | 109.7 |
| 9B | Otel σ _r =520 N/mm ² | 75 | 95 | 1680 | 5 | 7125 | 3339844 | 21.65 | 840 | 38.8 |
| 10B | OL 37 | 65 | 85 | 1800 | 5 | 5525 | 1945260 | 18.76 | 900 | 48.0 |
| Nr. crt. | λ _o | λ _l | Domeniu σ _f | a | b | c | E | σ _f | P _f | P _{cap} |
| | - | - | - | - | - | - | N/mm ² | N/mm ² | N | N |
| | Constante de material | | Încadrare domeniu σ _f | Constante de material | | | | Date calculate | | |
| | 1B | 100 | 60 | <compresiune | | | | 360 | 540000 | 108000 |
| 2B | 100 | 60 | <plastic | 460 | 2.57 | | | 299.75 | 1049127 | 174855 |
| 3B | 100 | 60 | <compresiune | | | | | 360 | 2880000 | 576000 |
| 4B | 105 | 60 | <plastic | 304 | 1.12 | | | 207.01 | 496812 | 99362 |
| 5B | 100 | 60 | <compresiune | | | | | 310 | 2208750 | 441750 |
| 6B | 100 | 60 | <plastic | 577 | 3.74 | | | 274.70 | 803496 | 160699 |
| 7B | 105 | 60 | <compresiune | | | | | 240 | 2376000 | 475200 |
| 8B | 100 | 60 | <plastic | 460 | 2.57 | | | 222.59 | 333890 | 47699 |
| 8Ba | 100 | 60 | >elastic | | | | 210000 | 172.24 | 258359 | 36908 |
| 9B | 100 | 60 | <compresiune | 577 | 3.74 | | | 360 | 2565000 | 513000 |
| 10B | 105 | 60 | <compresiune | | | | | 240 | 1326000 | 265200 |

Tabel 5.7.3

Rezultate la flambaj calculate analitic pentru bară încastrată la un capăt și liberă la celalalt

| Nr. crt. | Material | a ₁ | a ₂ | l | c _f | Aria | I _{min} | i _{min} | I _f | λ |
|-----------------|--|----------------|----------------------------------|--------------|-----------------------|-----------------|------------------|-------------------|-------------------|----------------|
| | | mm | mm | mm | - | mm ² | mm ⁴ | mm | mm | - |
| Date de intrare | | | | | Date calculate | | | | | |
| 1C | Otel σ _r =520 N/mm ² | 30 | 50 | 750 | 5 | 1500 | 112500 | 8.66 | 1500 | 173.2 |
| 2C | OL 37 | 50 | 70 | 750 | 5 | 3500 | 729166.7 | 14.43 | 1500 | 103.9 |
| 3C | Otel σ _r =480 N/mm ² | 30 | 40 | 300 | 5 | 1200 | 90000 | 8.66 | 600 | 69.3 |
| 4C | Otel σ _r =520 N/mm ² | 40 | 40 | 500 | 5 | 1600 | 213333.3 | 11.55 | 1000 | 86.6 |
| 5C | OL 37 | 60 | 70 | 1000 | 5 | 4200 | 1260000 | 17.32 | 2000 | 115.5 |
| 6C | Otel σ _r =480 N/mm ² | 30 | 50 | 600 | 5 | 1500 | 112500 | 8.66 | 1200 | 138.6 |
| 7C | Otel σ _r =520 N/mm ² | 70 | 75 | 550 | 5 | 5250 | 2143750 | 20.21 | 1100 | 54.4 |
| 8C | OL 37 | 65 | 75 | 1500 | 5 | 4875 | 1716406 | 18.76 | 3000 | 159.9 |
| 9C | Otel σ _r =480 N/mm ² | 70 | 70 | 1200 | 5 | 4900 | 2000833 | 20.21 | 2400 | 118.8 |
| 10C | Otel σ _r =520 N/mm ² | 60 | 60 | 400 | 5 | 3600 | 1080000 | 17.32 | 800 | 46.2 |
| Nr. crt. | λ _o | λ ₁ | Domeniu σ _f | | a | b | c | E | σ _f | P _f |
| | - | - | - | | - | - | - | N/mm ² | N/mm ² | N |
| | Constante de material | | Încadrare domeniu σ _f | | Constante de material | | | Date calculate | | |
| | 1C | 100 | 60 | >elastic | | | | 210000 | 69.09 | 103631 |
| | 2C | 105 | 60 | <plastic | | 304 | 1.12 | | 187.61 | 656622 |
| | 3C | 100 | 60 | <plastic | | 460 | 2.57 | | 281.95 | 338334 |
| | 4C | 100 | 60 | <plastic | | 577 | 3.74 | | 253.11 | 404970 |
| | 5C | 105 | 60 | >elastic | | | | 210000 | 155.45 | 652874 |
| | 6C | 100 | 60 | >elastic | | | | 210000 | 107.95 | 161923 |
| | 7C | 100 | 60 | <compresiune | | | | | 360 | 1890000 |
| | 8C | 105 | 60 | >elastic | | | | 210000 | 81.08 | 395273 |
| | 9C | 100 | 60 | >elastic | | | | 210000 | 146.93 | 719959 |
| | 10C | 100 | 60 | <compresiune | | | | | 360 | 1296000 |
| | | | | | | | | | | 259200 |

Tabel 5.7.4

Rezultate la flambaj calculate analitic pentru bară articulată la un capăt și încastrată la celalalt

| Nr. crt. | Material | a ₁ mm | a ₂ mm | l mm | c _f - | Aria mm ² | I _{min} mm ⁴ | i _{min} mm | l _f mm | λ | |
|-------------|------------------------------------|----------------------|------------------------------|-----------------------|---------------------|-------------------------|-------------------------------------|------------------------|----------------------|------------------|-------|
| | | | | | | | | | | - | |
| | Date de intrare | | | | | Date calculate | | | | | |
| 1D | Otel $\sigma_f=520 \text{ N/mm}^2$ | 30 | 50 | 750 | 5 | 1500 | 112500 | 8.66 | 525 | 60.6 | |
| 2D | OL 37 | 45 | 55 | 700 | 5 | 2475 | 417656.3 | 12.99 | 490 | 37.7 | |
| 3D | Otel $\sigma_f=520 \text{ N/mm}^2$ | 55 | 65 | 800 | 5 | 3575 | 901197.9 | 15.88 | 560 | 35.3 | |
| 4D | Otel $\sigma_f=480 \text{ N/mm}^2$ | 65 | 75 | 1200 | 5 | 4875 | 1716406 | 18.76 | 840 | 44.8 | |
| 5D | OL 37 | 85 | 100 | 1800 | 5 | 8500 | 5117708 | 24.54 | 1260 | 51.4 | |
| 6D | Otel $\sigma_f=520 \text{ N/mm}^2$ | 65 | 85 | 2000 | 5 | 5525 | 1945260 | 18.76 | 1400 | 74.6 | |
| 7D | Otel $\sigma_f=480 \text{ N/mm}^2$ | 60 | 80 | 1600 | 5 | 4800 | 1440000 | 17.32 | 1120 | 64.7 | |
| 8D | OL 37 | 70 | 90 | 900 | 5 | 6300 | 2572500 | 20.21 | 630 | 31.2 | |
| 9D | Otel $\sigma_f=520 \text{ N/mm}^2$ | 30 | 50 | 2200 | 5 | 1500 | 112500 | 8.66 | 1540 | 177.8 | |
| 10D | Otel $\sigma_f=480 \text{ N/mm}^2$ | 50 | 70 | 1000 | 5 | 3500 | 729166.7 | 14.43 | 700 | 48.5 | |
| Nr. crt. | λ_o | λ_1 | Domeniu σ_f | a | b | c | E | σ_f | P _f | P _{cap} | |
| | - | - | - | - | - | - | N/mm ² | N/mm ² | N | N | |
| | Constante de material | | Încadrare domeniu σ_f | Constante de material | | | | Date calculate | | | |
| 1D | 100 | 60 | <plastic | 577 | 3.74 | | | 350.27 | 525412 | 105082 | |
| 2D | 105 | 60 | <compresiune | | | | | 240 | 594000 | 118800 | |
| 3D | 100 | 60 | <compresiune | | | | | 360 | 1287000 | 257400 | |
| 4D | 100 | 60 | <compresiune | | | | | 310 | 1511250 | 302250 | |
| 5D | 105 | 60 | <compresiune | | | | | 240 | 2040000 | 408000 | |
| 6D | 100 | 60 | <plastic | 577 | 3.74 | | | 297.95 | 1646192 | 329238 | |
| 7D | 100 | 60 | <plastic | 460 | 2.57 | | | 293.82 | 1410314 | 282063 | |
| 8D | 105 | 60 | <compresiune | | | | | 240 | 1512000 | 302400 | |
| 9D | 100 | 60 | >elastic | | | | | 210000 | 65.54 | 98317 | 19663 |
| 10D | 100 | 60 | <compresiune | | | | | 310 | 1085000 | 217000 | |

5.7.2 Caz 3A - Bară articulată la ambele capete

Datele inițiale ale problemei corespund poziției 3A din [tabelul 5.7.1](#), adică secțiunii 70×90 mm, lungimii barei 1500 mm, material duraluminiu cu modulul de elasticitate $E=7 \times 10^4$ N/mm², coeficient de siguranță la flambaj $c_f=5$, date pentru care au rezultat din calcul analitic flambajul în domeniul elastic, forța critică la flambaj $P_f = 789897$ N și forța maximă capabilă $P_{cap} = 157979$ N.

Calculul a fost efectuat în SolidWorks, pentru geometria specificată. Aplicând forță critică la flambaj din SolidWorks ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 1$, iar aplicând forță maximă capabilă ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 5$. Discretizarea a fost de tip solid, cu 6582 elemente. Rezemarea a fost aplicată prin două condiții de tip **Reference Geometry**. Materialul selectat în SolidWorks a fost preluat din bibliotecă, categoria **Aluminium Alloys**, material 5052-0, care are modulul de elasticitate identic cu cel al duraluminului. Rezultatele sunt centralizate în [tabelul 5.7.5](#) și în [figurile 5.7.1 ÷ 5.7.4](#).

Tabel 5.7.5

Comparație rezultate flambaj pentru cazul 3A

| Date din calcul analitic la flambaj | | Date rezultate din SolidWorks | | |
|---|------------------------------------|-------------------------------------|--|------------------|
| Coeficient de siguranță impus $c_f [-]$ | Forță critică la flambaj P_f [N] | Forță maximă capabilă P_{cap} [N] | Coeficient de siguranță corespunzător forței critice | Eroare C_f [%] |
| 5 | 789897 | 157979 | 0,95316 | 4,68 |

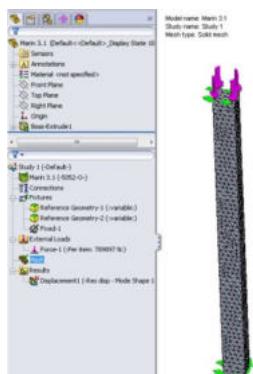


Fig. 5.7.1 Discretizare pentru caz 3A, $P_f = 789897$ N

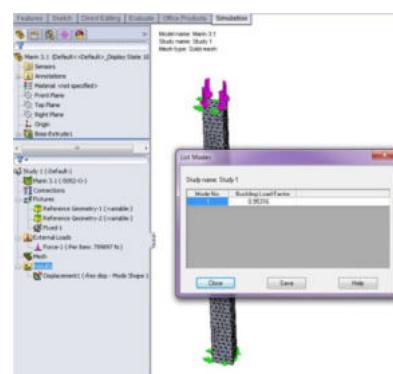


Fig. 5.7.2 Factor $BLF=0,95316$ pentru caz 3A, $P_f = 789897$ N

Rezultă următoarele concluzii:

- pentru forța critică la flambaj valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 0,95316 este apropiată de 1, ceea ce înseamnă că este prezent corect flambajul barei;
- pentru forța capabilă valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 4,7658 este apropiată de 5, eroarea de calcul fiind de 4,68%.



Fig. 5.7.3 Factor BLF=4,7658 pentru caz 3A, $P_f = 157979 \text{ N}$



Fig. 5.7.4 Forma modului de flambaj pentru caz 3A

5.7.3 Caz 6A - Bară articulată la ambele capete

Datele inițiale ale problemei corespund poziției 6A din [tabelul 5.7.1](#), adică secțiunii $40 \times 60 \text{ mm}$, lungimii barei 1500 mm , material oțel crom-molibden cu modulul de elasticitate $E=2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$, coeficient de siguranță la flambaj $c_f=4$, date pentru care au rezultat din calcul analitic flambajul în domeniul elastic, forță critică la flambaj $P_f=294772 \text{ N}$ și forță maximă capabilă $P_{cap}=73693 \text{ N}$.

Calculul a fost efectuat în SolidWorks, pentru geometria specificată. Aplicând forță critică la flambaj din SolidWorks ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 1$, iar aplicând forță maximă capabilă ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 4$. Discretizarea a fost de tip solid, cu 2355 elemente. Rezemarea a fost aplicată prin două condiții de tip **Reference Geometry**. Materialul selectat în SolidWorks a fost preluat din bibliotecă, categoria **Steel**, material **Alloy Steel**, care are modulul de elasticitate identic cu cel al oțel crom-molibden. Rezultatele sunt centralizate în [tabelul 5.7.6](#) și în [figurile 5.7.5 ÷ 5.7.8](#).

Tabel 5.7.6

Comparație rezultate flambaj pentru cazul 6A

| Date din calcul analitic la flambaj | | | Date rezultate din SolidWorks | | |
|---|------------------------------------|-------------------------------------|--|---|------------------|
| Coeficient de siguranță impus $c_f [-]$ | Forță critică la flambaj $P_f [N]$ | Forță maximă capabilă $P_{cap} [N]$ | Coeficient de siguranță corespunzător forței critice | Coeficient de siguranță corespunzător forței capabile | Eroare $C_f [%]$ |
| 4 | 294772 | 73693 | 0,97911 | 3,9164 | 2,09 |

Rezultă următoarele concluzii:

- pentru forță critică la flambaj valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 0, 97911 este apropiată de 1, ceea ce înseamnă că este prezis corect flambajul barei;
- pentru forță capabilă valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 3,9164 este apropiată de 4, eroarea de calcul fiind de 2,09%.

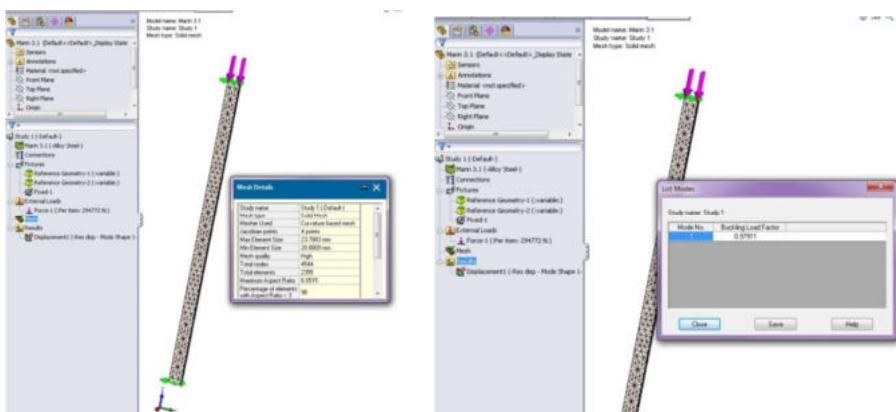


Fig. 5.7.5 Discretizare pentru caz 6A, $P_f = 294772 N$

Fig. 5.7.6 Factor BLF=0, 97911 pentru caz 6A, $P_f = 294772 N$

5.7.4 Caz 7A - Bară articulată la ambele capete

Datele inițiale ale problemei corespund poziției 7A din [tabelul 5.7.1](#), adică secțiunii 40 x 90 mm, lungimii barei 2000 mm, material OL 37 cu modulul de elasticitate $E=2.1 \times 10^5$ N/mm², coeficient de siguranță la flambaj $c_f=5$, date pentru care au rezultat din calcul analitic flambajul în domeniul elastic, forță critică la flambaj $P_f = 248714$ N și forță maximă capabilă $P_{cap} = 49743$ N Calculul a fost efectuat în SolidWorks, pentru geometria specificată.

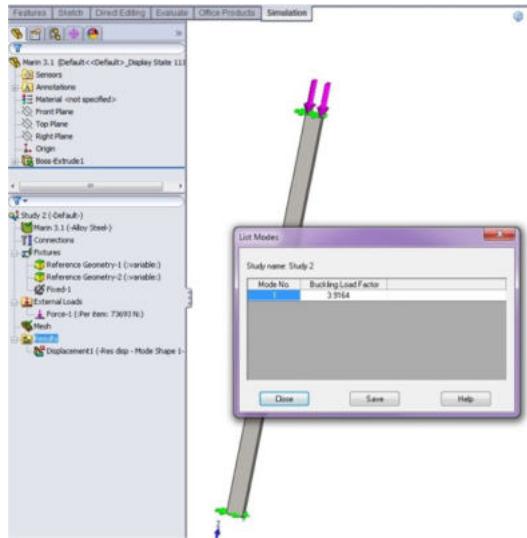


Fig. 5.7.7 Factor $BLF=3,9164$
pentru caz 6A, $P_f = 73693 N$



Fig. 5.7.8 Forma
modului de flambaj
pentru caz 6A

Aplicând forța critică la flambaj din SolidWorks ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 1$, iar pentru forță maximă capabilă ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 5$.

Discretizarea a fost de tip solid, cu 6902 elemente. Rezemarea a fost aplicată prin două condiții de tip **Reference Geometry**.

Materialul selectat în SolidWorks a fost preluat din bibliotecă, categoria **Steel**, material **Alloy Steel**, care are modulul de elasticitate identic cu cel al OL 37.

Rezultatele sunt centralizate în tabelul 5.7.7 și în figurile 5.7.9 ÷ 5.7.12.

Tabel 5.7.7

Comparație rezultate flambaj pentru cazul 7A

| Date din calcul analitic la flambaj | | | Date rezultate din SolidWorks | | |
|---|------------------------------------|-------------------------------------|--|---|------------------|
| Coeficient de siguranță impus $c_f [-]$ | Forță critică la flambaj $P_f [N]$ | Forță maximă capabilă $P_{cap} [N]$ | Coeficient de siguranță corespunzător forței critice | Coeficient de siguranță corespunzător forței capabile | Eroare $C_f [%]$ |
| 5 | 248714 | 49743 | 0,98358 | 4,9179 | 1,64 |

Rezultă următoarele concluzii:

- pentru forța critică la flambaj valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 0,98358 este apropiată de 1, ceea ce înseamnă că este prezent corect flambajul barei;
- pentru forța capabilă valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 4,9179 este apropiată de 5, eroarea de calcul fiind de 1,64%.

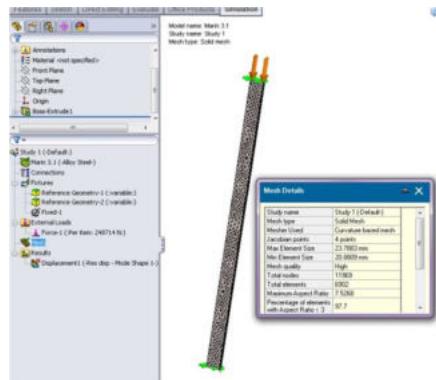


Fig. 5.7.9 Discretizare pentru caz 7A, $P_f = 248714 N$

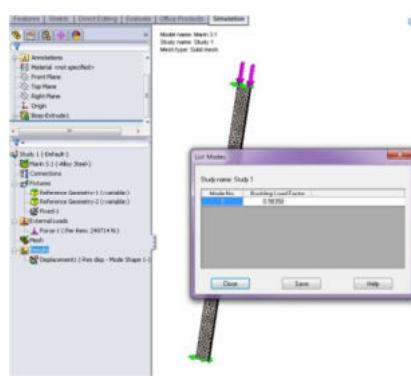


Fig. 5.7.10 Factor BLF=0, 98358 pentru caz 7A, $P_f = 248714 N$

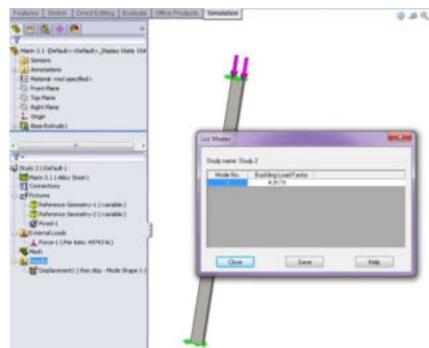


Fig. 5.7.11 Factor BLF=4,9179 pentru caz 7A, $P_f = 49743 N$



Fig. 5.7.12 Forma modului de flambaj pentru caz 7A

5.7.5 Caz 8Ba - Bară încastrată la ambele capete

Datele inițiale ale problemei corespund poziției 8Ba din [tabelul 5.7.2](#), adică secțiunii 30 x 50 mm, lungimii barei 1900 mm, material oțel cu $\sigma_r=480 \text{ N/mm}^2$ cu modulul de elasticitate $E=2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$, coeficient de siguranță la flambaj $c_f=7$, date pentru care au rezultat din calcul analitic flambajul în domeniul elastic, forță critică la flambaj $P_f = 258359 \text{ N}$ și forță maximă capabilă $P_{cap} = 36908 \text{ N}$.

Calculul a fost efectuat în SolidWorks, pentru geometria specificată. Aplicând forță critică la flambaj din SolidWorks ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 1$, iar pentru forță maximă capabilă ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 7$. Discretizarea a fost de tip solid, cu 2454 elemente. Rezemarea a fost aplicată prin două condiții de tip **Reference Geometry**. Materialul selectat în SolidWorks a fost preluat din bibliotecă, categoria **Steel**, material **Alloy Steel**, care are modulul de elasticitate identic cu cel al oțelului cu $\sigma_t=480$ N/mm². Rezultatele sunt centralizate în [tabelul 5.7.8](#) și în [figurile 5.7.13 ÷ 5.7.16](#).

Tabel 5.7.8

Comparație rezultate flambaj pentru cazul 8Ba

| Date din calcul analitic la flambaj | | Date rezultate din SolidWorks | | | |
|---|------------------------------------|-------------------------------------|--|---|------------------|
| Coeficient de siguranță impus $c_f [-]$ | Forță critică la flambaj $P_f [N]$ | Forță maximă capabilă $P_{cap} [N]$ | Coeficient de siguranță corespunzător forței critice | Coeficient de siguranță corespunzător forței capabile | Eroare $C_f [%]$ |
| 7 | 258359 | 36908 | 0,98569 | 6,8999 | 1,43 |

Rezultă următoarele concluzii:

- pentru forță critică la flambaj valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 0, 98569 este apropiată de 1, ceea ce înseamnă că este prezis corect flambajul barei;
- pentru forță capabilă valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 6,8999 este apropiată de 7, eroarea de calcul fiind de 1,43%.

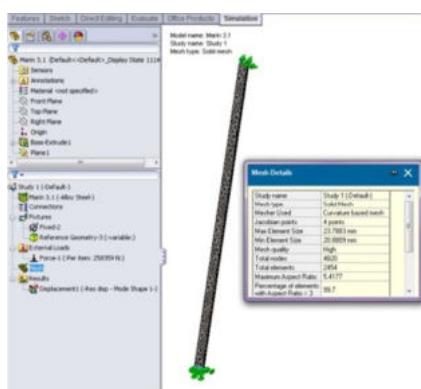


Fig. 5.7.13 Discretizare pentru caz 8Ba, $P_f = 258359$ N

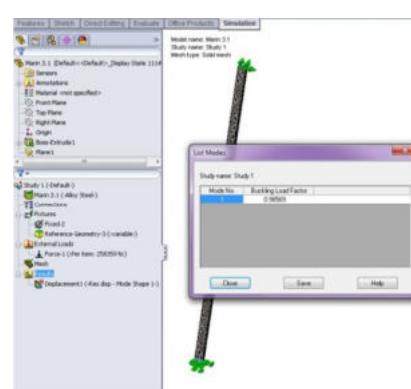


Fig. 5.7.14 Factor BLF=0, 98569 pentru caz 8Ba, $P_f = 258359$ N

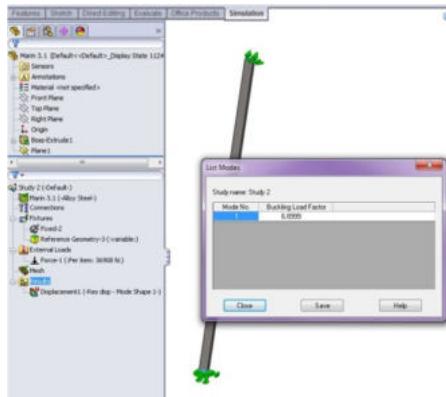


Fig. 5.7.15 Factor $BLF=6,8999$ pentru caz 8Ba, $P_f = 36908 N$



Fig. 5.7.16 Forma modului de flambaj pentru caz 8Ba modul 1

Pentru această problemă s-au impus calculul a 5 moduri de flambaj, figura 5.7.17, rezultând valorile factorului BLF din figura 5.7.18, respectiv tabelul 5.7.9.

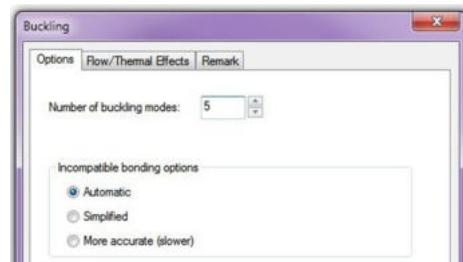


Fig. 5.7.17 Impunere 5 moduri de calcul flambaj

| Study name: Study 2 | |
|---------------------|----------------------|
| Mode No. | Buckling Load Factor |
| 1 | 6.8999 |
| 2 | 14.066 |
| 3 | 17.811 |
| 4 | 27.355 |
| 5 | 36.345 |

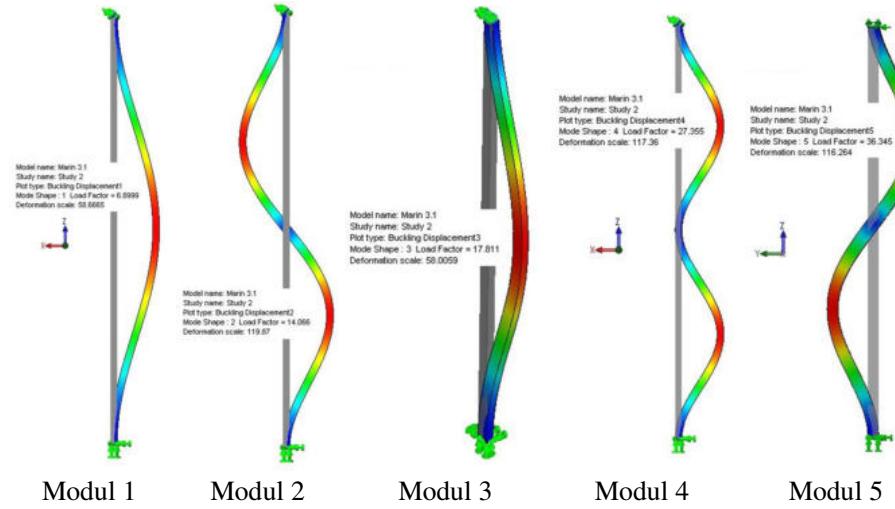
Fig. 5.7.18 Valorile factorului BLF pentru 5 moduri de flambaj

Tabel 5.7.9

Factorul BLF pentru 5 moduri de flambaj calculate la cazul 8Ba

| Mod de flambaj | Buckling Load Factor (BLF) |
|----------------|----------------------------|
| 1 | 6.8999 |
| 2 | 14.066 |
| 3 | 17.811 |
| 4 | 27.355 |
| 5 | 36.345 |

Formele modurilor de flambaj pentru cele 5 cazuri calculate în SolidWorks sunt prezentate în [figura 5.7.19](#).



[Fig. 5.7.19 Forma celor 5 moduri de flambaj pentru caz 8Ba](#)

5.7.6 Caz 1C - Bară încastrată la un capăt și liberă la celălalt

Datele inițiale ale problemei corespund poziției 1C din [tabelul 5.7.3](#), adică secțiunii 30×50 mm, lungimii barei 750 mm, material oțel cu $\sigma_r=520$ N/mm² cu modulul de elasticitate $E=2.1 \times 10^5$ N/mm², coeficient de siguranță la flambaj $c_f=5$, date pentru care au rezultat din calcul analitic flambajul în domeniul elastic, forță critică la flambaj $P_f = 103631$ N și forță maximă capabilă $P_{cap} = 20726$ N.

Calculul a fost efectuat în SolidWorks, pentru geometria specificată. Aplicând forță critică la flambaj din SolidWorks ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 1$, iar pentru forță maximă capabilă ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 5$. Discretizarea a fost de tip solid, cu 1115 elemente. Rezemarea a fost aplicată printr-o condiție **Fixed Geometry**. Materialul selectat în SolidWorks a fost preluat din bibliotecă, categoria **Steel**, material **Alloy Steel**, care are modulul de elasticitate identic cu cel al oțelului cu $\sigma_r=520$ N/mm². Rezultatele sunt centralizate în [tabelul 5.7.10](#) și în [figurile 5.7.20 ÷ 5.7.23](#).

Rezultă următoarele concluzii:

- pentru forță critică la flambaj valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 1,0022 este apropiată de 1, ceea ce înseamnă că este prezis corect flambajul barei;
- pentru forță capabilă valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 5,0108 este apropiată de 5, eroarea de calcul fiind de -0,216%.

Tabel 5.7.10

Comparație rezultate flambaj pentru cazul 1C

| Date din calcul analitic la flambaj | | | Date rezultate din SolidWorks | | |
|--|------------------------------------|-------------------------------------|---|--|------------------|
| Coefficient de siguranță impus $c_f [-]$ | Forță critică la flambaj $P_f [N]$ | Forță maximă capabilă $P_{cap} [N]$ | Coefficient de siguranță corespunzător forței critice | Coefficient de siguranță corespunzător forței capabile | Eroare $C_f [%]$ |
| 5 | 103631 | 20726 | 1,0022 | 5,0108 | -0,216 |

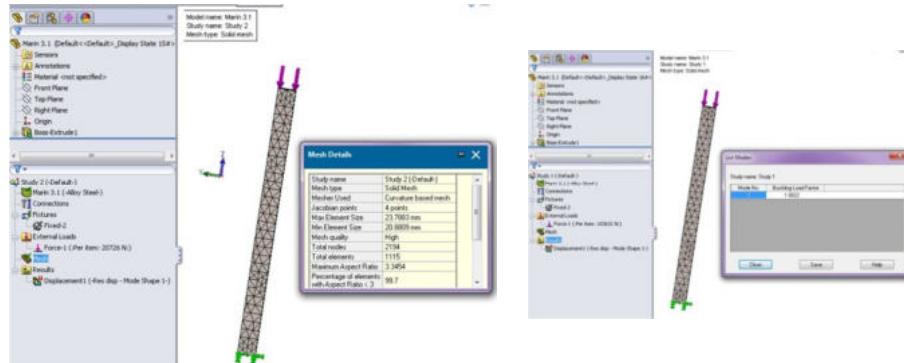


Fig. 5.7.20 Discretizare pentru caz 1C, $P_f = 103631 N$

Fig. 5.7.21 Factor BLF=1,0022 pentru caz 1C, $P_f = 103631 N$

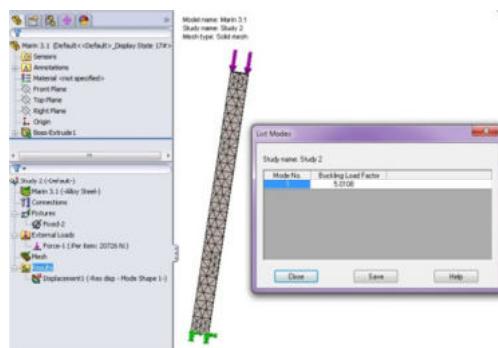


Fig. 5.7.22 Factor BLF=5,0108 pentru caz 1C, $P_f = 20726 N$



Fig. 5.7.23 Forma modului de flambaj pentru caz 1C

5.7.7 Caz 6C - Bară încastrată la un capăt și liberă la celălalt

Datele inițiale ale problemei corespund poziției 1C din [tabelul 5.7.3](#), adică secțiunii 30×50 mm, lungimii barei 600 mm, material oțel cu $\sigma_r=480$ N/mm² cu modulul de elasticitate $E=2.1 \times 10^5$ N/mm², coeficient de siguranță la flambaj $c_f=5$, date pentru care au rezultat din calcul analitic flambajul în domeniul elastic, forța critică la flambaj $P_f = 161923$ N și forța maximă capabilă $P_{cap} = 32385$ N.

Calculul a fost efectuat în SolidWorks, pentru geometria specificată. Aplicând forță critică la flambaj din SolidWorks ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 1$, iar pentru forță maximă capabilă ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 5$. Discretizarea va fi de tip solid, cu 863 elemente. Rezemarea a fost aplicată printr-o condiție **Fixed Geometry**. Materialul selectat în SolidWorks a fost preluat din bibliotecă, categoria **Steel**, material **Alloy Steel**, care are modulul de elasticitate identic cu cel al oțelului cu $\sigma_r=480$ N/mm².

Rezultatele sunt centralizate în [tabelul 5.7.11](#) și în [figurile 5.7.24 ÷ 5.7.27](#).

Tabel 5.7.11

Comparație rezultate flambaj pentru cazul 6C

| Date din calcul analitic la flambaj | | | Date rezultate din SolidWorks | | |
|---|------------------------------------|-------------------------------------|--|---|------------------|
| Coeficient de siguranță impus $c_f [-]$ | Forță critică la flambaj $P_f [N]$ | Forță maximă capabilă $P_{cap} [N]$ | Coeficient de siguranță corespunzător forței critice | Coeficient de siguranță corespunzător forței capabile | Eroare $C_f [%]$ |
| 5 | 161923 | 32385 | 1,0029 | 5,0143 | -0,0286 |

Rezultă următoarele concluzii:

- pentru forță critică la flambaj valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 1,0029 este apropiată de 1, ceea ce înseamnă că este prezis corect flambajul barei;
- pentru forță capabilă valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 5,0143 este apropiată de 5, eroarea de calcul fiind de -0,0286%.

5.7.8 Caz 9C - Bară încastrată la un capăt și articulată la celălalt

Datele inițiale ale problemei corespund poziției 9C din [tabelul 5.7.3](#), adică secțiunii 70×70 mm, lungimii barei 1200 mm, material oțel cu $\sigma_r=480$ N/mm² cu modulul de elasticitate $E=2.1 \times 10^5$ N/mm², coeficient de siguranță la flambaj $c_f=5$, date pentru care au rezultat din calcul analitic flambajul în domeniul elastic, forța critică la flambaj $P_f = 719959$ N și forța maximă capabilă $P_{cap} = 143992$ N.



Fig. 5.7.24 Discretizare pentru caz 6C, $P_f = 161923 N$

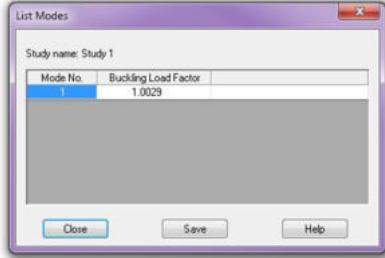


Fig. 5.7.25 Factor BLF=1,0029 pentru caz 6C, $P_f = 161923 N$

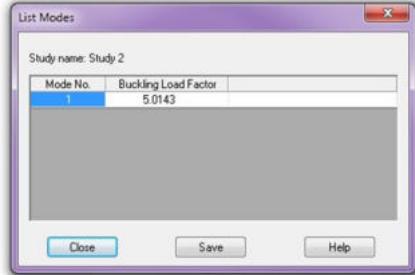


Fig. 5.7.26 Factor BLF=5,0143 pentru caz 6C, $P_f = 32385 N$



Fig. 5.7.27 Forma modului de flambaj pentru caz 6C

Calculul a fost efectuat în SolidWorks, pentru geometria specificată. Aplicând forță critică la flambaj din SolidWorks ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 1$, iar pentru forță maximă capabilă ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 5$. Discretizarea a fost de tip solid, cu 5293 elemente. Rezemarea a fost aplicată printr-o condiție **Fixed Geometry**. Materialul selectat în SolidWorks a fost preluat din bibliotecă, categoria **Steel**, material **Alloy Steel**, care are modulul de elasticitate identic cu cel al oțelului cu $\sigma_p=480 N/mm^2$. Rezultatele sunt centralizate în tabelul 5.7.12 și în figurile 5.7.28 ÷ 5.7.31.

Rezultă următoarele concluzii:

- pentru forță critică la flambaj valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 0,99989 este apropiată de 1, ceea ce înseamnă că este previz corect flambajul barei;
- pentru forță capabilă valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 4,9994 este apropiată de 5, eroarea de calcul fiind de -0,0001%.

Tabel 5.7.12

Comparație rezultate flambaj pentru cazul 9C

| Date din calcul analitic la flambaj | | | Date rezultate din SolidWorks | | |
|---|------------------------------------|-------------------------------------|--|---|------------------|
| Coeficient de siguranță impus $c_f [-]$ | Forță critică la flambaj $P_f [N]$ | Forță maximă capabilă $P_{cap} [N]$ | Coeficient de siguranță corespunzător forței critice | Coeficient de siguranță corespunzător forței capabile | Eroare $C_f [%]$ |
| 5 | 719959 | 143992 | 0,99989 | 4,9994 | -0,0001 |

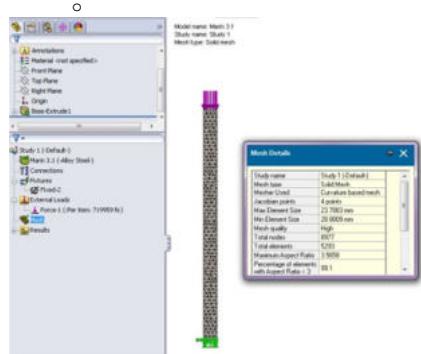


Fig. 5.7.28 Discretizare pentru caz 9C, $P_f = 719959 N$

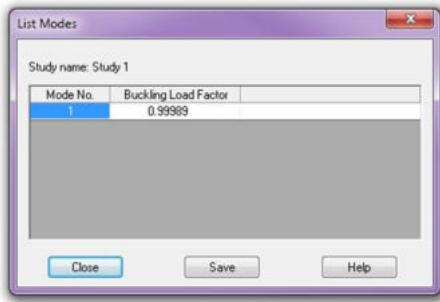


Fig. 5.7.29 Factor BLF=0,99989 pentru caz 9C, $P_f = 719959 N$

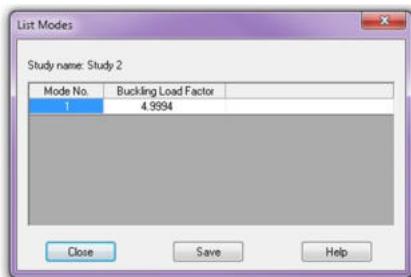


Fig. 5.7.30 Factor BLF=4,9994 pentru caz 9C, $P_f = 143992 N$

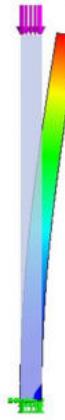


Fig. 5.7.31 Forma modului de flambaj pentru caz 9C

5.7.9 Caz 9D - Bară încastrată la un capăt și liberă la celălalt

Datele inițiale ale problemei corespund poziției 9C din [tabelul 5.7.4](#), adică secțiunii 30×50 mm, lungimii barei 2200 mm, material oțel cu $\sigma_r=520$ N/mm 2 cu modulul de elasticitate $E=2.1\times 10^5$ N/mm 2 , coeficient de siguranță la flambaj $c_f=5$, date pentru care au rezultat din calcul analitic flambajul în domeniul elastic, forță critică la flambaj $P_f = 98317$ N și forță maximă capabilă $P_{cap} = 19663$ N.

Calculul a fost efectuat în SolidWorks, pentru geometria specificată. Aplicând forță critică la flambaj din SolidWorks ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 1$, iar pentru forță maximă capabilă ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 5$. Discretizarea a fost de tip solid, cu 3641 elemente. Rezemarea a fost aplicată printr-o condiție **Fixed Geometry**, respectiv o condiție **Reference Geometry**. Materialul selectat în SolidWorks a fost preluat din bibliotecă, categoria **Steel**, material **Alloy Steel**, care are modulul de elasticitate identic cu cel al oțelului cu $\sigma_r=520$ N/mm 2 . Rezultatele sunt centralizate în [tabelul 5.7.13](#) și în [figurile 5.7.32 ÷ 5.7.35](#).

Tabel 5.7.13

Comparație rezultate flambaj pentru cazul 9D

| Date din calcul analitic la flambaj | | Date rezultate din SolidWorks | | | |
|---|------------------------------------|-------------------------------------|--|---|------------------|
| Coeficient de siguranță impus $c_f [-]$ | Forță critică la flambaj $P_f [N]$ | Forță maximă capabilă $P_{cap} [N]$ | Coeficient de siguranță corespunzător forței critice | Coeficient de siguranță corespunzător forței capabile | Eroare $C_f [%]$ |
| 5 | 98317 | 19663 | 1,0004 | 5,002 | -0,04 |

Rezultă următoarele concluzii:

- pentru forță critică la flambaj valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 1,0004 este apropiată de 1, ceea ce înseamnă că este prezis corect flambajul barei;
- pentru forță capabilă valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 5,002 este apropiată de 5, eroarea de calcul fiind de -0,04%.

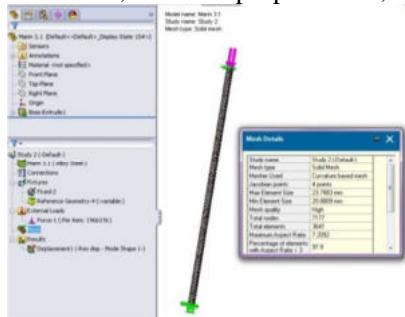
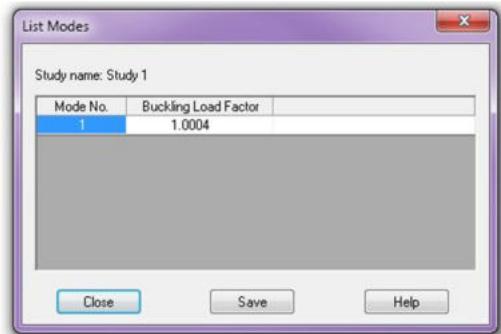
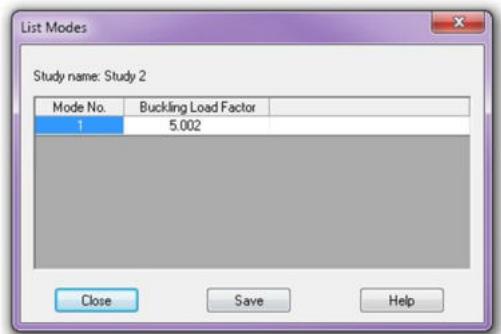


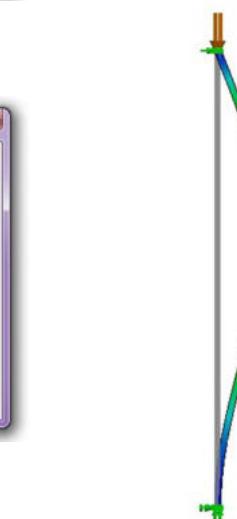
Fig. 5.7.32 Discretizare pentru caz 9D, $P_f = 98317$ N



*Fig. 5.7.33 Factor
BLF=1,0004
pentru caz 9D, $P_f =$
98317N*



*Fig. 5.7.34 Factor BLF=5,002
pentru caz 9D, $P_f = 19663 N$*



*Fig. 5.7.35 Forma modului de
flambaj pentru caz 9D*

5.7.10 Concluzii referitoare la flambajul barelor de secțiune dreptunghiulară

Tabelul 5.7.14 sintetizează rezultatele obținute din SolidWorks în acest capitol pentru flambajul barelor de secțiune dreptunghiulară. Se observă că în toate cazurile analizate coeficientul de siguranță corespunzător forței critice este foarte aproape de 1, ceea ce înseamnă că este prezent corect flambajul barei, iar cel corespunzător forței capabile este aproape de cel impus în calcul analitic, în limita erorilor -0,0001 ÷ 2,09 %.

Tabel 5.7.14

Sinteza rezultatelor pentru flambajul barelor cu secțiune dreptunghiulară

| Caz | Mod de rezemare | Coeficient de siguranță corespunzător forței critice | Coeficient de siguranță corespunzător forței capabile | Eroare C_f [%] |
|-----|---|--|---|------------------|
| 6A | Bară articulată la ambele capete | 0,97911 | 3,9164 | 2,09 |
| 7A | | 0,98358 | 4,9179 | 1,64 |
| 8Ba | Bară încastrată la ambele capete | 0,98569 | 6,8999 | 1,43 |
| 1C | Bară încastrată la un capăt și liberă la celălalt | 1,0022 | 5,0108 | -0,216 |
| 6C | | 1,0029 | 5,0143 | -0,0286 |
| 9C | | 0,99989 | 4,9994 | -0,0001 |
| 9D | Bară încastrată la un capăt și liberă la celălalt | 1,0004 | 5,002 | -0,04 |

5.8 Calcule de flambaj pentru bare cu secțiune inelară

5.8.1 Caz 5 - Bară încastrată la un capăt și liberă la celălalt

Datele inițiale ale problemei corespund poziției 5 din [tabelul 3.7](#) [5], adică secțiunii $\Phi 57 \times \Phi 72$ mm, lungimii barei 1600 mm, material oțel 5% Nichel cu modulul de elasticitate $E=2.1 \times 10^5$ N/mm², coeficient de siguranță la flambaj $c_f = 4,15$, date pentru care au rezultat din calcul analitic flambajul în domeniul elastic, forță critică la flambaj $P_f = 157701$ N și forță maximă capabilă $P_{cap} = 38000$ N.

Calculul a fost efectuat în SolidWorks, pentru geometria specificată. Aplicând forță critică la flambaj din SolidWorks ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 1$, iar pentru forță maximă capabilă ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 4,15$. Discretizarea a fost de tip solid, cu 10298 elemente. Bara a fost încastrată la un capăt și liberă la celălalt. Materialul selectat în SolidWorks a fost preluat din bibliotecă, categoria **Steel**, material **Alloy Steel**, care are modulul de elasticitate identic cu cel al oțelului cu 5% Nichel. Rezultatele sunt centralizate în [tabelul 5.8.1](#) și în [figurile 5.8.1 ÷ 5.8.4](#).

Rezultă următoarele concluzii:

- pentru forță critică la flambaj valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 1,0174 este apropiată de 1, ceea ce înseamnă că este prezis corect flambajul barei;

pentru forță capabilă valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 4,2223 este apropiată de 4,15, eroarea de calcul fiind de -1,74%.

Tabel 5.8.1

Comparație rezultate flambaj pentru cazul 5

| Date din calcul analitic la flambaj | | | Date rezultate din SolidWorks | | |
|---|------------------------------------|-------------------------------------|--|---|------------------|
| Coeficient de siguranță impus $c_f [-]$ | Forță critică la flambaj $P_f [N]$ | Forță maximă capabilă $P_{cap} [N]$ | Coeficient de siguranță corespunzător forței critice | Coeficient de siguranță corespunzător forței capabile | Eroare $C_f [%]$ |
| 4.15 | 157701 | 38000 | 1,0174 | 4,2223 | -1,74 |

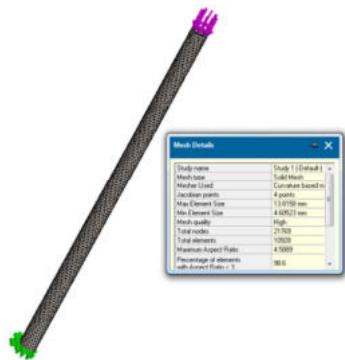


Fig. 5.8.1 Discretizare pentru caz 5, $P_{cap} = 38000 N$

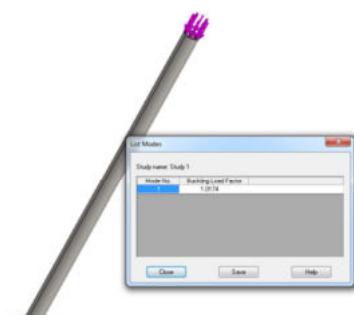


Fig. 5.8.2 Factor BLF=1,0174 pentru caz 5, $P_f = 157701 N$

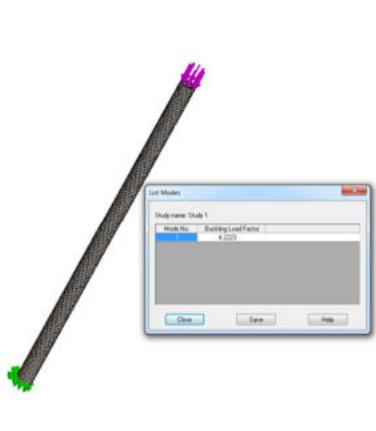


Fig. 5.8.3 Factor BLF=4,2223 pentru caz 5, $P_{cap} = 38000 N$



Fig. 5.8.4 Forma modului de flambaj pentru caz 5

5.8.2 Caz 4 - Bară încastrată la un capăt și articulată la celălalt

Datele inițiale ale problemei corespund poziției 5 din [tabelul 3.8](#) [5], adică secțiunii $\Phi 30 \times \Phi 38$ mm, lungimii barei 2000 mm, material oțel crom-molibden cu modulul de elasticitate $E=2.1 \times 10^5$ N/mm², coeficient de siguranță la flambaj $c_f = 3.19$, date pentru care au rezultat din calcul analitic flambajul în domeniul elastic, forță critică la flambaj $P_f = 63927$ N și forță maximă capabilă $P_{cap} = 20000$ N. Calculul a fost efectuat în SolidWorks, pentru geometria specificată. Aplicând forță critică la flambaj din SolidWorks ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 1$, iar pentru forță maximă capabilă ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 3.19$. Discretizarea a fost de tip solid, cu 10736 elemente. Rezemarea a fost aplicată printr-o condiție **Fixed Geometry**. Materialul selectat în SolidWorks a fost preluat din biblioteca, categoria **Steel**, material **Alloy Steel**, care are modulul de elasticitate identic cu cel al oțelului cu crom-molibden. Rezultatele sunt centralizate în [tabelul 5.8.2](#) și în figurile [5.8.5 ÷ 5.8.8](#).

Tabel 5.8.2

Comparație rezultate flambaj

| Date din calcul analitic la flambaj | | | Date rezultate din SolidWorks | | |
|---|------------------------------------|-------------------------------------|--|---|------------------|
| Coeficient de siguranță impus $c_f [-]$ | Forță critică la flambaj $P_f [N]$ | Forță maximă capabilă $P_{cap} [N]$ | Coeficient de siguranță corespunzător forței critice | Coeficient de siguranță corespunzător forței capabile | Eroare $C_f [%]$ |
| 3.19 | 63927 | 20000 | 1,0316 | 3,2974 | -3,36 |

Rezultă următoarele concluzii:

- pentru forță critică la flambaj valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 1,0316 este apropiată de 1, ceea ce înseamnă că este prezis corect flambajul barei;
- pentru forță capabilă valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 3,2974 este apropiată de 3,19, eroarea de calcul fiind de -3,36%.

5.8.3 Caz 3 - Bară încastrată la ambele capete

Datele inițiale ale problemei corespund poziției 3 din [tabelul 3.6](#) [5], adică secțiunii $\Phi 47 \times \Phi 37.6$ mm, lungimii barei 3600 mm, material oțel cu $\sigma_t=520$ N/mm², modulul de elasticitate $E=2.1 \times 10^5$ N/mm², coeficient de siguranță la flambaj $c_f = 3,232$, date pentru care au rezultat din calcul analitic flambajul în domeniul elastic, forță critică la flambaj $P_f = 90500$ N și forță maximă capabilă $P_{cap} = 28000$ N.

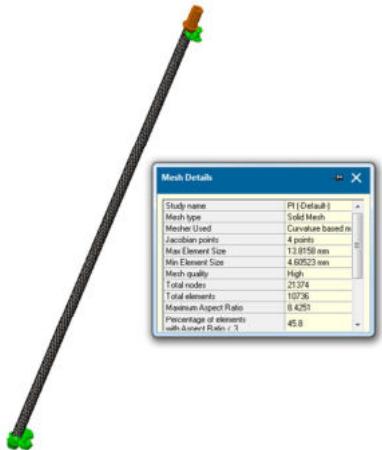


Fig. 5.8.5 Discretizare pentru caz 4, $P_{cap} = 20000 \text{ N}$

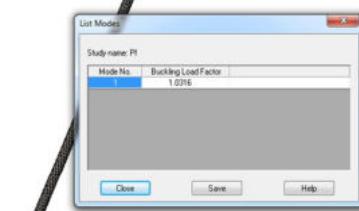


Fig. 5.8.6 Factor BLF=1,0316 pentru caz 4, $P_f = 63927 \text{ N}$

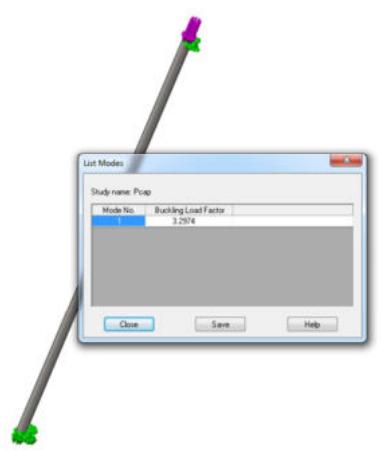


Fig. 5.8.7 Factor BLF=3,2974 pentru caz 4, $P_{cap} = 20000 \text{ N}$



Fig. 5.8.8 Forma modului de flambaj pentru caz 4

Calculul a fost efectuat în SolidWorks, pentru geometria specificată. Aplicând forță critică la flambaj din SolidWorks ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 1$, iar pentru forță maximă capabilă ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 3,232$. Discretizarea a fost de tip solid, cu 13006 elemente. Bara a fost încastrată la ambele capete. Materialul selectat în

SolidWorks a fost preluat din bibliotecă, categoria **Steel**, material **Alloy Steel**, care are modulul de elasticitate identic cu cel al oțelului cu $\sigma_e=520 \text{ N/mm}^2$. Rezultatele sunt centralizate în tabelul 5.8.3 și în figurile 5.8.9 ÷ 5.8.12.

Tabel 5.8.3

Comparație rezultate flambaj pentru cazul 3

| Date din calcul analitic la flambaj | | | Date rezultate din SolidWorks | | |
|---|---|--|--|---|------------------|
| Coeficient de siguranță impus $c_f [-]$ | Forță critică la flambaj $P_f [\text{N}]$ | Forță maximă capabilă $P_{cap} [\text{N}]$ | Coeficient de siguranță corespunzător forței critice | Coeficient de siguranță corespunzător forței capabile | Eroare $C_f [%]$ |
| 3,232 | 90500 | 28000 | 0,91441 | 2,9555 | -8,55 |

Rezultă următoarele concluzii:

- pentru forță critică la flambaj valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 0,91441 este apropiată de 1, ceea ce înseamnă că este prezis corect flambajul barei;
- pentru forță capabilă valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 2,9555 este apropiată de 3,232, eroarea de calcul fiind de -8,55%.

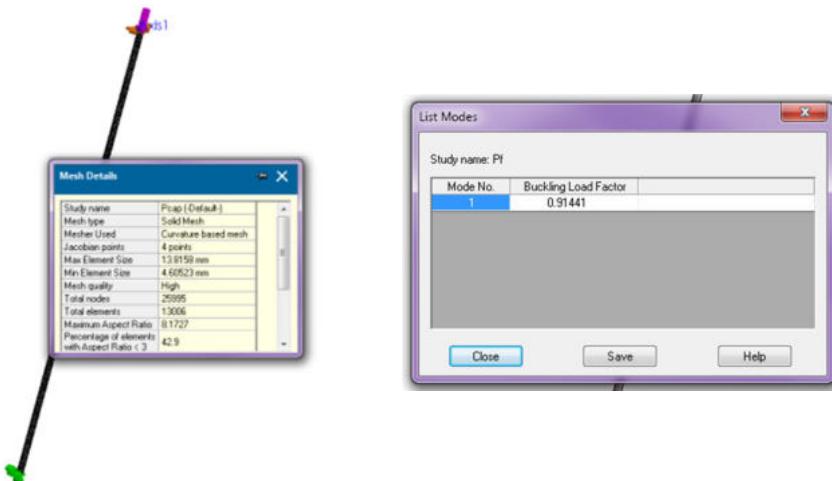


Fig. 5.8.9 Discretizare pentru caz 3, $P_{cap} = 28000 \text{ N}$

Fig. 5.8.10 Factor BLF=0,91441 pentru caz 3, $P_f = 90500 \text{ N}$

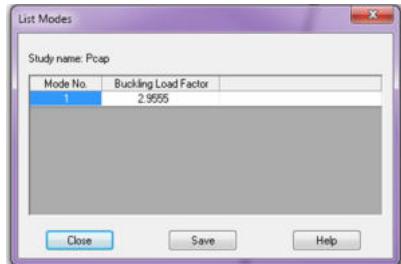


Fig. 5.8.11 Factor BLF=2,9555
pentru caz 3, $P_{cap} = 28000$ N



Fig. 5.8.12 Forma modului de flambaj
pentru caz 3

5.8.4 Caz 1 - Bară articulată ambele capete

Datele inițiale ale problemei corespund poziției 1 din [tabelul 3.5](#) [5], adică secțiunii $\Phi 45 \times \Phi 36$ mm, lungimii barei 1600 mm, material oțel OL 37, modulul de elasticitate $E=2.1 \times 10^5$ N/mm², coeficient de siguranță la flambaj $c_f = 4,375$, date pentru care au rezultat din calcul analitic flambajul în domeniul elastic, forță critică la flambaj $P_f = 96253$ N și forță maximă capabilă $P_{cap} = 22000$ N.

Calculul a fost efectuat în SolidWorks, pentru geometria specificată. Aplicând forță critică la flambaj din SolidWorks ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 1$, iar pentru forță maximă capabilă ar trebui să rezulte coeficientul de siguranță la flambaj $c_f \approx 4,375$. Discretizarea a fost de tip solid, cu 8265 elemente. Bara a fost articulată la ambele capete. Materialul selectat în SolidWorks a fost preluat din bibliotecă, categoria **Steel**, material **Alloy Steel**, care are modulul de elasticitate identic cu cel al oțelului OL 37. Rezultatele sunt centralizate în [tabelul 5.8.4](#) și în [figurile 5.8.13 ÷ 5.8.16](#).

Tabel 5.8.4

Comparație rezultate flambaj pentru cazul 1

| Date din calcul analitic la flambaj | | | Date rezultate din SolidWorks | | |
|---|------------------------------------|-------------------------------------|--|---|------------------|
| Coeficient de siguranță impus $c_f [-]$ | Forță critică la flambaj P_f [N] | Forță maximă capabilă P_{cap} [N] | Coeficient de siguranță corespunzător forței critice | Coeficient de siguranță corespunzător forței capabile | Eroare C_f [%] |
| 4,375 | 96253 | 22000 | 1,0232 | 4,4765 | -2,32 |

Rezultă următoarele concluzii:

- pentru forță critică la flambaj valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 1,0232 este apropiată de 1, ceea ce înseamnă că este prezent corect flambajul barei;
- pentru forță capabilă valoarea coeficientului de siguranță rezultată din SolidWorks 4,4765 este apropiată de 4,375, eroarea de calcul fiind de -2,32%.

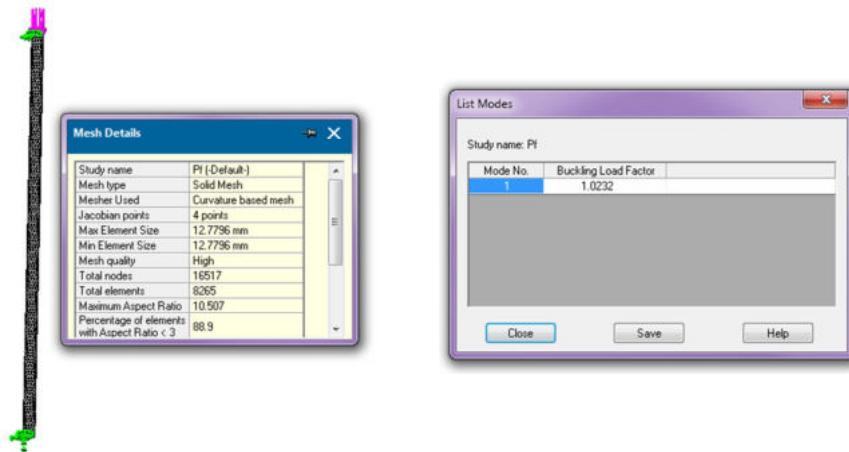


Fig. 5.8.13 Discretizare pentru caz 1, $P_{cap} = 22000N$

Fig. 5.8.14 Factor BLF=1,0232 pentru caz 1, $P_f = 96253 N$

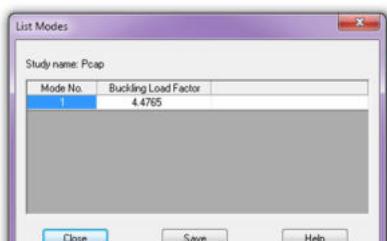


Fig. 5.8.15 Factor BLF=4,4765 pentru caz 1, $P_{cap} = 22000 N$



Fig. 5.8.16 Forma modului de flambaj pentru caz 1

5.8.5 Concluzii referitoare la flambajul barelor de secțiune inelară

Tabelul 5.8.5 sintetizează rezultatele obținute din SolidWorks în acest capitol pentru flambajul barelor de secțiune inelară. Se observă că în toate cazurile analizate coeficientul de siguranță corespunzător forței critice este foarte aproape de 1, ceea ce înseamnă că este prezis corect flambajul barei, iar cel corespunzător forței capabile este aproape de cel impus în calcul analitic, în limita erorilor -1,74 \div -8,55 %.

Tabel 5.8.5

Sinteza rezultatelor pentru flambajul barelor cu secțiune inelară

| Caz | Mod de rezemare | Coeficient de siguranță corespunzător forței critice | Coeficient de siguranță corespunzător forței capabile | Eroare C_f [%] |
|-----|---|--|---|------------------|
| 5 | Bară încastrată la un capăt și liberă la celălalt | 1,0174 | 4,2223 | -1,74 |
| 4 | Bară încastrată la un capăt și articulată la celălalt | 1,0316 | 3,2974 | -3,36 |
| 3 | Bară încastrată la ambele capete | 0,91441 | 2,9555 | -8,55 |
| 1 | Bară articulată la ambele capete | 1,0232 | 4,4765 | -2,32 |

BIBLIOGRAFIE

- [1] Buzdugan, Gh., *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București, 1980.
- [2] Deutsch, I., *Rezistența Materialelor*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1979.
- [3] Mănescu, T., Șt., Chivu, A., I., Afronie, E., M., Pomoja, F., Mănescu, T., Jr., Burtea, D., *Aplicații de rezistență materialelor*, Editura Eftimie Murgu Reșița, Colecția „Orizonturi Tehnice”, Reșița, 2010.
- [4] Mănescu, T., Nedelcu, D., *Analiză structurală prin metoda elementului finit*, Editura „Orizonturi Universitare”, Timișoara, 2005 Reșița.
- [5] Marin, C., Popa, F., *Rezistența materialelor*. Probleme de examen, Editura Macarie, Târgoviște, 2001.
- [6] Mazilu, P., Posea, N., Iordăchescu, E., *Probleme de rezistență materialelor*, Editura Tehnică, Vol. II, București, 1975.
- [7] *****, *SolidWorks. User's Guide*.