

**Universitatea Națională de Știință și Tehnologie
POLITEHNICA din București**

Facultatea de Inginerie Industrială și Robotică

Departamentul de Rezistența Materialelor



TEZĂ DE DOCTORAT

**Cercetări privind unele elemente structurale
dedicate absorbirii energiei de impact
la vehiculele feroviare**

(rezumat)

Autor:

Ing. fiz. Dan-Mihail COSTESCU

Conducător științific:

Prof. dr. ing. Anton HADĂR

București – 2023

Cuvinte-cheie: *coliziune, vehicule feroviare, energie de impact, deformare controlată plastică*

Cuprins

Pag.

Cuprins

1

Capitolul 1.

Considerații generale

1.1 Tendințe în dezvoltarea elementelor de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare

1.1.1. Stadiul actual al producerii elementelor de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare 3

1.1.2. Cercetări în vederea dezvoltării elementelor de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare 9

Capitolul 2.

Evaluări calitativ-cantitative ale absorbirii energiei de impact prin metoda deformării plastice controlate a unor elemente din compunerea vehiculelor feroviare

2.1 Date de referință privind construcția și rezistența la coliziune a vehiculelor feroviare

2.1.1. Principii generale ale siguranței structurale pasive a vehiculelor feroviare 14

2.1.2. Masa, viteza și rezistența la compresiune longitudinală a vehiculelor feroviare 14

2.1.3. Scenarii de coliziune a vehiculelor feroviare 15

2.2 Cerințe preliminare privind elementele de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare

2.2.1. Estimarea energiei de impact absorbită la coliziunea vehiculelor feroviare 17

2.2.2. Dimensionarea elementelor de absorbire a energiei de impact și verificarea prin calcul a rezistenței mecanice a acestora 19

2.2.3. Evaluarea proceselor de absorbire a energiei de impact 26

2.3 Reevaluarea cerințelor privind un nou element de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare

2.3.1. Proiectarea unui nou element de absorbire a energiei de impact și verificarea prin calcul a rezistenței mecanice a acestuia 28

2.3.2. Reevaluarea proceselor de absorbire a energiei de impact 33

Capitolul 3.

Validări experimentale ale metodelor teoretice de calcul al elementului de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare

3.1 Validarea experimentală a metodei teoretice de calcul al energiilor de impact pentru două vehicule feroviare	
3.1.1. Condițiile de desfășurare ale testului și parametrii mășurați	35
3.1.2. Verificarea calculelor teoretice prin compararea cu rezultatele obținute experimental	38
3.2 Validarea experimentală a metodei teoretice de calcul la solicitarea de compresiune axială a elementului de absorbire a energiei de impact prin deformare plastică	
3.2.1. Condițiile de desfășurare ale testului și parametrii mășurați	40
3.2.2. Verificarea calculelor teoretice prin compararea cu rezultatele obținute experimental	44

Capitolul 4.

Realizarea și analiza modelului virtual al elementului de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare

4.1 Realizarea prin intermediul metodei elementelor finite a analizei unui model virtual al elementului de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare	
4.1.1. Modelul virtual axial simetric al elementului de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare realizat cu ajutorul ANSYS	49
4.1.2. Discretizarea modelului elementului de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare	55
4.2 Analiza deformării mecanice plastice la solicitarea de evazare a elementului de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare	
4.2.1. Stabilirea constrângerilor de limitare a deplasării corpurilor și a parametrilor analizei prin metoda elementelor finite	57
4.2.2. Rezultatele obținute în urma analizei prin metoda elementelor finite	57

Capitolul 5.

Concluzii generale

5.1. Concluzii finale	60
5.2. Contribuții personale	60
5.3. Viitoare direcții de cercetare	62

Capitolul 1

Considerații generale

1.1 Tendințe în dezvoltarea elementelor de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare

1.1.1. Stadiul actual al producerii elementelor de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare

Industria feroviară este în creștere pe plan mondial, oferind dezvoltare economică și beneficii ecologice prin furnizarea de rețele sigure și durabile. Volumul traficului și viteza de transport feroviar, pentru trenurile de pasageri și cele de mărfuri, sunt în creștere și necesită o protecție sporită pentru pasageri, precum și pentru a îndeplini standardele de operabilitate și mentenanță, cu costuri scăzute ale ciclului de viață.

Tehnologia de crash este o metodă de transfer controlat și de absorbire a unei energii de impact foarte mari, în condițiile de coliziune la mare viteză. Aceasta a fost dezvoltată pentru a crește nivelul de siguranță pasivă în transportul feroviar.

Standardul european EN 15227:2020 definește cerințele de siguranță la coliziune pentru caroseriile vehiculelor feroviare. Standardul se aplică la locomotive, trenuri de călători, trenuri subterane și tramvaie.

În conformitate cu cele mai recente reglementări din domeniul feroviar, vagoanele care transportă mărfuri periculoase, aflate deja în uz, trebuie să poată absorbi cel puțin 500 kJ pe capăt de vagon, iar vagoanele noi trebuie să poată absorbi cel puțin 800 kJ pe capăt de vagon. Scopul impunerii acestor cerințe este de a asigura o protecție adecvată la impactul accidental pentru viteze de peste 12 km/h. Pentru a respecta aceste reglementări, vagoanele existente trebuie dotate cu tampon de impact de minim 250 kJ, în timp ce vagoanele noi au tampon de impact de minim 400 kJ.

Pe plan mondial, în ultimul deceniu, o serie de producători feroviari, cu multă experiență în domeniu, au început să se implice activ în găsirea unor soluții tehnice fiabile, cât mai simple și mai ieftine, pentru a fabrica elemente de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare. Aceștia au colaborat cu unități de cercetare-dezvoltare și cu instituții de învățământ superior și au pus la dispoziție baza materială și fondurile necesare desfășurării cu succes a acestei activități.

A. S.C. INNOVA Sisteme și Tehnologii S.R.L. din Arad, România

Firma a luat ființă în anul 2005 sub conducerea fondatorului, inginer mecanic Dimitrie Otlăcan, care are o vastă experiență, de peste patru decenii, în proiectarea vagoanelor de marfă și călători. Încă de la înființare, una dintre preocupările principale a fost realizarea unui tampon tip crash pe plan național. Pentru aceasta au fost făcute nenumărate teste de-a lungul anilor, cu diverse variante de prototipuri, în final rezultând o serie de produse aflate la cele mai înalte cote ale standardelor internaționale.

Cele mai multe vagoane din parcul operatorilor din România sunt în prezent dotate cu tamponare de categorie standard A de 30 kJ. Tamponul de 150 kJ (fig. 1), dezvoltat și fabricat de INNOVA, are o capacitate în regim dinamic de cinci ori mai mare decât un tampon standard de categorie A și de două ori mai mare decât un tampon pentru categoria C. Testele de impact reale au înregistrat peste 200 kJ de energie absorbită pe tampon.



Fig. 1 - Tamponul INNOVA de 150 kJ

Tamponul de 400 kJ, dezvoltat și fabricat de INNOVA, poate absorbi peste 400 kJ pe tampon, ceea ce înseamnă peste 800 kJ pe capăt de vagon. Testele oficiale au înregistrat 478 kJ pe tampon.

Tamponul INNOVA de 400 kJ (fig. 2) este potrivit atât pentru echiparea vagoanelor existente, cât și a celor noi. Produsul respectă pe deplin toate condițiile impuse de standardele de profil europene în vigoare.



Fig. 2 - Tamponul INNOVA de 400 kJ

Tampoanele INNOVA de 150 kJ și 400 kJ sunt echipate cu amortizoare de șoc din material termoplastic/polimer (de fabricație MINER Tecspak, Durel DP 30).

Deformarea tamponului cuprinde două etape:

- deformarea elastică, observată la viteze de impact sub 12 km/h și la forțe care nu depășesc 1,5 MN;
- deformarea elastică + plastică, generată la viteze de impact care depășesc 12 km/h și la forțe de peste 1,5 MN (fig. 3 și fig. 4).

Tampoanele sunt executate dintr-o ansamblu sudat, având o placă cu lungimea de 450 mm, detașabilă, din oțel de tip S355J2. La cerere, sunt disponibile următoarele opțiuni suplimentare:

- o placă suplimentară de uzură din oțel manganos;
- o placă de tampon extra lungă de 550 mm.



Fig. 3 - Tamponul INNOVA de 150 kJ după deformare



Fig. 4 - Tamponul INNOVA de 400 kJ după deformare

B. EST Eisenbahn-Systemtechnik GmbH, Germania

Firma EST Eisenbahn-Systemtechnik GmbH a luat ființă în anul 2001 în orașelul german Wangen im Allgäu.

Tamponul tip crash fabricat de EST combină, într-o singură componentă, un tampon standard pentru vehicule feroviare și un element de deformare absorbant de energie. Caracteristic este faptul că funcția adițională, ca element de deformare, este integrată în carcasa tamponului, astfel încât, să nu mai fie nevoie de spațiu suplimentar după deformare. Dimensiunile externe și flanșa de atașare a tamponului EST Crash sunt identice cu cele ale unui tampon clasic, care respectă standardul UIC 526-1 al industriei feroviare.

Tamponul EST Crash poate fi montat pe toate vehiculele care au fost proiectate pentru tamponane clasice, în conformitate cu acest standard. Acest tampon poate fi utilizat pentru protecția vehiculelor feroviare moderne cu costuri ridicate de capital, precum și pentru stocul feroviar mai vechi, la care se dorește o protecție sporită.

Funcția de element de avarie a setului de tamponane EST Crash previne supraîncărcarea vehiculului, a structurii acestuia și a componentelor sale în timpul impacturilor puternice și a evenimentelor de coliziune. Astfel, sunt evitate solicitările de vârf și accelerațiile ridicate. În deformarea planificată a carcasei tampon este absorbită de 10 până la 20 de ori mai multă energie decât în acționarea standard a arcurilor tamponanelor convenționale.

Această energie corespunde unei viteze maxime de impact pentru vehiculul feroviar de aproximativ 30 km/h, atunci când este echipat cu tamponane EST Crash (fig. 5 și fig. 6). În condiții similare, viteza maximă de impact cu tamponanele convenționale este de aproximativ 12 km/h.



Fig. 5 - Sistem de crash deformabil în două etape tip EST Duplex G1.A1



Fig. 6 - Sistem de crash deformabil în două etape tip EST Duplex G2.A2

Prin utilizarea acestor tampoane de tip crash, pot fi obținute următoarele îmbunătățiri ale protecției și siguranței:

- repunerea mai rapidă în funcțiune după accidente;
- reducerea costurilor de reparare după accidente;
- protecția personalului, a pasagerilor și a mărfurilor;
- protecția tuturor vehiculelor implicate într-o coliziune;
- evitarea scenariilor necontrolate de coliziune (cum ar fi deraierea), prin inițierea unei secvențe de coliziune mai puțin periculoase;
- evitarea pagubelor nedetectate ca urmare a unor impacturi moderate.

Nivelul de deteriorare în urma coliziunii este indicat rapid folosind mărcile martor de pe fiecare tampon (fig. 7).



Fig. 7 - Tampon crash deformat, tip EST G1

C. AXTONE S.A., Polonia

Grupul polonez AXTONE S.A. a luat ființă în anul 2007 în orașelul Kanczuga, prin fuzionarea a două firme, una germană și alta poloneză.

Grupul AXTONE are o bogată expertiză în absorbirea energiei de impact pentru toate tipurile de vehicule feroviare. Tamponele și elementele de protecție pasivă la ciocnire, oferite de AXTONE, asigură siguranța tuturor vehiculelor din transportul feroviar, precum și a pasagerilor sau încărcăturilor transportate.

Tehnologia inovatoare de tip așchiere, patentată de AXTONE, constă în absorbirea energiei de impact prin deformarea permanentă a unei benzi din oțel tăiată din corpul tamponului (fig. 8).

În timpul unei coliziuni, suprafața exterioară a învelișului tamponului este raclată de cuțitele de așchiere (fig. 9). Nivelul energiei absorbite depinde de dimensiunea și de suprafața secțiunii benzii din oțel rezultate, ceea ce permite o ajustare largă a parametrilor în funcție de orice aplicație.

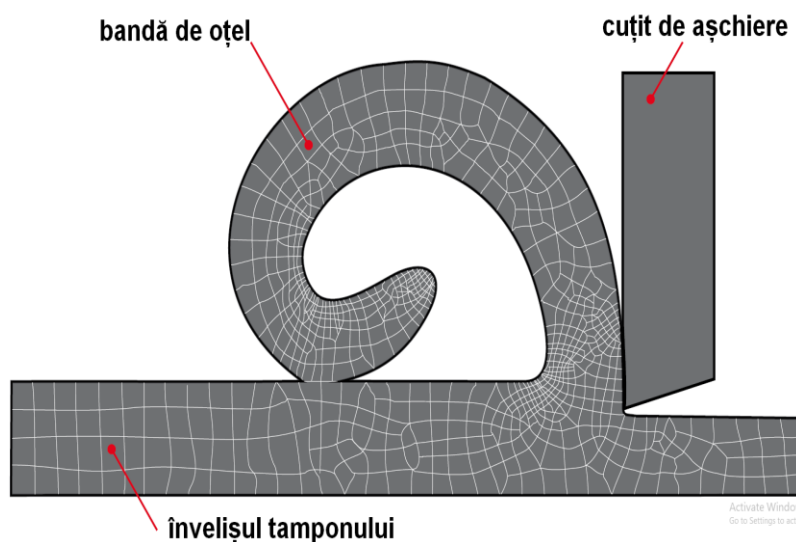


Fig. 8 - Absorbirea energiei de impact prin așchiere

Principalele avantaje ale acestei soluții includ un nivel scăzut al forțelor în timpul coliziunilor și o funcționare stabilă. În plus, prin mărirea secțiunii transversale, este posibilă creșterea cantității de energie absorbită în funcție de nevoile clientului. Greutatea unui astfel de tampon este comparabilă cu greutatea unui tampon de tip C.



Fig. 9 - Tampon crash deformat plastic prin așchiere

Tehnologia de îndoire constă în absorbirea energiei de impact prin deformarea plastică a manșonului tamponului, având pereții de formă specială (fig. 10). Nivelul energiei absorbite depinde de forțele de deformare. Prin schimbarea formei manșonului se obține o gamă largă de parametri controlați, care pot fi modificați în tamponanele tip crash, în conformitate cu cerințele individuale ale clienților.



Fig. 10 - Tampon crash ce utilizează metoda plierii pentru absorbirea energiei de impact

Produsele fabricate în tehnologie de așchiere pot fi utilizate atunci când este disponibil spațiu liber în spatele traversei frontale a vagonului. Tamponanele cu tehnologie de pliere nu necesită spațiu liber în spatele traversei frontale a vagonului.

1.1.2. Cercetări în vederea dezvoltării elementelor de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare

În ultimii circa 25 de ani, cercetarea pe plan mondial în domeniul absorbirii energiei de impact prin metoda deformării plastice controlate, a unor elemente structurale ale vehiculelor feroviare, a cunoscut o dezvoltare permanentă, datorată creșterii deosebite a volumului traficului și vitezei de transport feroviar, la trenurile de pasageri și de mărfuri.

În continuare sunt prezentate în rezumat câteva dintre cele mai importante studii desfășurate în domeniu și principalele lor concluzii.

A. În anul 1999 olandezul Willibrordus J. Witteman, în teza sa de doctorat, susținută la Universitatea Tehnică din Eindhoven, privind "Îmbunătățirea proiectării rezistenței la impact a vehiculelor prin controlul energiei absorbite în diferite situații de coliziune", în urma analizării modelelor simulate și a testelor de coliziune efectuate pe diferite profile metalice, a ajuns la următoarele concluzii:

- creșterea grosimii peretelui unui profil mărește energia absorbită specifică (pe unitatea de masă) mai mult decât creșterea perimetrului profilului;

- profilele de tip circular, hexagonal sau octogonal absorb o cantitate mai mare de energie prin deformare plastică, decât profilele pătrate sau dreptunghiulare;

- folosirea unui declanșator (prin micșorarea controlată a secțiunii de rezistență a profilului) duce la micșorarea forței maxime de rezistență la impact;

- dintre mai multe tipuri de declanșatori, micșorarea grosimii în secțiune cu 10 % oferă un maxim de energie absorbită la impact.

Tipul profilelor utilizate în teste:

Grosime = 2 mm;	Perimetrul [mm]
A - pătrat:	$300 = 4 \times 75$
B - dreptunghi:	$300 = 2 \times 60 + 2 \times 90$
C - cerc:	$300 = \pi \times 95,5$
D - hexagon:	$300 = 6 \times 50$
E - octogon:	$300 = 4 \times 45 + 4 \times 30$

Proprietățile oțelului folosit:

Modulul lui Young $E = 210 \text{ kN/mm}^2$

Limita de curgere $\sigma_c = 185 \text{ N/mm}^2$

Rezistența la rupere $\sigma_r = 325 \text{ N/mm}^2$

Alungirea la rupere $A_5 = 47 \%$

(materialul utilizat are o ductilitate ridicată)

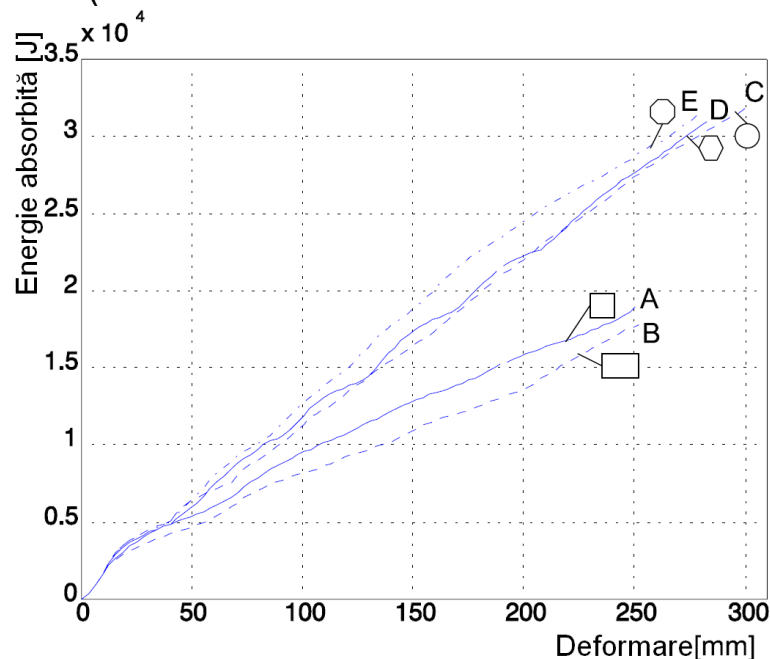


Fig. 11 - Energia absorbită de cinci tipuri de profile diferite

Figura 11 prezintă ilustrarea grafică a dependenței energiei absorbite în funcție de valoarea deformării pentru o serie de cinci tipuri de profile diferite.

Prin urmare, profilul de tip circular (țeavă) este preferat atât ca nivel al energiei specifice absorbite, cât și din punctul de vedere al simplității, simetriei și al reducerii costurilor de fabricație.

B. În anul 2007, M. Shakeri, S. Salehghaffari și R. Mirzaeifar, profesori la Departamentul de Inginerie Mecanică al Facultății de Tehnologie din Universitatea Politehnică din Teheran, Iran, au efectuat un studiu privind "Expandarea țevilor circulare cu țevi rigide drept absorbitori de energie de impact: cercetare teoretică și experimentală".

În această lucrare, expandarea tuburilor deformabile cu ajutorul unui tub rigid, sub o solicitare de compresiune axială, reprezintă un procedeu foarte eficient de absorbire a energiei de impact (fig. 12). În acest caz, una dintre țevi este considerată rigidă în comparație cu cealaltă, materialele din care sunt confecționate având proprietăți diferite.

Când acest ansamblu este supus comprimării axiale, țeava rigidă este introdusă în cea deformabilă (fig. 13). Prin urmare, energia de impact este cheltuită de expandarea plastică a țevii deformabile și de energia de frecare dintre ele (fig. 14).

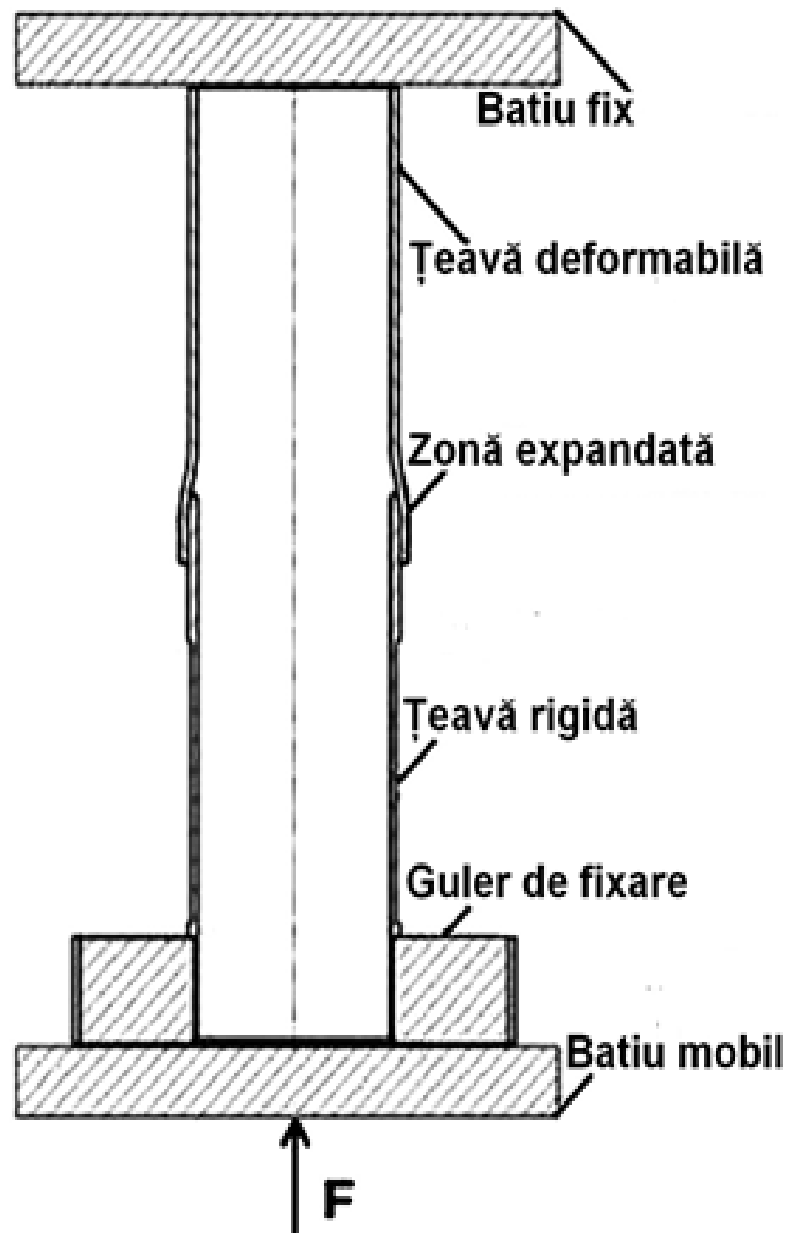


Fig. 12 - Schița de testare a ansamblului deformabil

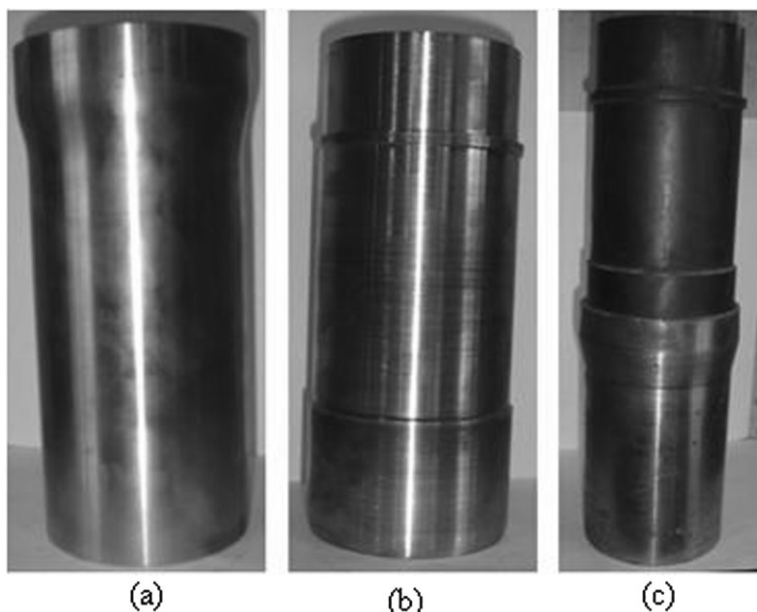


Fig. 13 - Țevi utilizate în ansamblul deformabil
a - țeavă deformabilă; b - țeavă rigidă; c - ansamblu deformabil

Țeava deformabilă era din oțel tip S235, avea diametrul interior inițial de 85 mm și grosimea de 3,5 mm. Ambele țevi utilizate au avut lungimea inițială de 200 mm.



Fig. 14 - Ansamblul de țevi după deformare

În acest mecanism de absorbire a energiei prin deformare plastică, forța medie de compresiune poate fi influențată, în principal, de tipul materialului, de grosimea țevii deformabile, de valoarea coeficientului de frecare și de valoarea spațiului dintre țeava deformabilă și țeava rigidă.

C. În anii 2007 și mai apoi în 2011, Jovan D. Tanasković, Dragan D. Milković și Vojkan J. Lučanin, profesori ai Facultății de Inginerie Mecanică din cadrul Universității din Belgrad, Serbia, au efectuat studii privind "Cercetarea experimentală a țevilor absorbitoare de energie cinetică pe durata coliziunii" și "Determinarea experimentală și numerică a caracteristicilor țevilor de absorbire a energiei de coliziune".

Principiul de absorbire a energiei are la bază deformarea plastică a unei țevi, ca urmare a micșorării diametrului său la trecerea printr-un inel tronconic, suprapusă cu disiparea energiei prin frecarea dintre țeavă și inel (fig. 15, fig. 16 și fig. 17). Țeava este realizată din oțel tip S235, iar inelul din oțel special de înaltă rezistență tip C45E.

Testele desfășurate au fost atât statice, cât și dinamice. Rezultatele obținute confirmă faptul că forța rămâne cvasi-constantă în ambele cazuri, pe toată durata deplasării, însă cea din testul dinamic este cu circa 20 % mai mare decât cea din testul static.

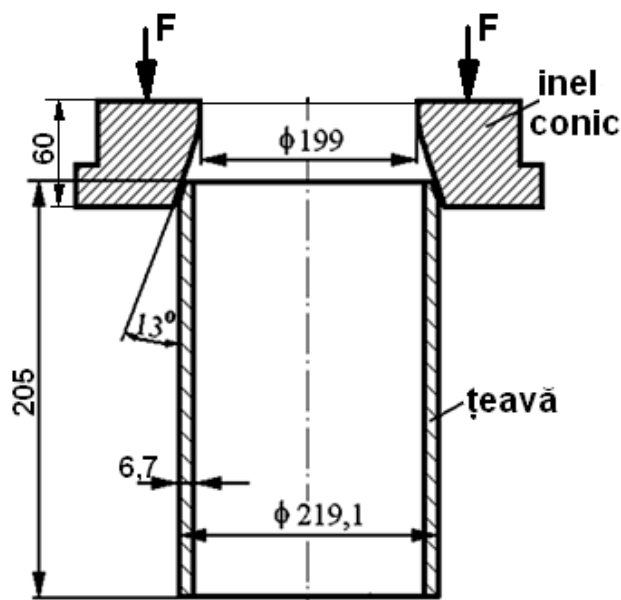


Fig. 15 - Schița dispozitivului de absorbire a energiei prin deformarea plastică a țevii



Fig. 16 - Dispozitivul înaintea deformării plastice a țevii



Fig. 17 - Dispozitivul după deformarea plastică a țevii

Capitolul 2

Evaluări calitativ-cantitative ale absorbirii energiei de impact prin metoda deformării plastice controlate a unor elemente din compunerea vehiculelor feroviare

2.1 Date de referință privind construcția și rezistența la coliziune a vehiculelor feroviare

2.1.1. Principii generale ale siguranței structurale pasive la vehiculele feroviare

Siguranța structurală pasivă reprezintă ultimul mijloc de protecție la coliziuni, atunci când au eșuat toate celelalte posibilități de prevenire a unui accident. Pentru protejarea pasagerilor, a mecanicilor conducători ai trenurilor, precum și a mărfurilor periculoase, în cazul unui accident feroviar, trebuie luate următoarele măsuri, în conformitate cu cerințele standardului european EN 15227:2020, referitoare la rezistența la coliziune a vehiculelor feroviare:

- absorbirea energiei de impact într-un mod controlat;
- limitarea valorilor decelerării (implicit a forțelor de impact);
- menținerea neafectată a spațiului de supraviețuire a mecanicilor conducători ai trenurilor și a integrității structurale a zonelor ocupate de pasageri în vagoanele de călători;
- reducerea riscului de încălecare a vagoanelor;
- reducerea riscului de deraiere la lovirea unui obstacol.

Prima cerință va fi analizată în detaliu în cele ce urmează, iar în ceea ce privește cea de-a doua cerință, decelerația maximă atinsă în cursul coliziunii nu trebuie să depășească cu mai mult de până la cinci ori accelerația gravitațională, pentru a păstra integritatea corporală a pasagerilor.

În urma studiilor efectuate, se recomandă, ca estimare a duratei decelerării, să fie ales intervalul dintre momentul impactului și momentul în care forța de interacțiune scade la 10% din valoarea ei maximă.

2.1.2. Masa, viteza și rezistența la compresiune longitudinală a vehiculelor feroviare

Pentru a putea evalua corect energia cinetică, deci și energia disipată în procesul de coliziune a vehiculelor feroviare, trebuie să stabilim, în primul rând, care sunt tonajele și vitezele acestora.

În acest sens, principalele date privind vehiculele feroviare utilizate în România, se găsesc sintetizate în *“Regulamentul pentru circulația trenurilor și manevra vehiculelor feroviare - nr.005 din 26.10.2005”* și în *“Regulamentul de remorcare și frânare nr.006 din 26.10.2005”*, ambele cu ultimele modificări din 30.10.2014 și publicate pe website-ul Autorității Feroviare Române - AFER.

În tabelul 1 se regăesc masele și vitezele maxime ale celor mai reprezentative vehicule feroviare din România:

Tabel 1 - Masele și vitezele maxime ale diferitelor tipuri de vehicule feroviare

Tip vehicul feroviar	Masa maximă pe osie [tone]	Masa totală maximă [tone]	Viteza maximă de circulație [km/h]	
			Manevră	Parcurs
Locomotivă electrică	21,5	129	40	160
Locomotivă diesel-electrică	21,5	129	40	160
Locomotivă diesel-hidraulică	17,5	70	40	100
Ramă electrică	17	68	40	120
Automotor diesel	18	72	40	120
Vagon de marfă	20	80	40	120
Vagon de călători	12,5	50	40	160

Din tabelul de mai sus, s-a selectat, pentru efectuarea calculelor, viteza de 10 m/s = 36 km/h, care acoperă în mare măsură vitezele de manevră, știut fiind că, în ultimele decenii, dintre accidentele feroviare din România, soldate cu coliziuni frontale, peste 98 % (conform statisticii Agenției de Investigații Feroviare din România - AGIFER) au loc la viteze care nu depășesc 36 km/h, pe liniile abătute din stații, depouri și triaje.

Drept mase maxime, au fost alese ca referințe, pentru efectuarea calculelor, variantele de 130 t (locomotive grele), 80 t (vagoane de marfă), 70 t (locomotive ușoare, automotoare diesel și rame electrice) și 50 t (vagoane de călători, metrou sau tramvaie).

Astfel, pot exista un număr de 16 combinații de coliziuni, între diferite vehicule feroviare, dintre care unul poate fi considerat ca fiind în staționare, iar celălalt aflat în deplasare.

În ceea ce privește rezistența maximă la compresiune longitudinală a vehiculelor feroviare, acestea trebuie să suporte forțe de compresiune în valoare de minimum 2 MN, exercitate asupra traversei frontale a șasiului (simetric câte 1 MN pe fiecare tampon), astfel încât structura de rezistență să nu sufere deformații plastice (remanente).

2.1.3. Scenarii de coliziune a vehiculelor feroviare

Tehnologia de crash este o metodă de transfer controlat și de absorbire a unei energii de impact foarte mari, în condițiile de coliziune la mare viteză. Aceasta a fost dezvoltată pentru a crește nivelul de siguranță pasivă în transportul feroviar.

Standardul european EN 15227:2020 definește cerințele de siguranță la coliziune pentru vehiculele feroviare. Standardul se aplică la diverse categorii de vehicule feroviare, cum ar fi: locomotive, trenuri de călători (categoria C-I), trenuri subterane (categoria C-II), trenuri ușoare (categoria C-III) și tramvaie (categoria C-IV).

Scenariile de coliziune descrise mai jos nu reprezintă singurele cazuri de accidente feroviare întâlnite în realitate, dar reprezintă cele mai obișnuite situații de coliziune din care pot rezulta victime:

A. Impact frontal între două vehicule feroviare identice; vehiculele pot aparține oricăreia dintre cele patru categorii de mai sus.

B. Impact frontal între două vehicule feroviare diferite; sunt excluse cele din categoria II și IV.

C. Impact frontal între un vehicul feroviar circulând la viteza de parcurs egală cu cel mult 110 km/h și un vehicul rutier de masă mare (15 t), aflat pe o trecere la nivel; sunt excluse vehiculele feroviare din categoria II și IV.

D. Impact frontal între un vehicul feroviar din categoria IV și un vehicul rutier de masă mică (3 t); sunt excluse vehiculele din categoria I, II și III.

Toate scenariile presupun dotarea vehiculelor feroviare cu tamponare de tip crash, care pot absorbi o energie de impact de minimum 400 kJ/bucată.

În tabelul 2 sunt prezentate sintetic toate combinațiile de coliziuni, în conformitate cu scenariile de mai sus, ținând cont de masele și de vitezele vehiculelor feroviare din România.

Tabel 2 - Scenarii de coliziune ale diferitelor tipuri de vehicule feroviare

Masă obstacol fix	Mase și viteze vehicule			
	130 t	80 t	70 t	50 t
130 t	10 m/s -15 m/s*	10 m/s -15 m/s*	10 m/s -15 m/s*	10 m/s -15 m/s*
80 t	10 m/s -15 m/s*	10 m/s -15 m/s*	10 m/s -15 m/s*	10 m/s -15 m/s*
70 t	10 m/s -15 m/s*	10 m/s -15 m/s*	10 m/s -15 m/s*	10 m/s -15 m/s*
50 t	10 m/s -15 m/s*	10 m/s -15 m/s*	10 m/s -15 m/s*	10 m/s -15 m/s*
15 t	10 m/s -15 m/s*	10 m/s -15 m/s*	10 m/s -15 m/s*	10 m/s -15 m/s*
	30 m/s	-	30 m/s	30 m/s
3 t	-	-	-	10 m/s-15 m/s*
	30 m/s	-	30 m/s	30 m/s

(*) Viteza de 15 m/s = 54 km/h a fost luată în calcul în urma unor studii noi efectuate de SNCF (administrația feroviară franceză) și de grupul industrial canadian Bombardier Transportation, sub conducerea UIC (Uniunea Internațională a Căilor Ferate) și a ERRI (Institutul European de Cercetare Feroviară), în cadrul programului de cercetare SAFETRAN, studii în care se argumentează, pe baze statistice, creșterea vitezei medii la care se produc coliziunile, odată cu dezvoltarea internațională a sectorului de transporturi feroviare.

2.2 Cerințe preliminare privind elementele de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare

2.2.1. Estimarea energiei de impact absorbită la coliziunea vehiculelor feroviare

Coliziunile dintre vehiculele feroviare pot fi asimilate prin simplificare cu modelul ciocnirilor binare unidimensionale, unde energia de reacție $Q < 0$ (endoenergetice), ciocnirile fiind inelastice (plastice, cu absorbire de energie).

Ne aflăm în cazul particular în care unul dintre corpuri este în repaus, iar în urma ciocnirii total inelastice, cele două corpuri își continuă mișcarea împreună.

Astfel, viteza lor după coliziune, va deveni:

$$v = \frac{m_1 v_1}{m_1 + m_2}$$

Energia de reacție Q (energia absorbită la impact), va fi următoarea:

$$Q = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \cdot \frac{v_1^2}{2}$$

De asemenea, se ține cont că, pe fiecare capăt de vehicul feroviar, se vor putea disipa cel mult $2 \times 0,5 \text{ MJ} = 1 \text{ MJ}$ din energia totală de impact (prin energie de deformare elastică + plastică), cu ajutorul a două tamponane de tip crash, dintre cele mai performante disponibile pe plan mondial, rămânând astfel de disipat:

$$Q' = Q - 2 \text{ MJ} \text{ (pentru două vehicule)}$$

$$Q'' = Q - 1 \text{ MJ} \text{ (pentru un vehicul)}$$

În cazul ideal, se vor neglija alte forme de disipare a energiei de impact (termică, potențială în câmp gravitațional etc.), astfel că, întreaga energie rămasă va fi absorbită prin metoda deformării plastice controlate a elementelor de protecție (situația cea mai dezavantajoasă).

Ținând cont de datele din tabelul 2, în urma aplicării relațiilor de calcul de mai sus, în tabelul 3 regăsim sintetizate rezultatele pentru viteza ansamblului de vehicule și energia disipată după coliziune.

Din analiza rezultatelor obținute reiese că, prin absorbirea unei energii de încă $1,1 \text{ MJ}$ pe capăt de vehicul ($0,55 \text{ MJ}$ pe tampon), ar fi acoperite majoritatea cazurilor de coliziuni din tabelul 3 (în special cazurile având viteza de coliziune de 15 m/s), cu excepția celor marcate cu roșu. Cu verde sunt marcate cazurile care sunt deja acoperite, în ipoteza folosirii tamponanelor de tip crash actuale. Cu albastru sunt marcate cazurile care ar putea fi acoperite prin folosirea unor elemente suplimentare de absorbire a energiei de impact.

Tabel 3 - Energia disipată după coliziune

Masă m ₂ obstacol		Mase și viteze vehicule							
		m ₁ =130t		m ₁ =80t		m ₁ =70t		m ₁ =50t	
v ₂ =0	v ₁	10m/s	15m/s	10m/s	15m/s	10m/s	15m/s	10m/s	15m/s
130t	v	5m/s	7,5m/s	3,8m/s	5,7m/s	3,5m/s	5,3m/s	2,8m/s	4,2m/s
	Q	3,25MJ	7,31MJ	2,48MJ	5,58MJ	2,28MJ	5,13MJ	1,81MJ	4,07MJ
80t	v	6,2m/s	9,3m/s	5m/s	7,5m/s	4,7m/s	7m/s	3,8m/s	5,8m/s
	Q	2,48MJ	5,58MJ	2MJ	4,5MJ	1,87MJ	4,21MJ	1,54MJ	3,47MJ
70t	v	6,5m/s	9,8m/s	5,3m/s	8m/s	5m/s	7,5m/s	4,2m/s	6,3m/s
	Q	2,28MJ	5,13MJ	1,87MJ	4,21MJ	1,75MJ	3,94MJ	1,46MJ	3,29MJ
50t	v	7,2m/s	10,8m/s	6,2m/s	9,2m/s	5,8m/s	8,8m/s	5m/s	7,5m/s
	Q	1,81MJ	4,07MJ	1,54MJ	3,47MJ	1,46MJ	3,29MJ	1,25MJ	2,81MJ
3t	v	-	-	-	-	-	-	9,4m/s	14,2m/s
	Q	-	-	-	-	-	-	0,14MJ	0,32MJ
15t	v	9m/s	13,4m/s	8,4m/s	12,6m/s	8,2m/s	12,4m/s	7,7m/s	11,5m/s
	Q	0,67MJ	1,51MJ	0,63MJ	1,42MJ	0,62MJ	1,40MJ	0,58MJ	1,31MJ
	v ₁	30m/s		-		30m/s		30m/s	
	v	26,9m/s		-		24,7m/s		23,1m/s	
	Q	6,05MJ		-		5,56MJ		5,19MJ	
3t	v	29,3m/s		-		28,8m/s		28,3m/s	
	Q	1,32MJ		-		1,29MJ		1,27MJ	

De remarcat că, o creștere de doar 50% a vitezei de ciocnire v₁ produce o creștere de 2,25 ori a energiei de impact Q.

Energia care ar mai rămâne de disipat, în urma absorbirii unei părți a energiei de impact, prin utilizarea combinată a tamponelor de tip crash actuale și a unor elemente suplimentare, devine:

$$Q' = Q - 4,2 \text{ MJ (pentru două vehicule)}$$

$$Q'' = Q - 2,1 \text{ MJ (pentru un vehicul)}$$

Forța maximă care poate fi aplicată pe capătul vagonului nu trebuie să depășească 2,5 MN, adică 1,25 MN/tampon (nu putem depăși valoarea de 2 MN cu mai mult de 25% din considerente de rezistență structurală, deoarece

coeficienții de siguranță în proiectarea acestor vehicule pleacă de la minimum 1,3), dar nici să producă decelerații mai mari de $5 \text{ g} = 50 \text{ m/s}^2$ (pentru a nu afecta pasagerii). Astfel, pentru un vehicul feroviar cu masa de 50 t, avem o decelerație maximă admisă de 50 m/s^2 ($a = F/m$).

Pentru a atinge energia disipată de 1,1 MJ, care se traduce prin lucrul mecanic al forței de deformare plastică de 2,5 MN, aceasta ar trebui să se mențină cvasiconstantă pe lungimea de deformare plastică a elementului absorbant: $l = 1,1 \text{ MJ} / 2,5 \text{ MN} = 0,44 \text{ m}$.

2.2.2. Dimensionarea elementelor de absorbire a energiei de impact și verificarea prin calcul a rezistenței mecanice a acestora

Din considerațiile prezentate în subcapitolul anterior, reiese că nivelul energiei de impact va fi foarte mare. Așadar, va fi nevoie de un material care să absoarbă o mare cantitate de energie prin deformare plastică, de preferat un oțel nealiat, cu o bună plasticitate (alungire mare la tracțiune) și o bună tenacitate (reziliență mare - energie mare absorbită la încovoierea prin șoc).

Oțelul, deși are o greutate specifică mare în comparație cu materialele compozite (în cazul de față masa elementelor structurale de protecție este estimată a fi de sub 0,5 % din masa vehiculului feroviar, ponderea acesteia putând fi neglijată), are următoarele avantaje:

- tehnologie de fabricație și prelucrare binecunoscute și de largă răspândire, cu prețuri relativ mici pe unitatea de masă;
- durată de viață lungă, cu costuri minime de întreținere, comparabilă cu a structurilor vehiculelor feroviare (peste 30 - 40 de ani);
- implementare relativ ușoară și cu costuri scăzute pe structuri vechi deja aflate în exploatare;
- reciclare facilă la finalul duratei de viață a vehiculului feroviar.

Elementul structural a fost ales de formă cilindrică, deoarece prezintă o simetrie în jurul axei longitudinale, dar și față de toate planele diametrice perpendiculare pe baze, oferind astfel o bună și egală rezistență, datorată simetriei. S-a avut în vedere crearea unei zone de absorbire a energiei dintr-o mulțime (matrice) de asemenea elemente identice învecinate, situată pe traversa frontală a vagoanelor.

S-a urmărit găsirea celor mai potrivite dimensiuni pentru diametrul exterior, grosimea peretelui și înălțimea cilindrului. S-a avut în vedere solicitarea statică la compresiune, astfel încât structura să nu se deformeze plastic în porțiunea cilindrică la forțe mai mici de 2,5 MN sau să își piardă stabilitatea prin fenomenul de flambaj. Deformarea plastică la forțe de peste 2,5 MN trebuie să se producă doar prin mărirea diametrului și evident, prin subțierea peretelui până la rupere, în urma introducerii forțate pe direcție verticală a unui element tronconic de mare rigiditate, din oțel aliat de înaltă rezistență.

S-a urmărit ca elementele din fața traversei frontale să nu se deformeze plastic simultan la solicitări de compresiune mai mici de 2 MN (în ipoteza unei solicitări perpendiculare uniform repartizate pe toate elementele), condiție

impusă traversei frontale prin standardul EN 12663-1/2015. În același timp, aceste elemente trebuie să se deformeze plastic controlat la solicitări de compresiune care depășesc cu peste 25 % limita de 2 MN, pentru a proteja structura de rezistență a șasiului vehiculului feroviar (coeficienții de siguranță în proiectarea structurilor vehiculelor feroviare pornesc de la 1,3).

De asemenea, la alegerea materialului și la dimensionarea elementelor, s-a avut în vedere standardul de fabricație și tipodimensiunile pentru țevi de presiune trase EN 10216-1:2013 (nu sudate longitudinal pe generatoare), pentru ca țevile având dimensiunile selectate să poată fi livrate de industria de produse laminate.

Conform ipotezelor anterioare, forța de la care ar trebui să se deformeze plastic elementele de protecție din fața traversei frontale a vagonului este:

$$F = 1,25 \times 2 \text{ MN} = 2,5 \text{ MN}$$

Ținând cont de restricțiile de gabarit impuse pentru vagon, lungimea maximă a ansamblului elementelor de protecție nu poate depăși 600 mm. Prin urmare, energia totală absorbită în urma deformării plastice a acestora va fi egală cu lucrul mecanic de deformare:

$$E = 2,5 \text{ MN} \times l = 1,1 \text{ MJ}, \text{ de unde } l = 0,44 \text{ m}$$

Ținând cont de faptul că va exista un număr de 10 elemente identice, repartizate simetric pe traversa frontală și că fiecare va fi solicitat în mod egal, atunci, forța de compresiune exercitată pe fiecare element va fi de 250 kN, provocând deformarea plastică a acestora prin expandare.

În continuare, se va studia un singur element izolat, presupunând că efectele se însumează pentru toate cele 10 elemente. Dispunerea acestor elemente este prezentată în figurile 18 și 19, pentru o jumătate din traversa frontală, din motive de simetrie.

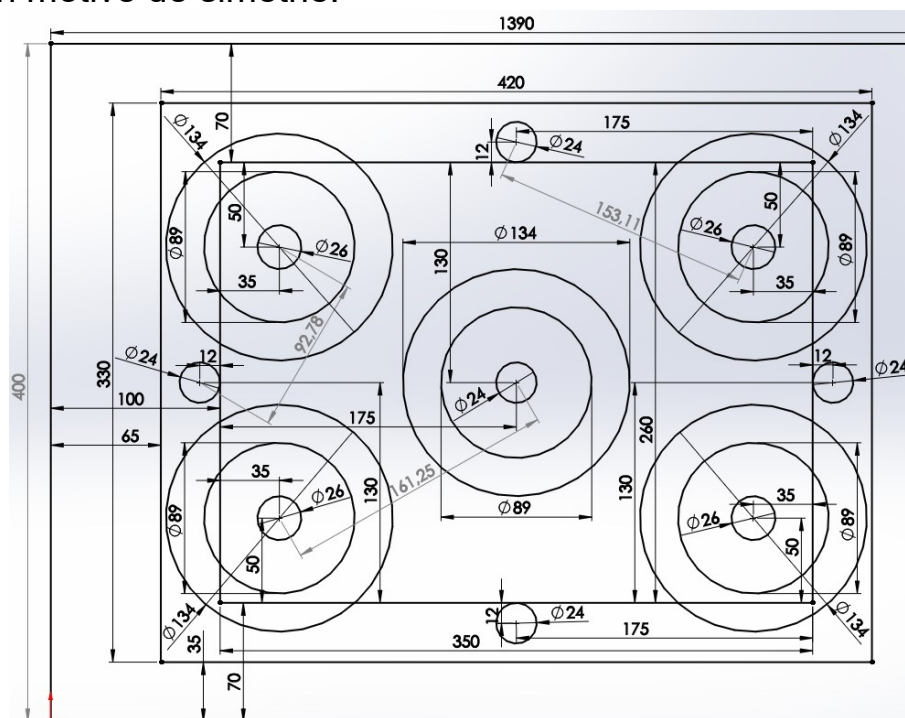


Fig. 18 - Dispunerea elementelor de absorbire a energiei pentru jumătate de traversă frontală

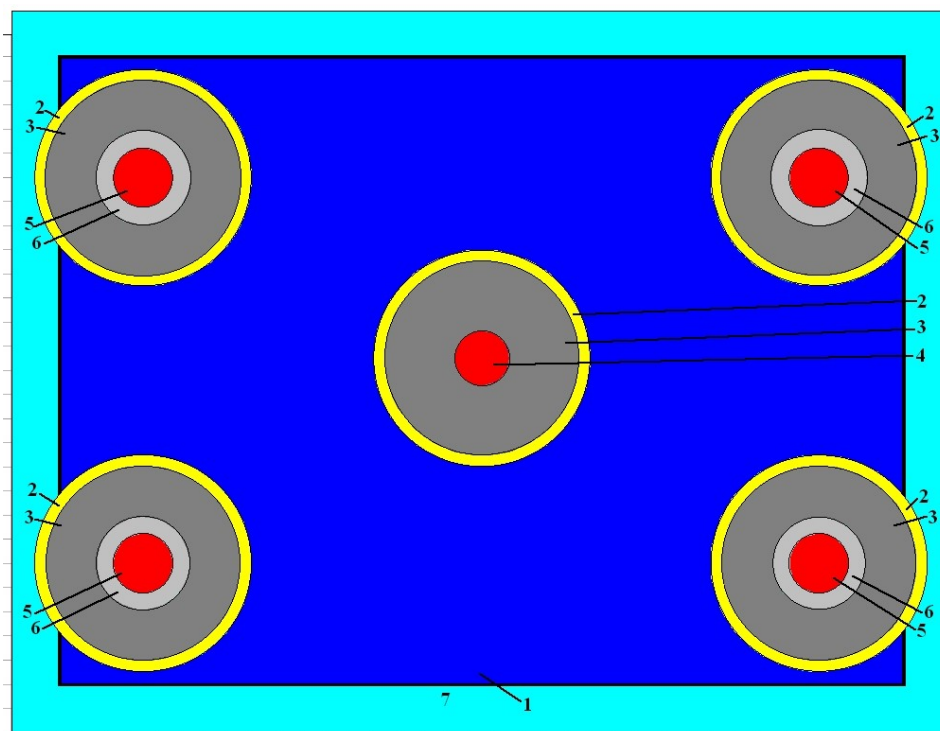


Fig. 19 - Dispunerea elementelor de absorbire a energiei sub talpa tamponului

- 1 – Talpa tamponului
- 2 – Țeavă deformabilă
- 3 – Flanșă de ghidare (fig. 20)
- 4 – Șurub de fixare a flanșei centrale de ghidare
- 5 – Șurub de fixare a tamponului
- 6 – Șaibă elastică de fixare a flanșei de ghidare
- 7 – Placă de fixare

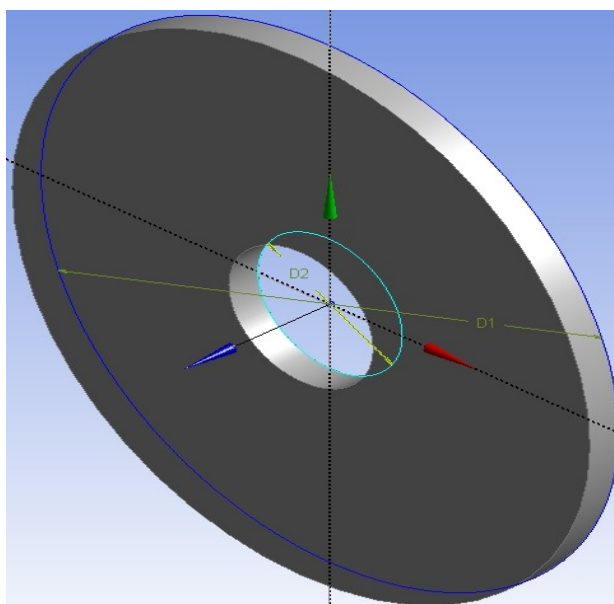


Fig. 20 - Flanșă de ghidare

Diametrul exterior ales pentru țevă este de 89 mm (3½”), cu o grosime a peretelui de 4 mm.

Secțiunea transversală inelară rezultată are o arie de 1068 mm². Ținând cont că se exercită o forță verticală de 250 kN, rezultă o solicitare statică la compresiune de 234 MPa.

Țeava are un capăt fix, celălalt fiind deformabil, prin intermediul penetratorului de formă tronconică (tip dorn).

Întregul ansamblu de elemente structurale de absorbire a energiei va fi fixat de traversa centrală prin plăci de oțel strânse cu patru șuruburi pretensionate, de diametru 24 mm, de înaltă rezistență (clasa 12.9), fiecare putând asigura o forță maximă de strângere de peste 400 kN.

În tabelul 4 se regăesc principalele caracteristici ale materialelor alese pentru realizarea elementelor de absorbire a energiei.

Tabel 4 - Caracteristici ale materialelor elementelor de absorbire a energiei de impact

Caracteristică material	Element	
	Penetrator tronconic	Țeavă cilindrică
Tip de oțel (marca)	45Cr2	S235JR
Modul de elasticitate	1,9*10 ⁵ MPa	2,1*10 ⁵ MPa
Coeficient Poisson	0,28	0,28
Densitate	7800 kg/m ³	7800 kg/m ³
Rezistența la rupere	780 MPa	360 MPa
Rezistența la limita de curgere	540 MPa	235 MPa
Alungirea relativă la rupere	min.12%	min.24%
Coeficient de dilatare termică	1,1*10 ⁻⁵ /K	1,1*10 ⁻⁵ /K
Conductibilitate termică	14 W/m/K	14 W/m/K
Căldură specifică	440 J/kg/K	440 J/kg/K
Energie de rupere la încovoiere prin șoc (K _v)	min. 35 J	min. 27 J

Elementul de penetrare tronconic a fost proiectat având unghiul la vârf de 60°, după care a fost analizată comportarea sa la compresiune sub o sarcină de 250 kN, el putând prezenta doar mici deformări în domeniul elastic, datorită faptului că materialul ales, 45Cr2, este o marcă de oțel aliat de înaltă rezistență, având o rezistență la rupere cel puțin dublă față de materialul din care sunt realizate elementele deformabile.

În figura 21 este prezentată schița unei secțiuni longitudinale a ansamblului absorbitor de energie.

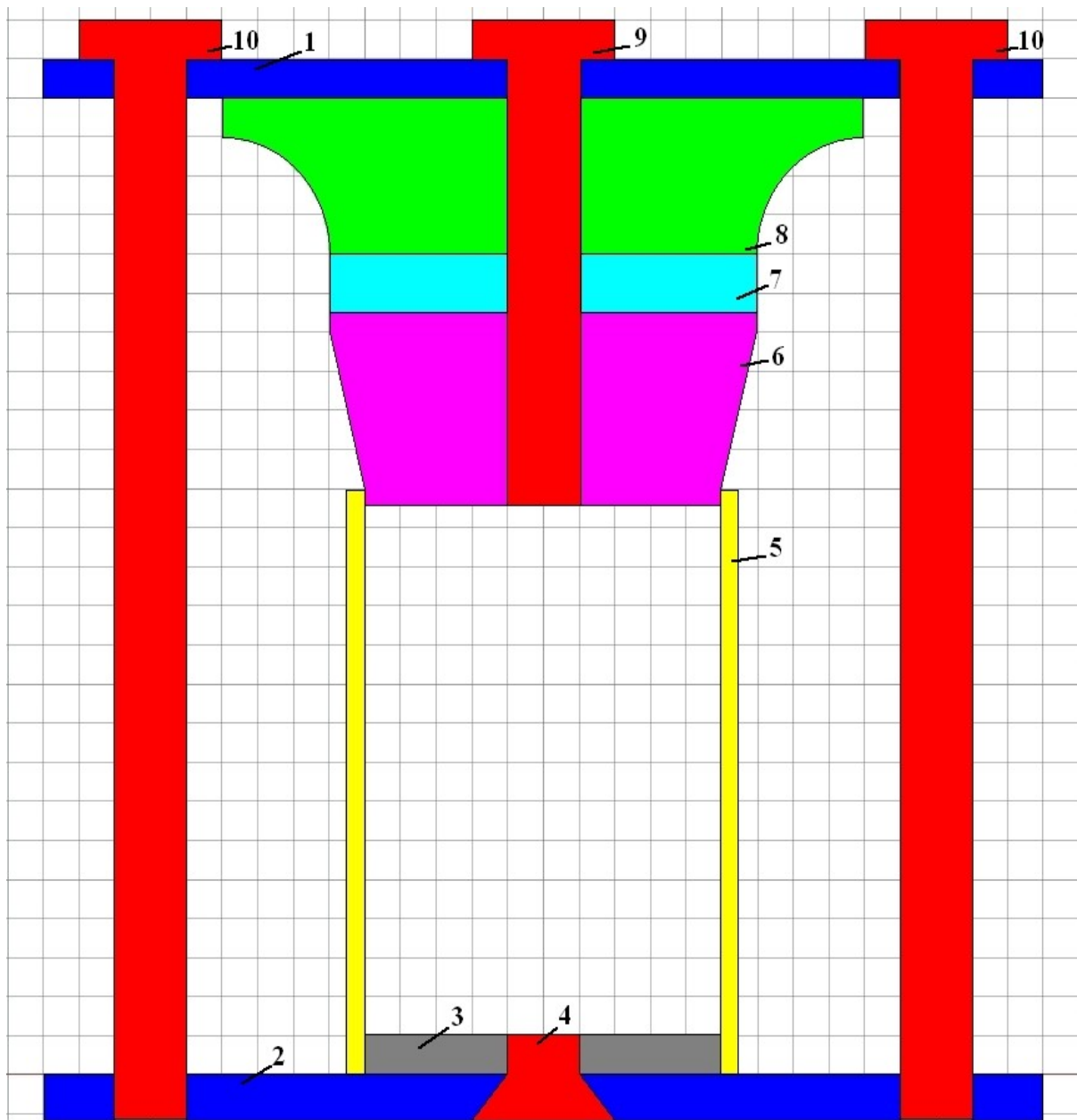


Fig. 21 - Secțiune prin ansamblul absorbitor de energie

- 1 - Traversa frontală a vagonului
- 2 - Placă de fixare a ansamblului penetrator și a tălpii tamponului
- 3 - Flanșă cilindrică de ghidare a țevii deformabile
- 4 - Șurub de fixare a flanșei de ghidare
- 5 - Țeavă deformabilă
- 6 - Penetrator tronconic
- 7 - Flanșă suport pentru așchiere
- 8 - Flanșă pentru încovoiere
- 9 - Șurub de fixare a ansamblului penetrator
- 10 - Șuruburi de fixare prin pretensionarea ansamblului absorbitor de energie

La dimensionare s-a avut în vedere ca variația diametrului interior al țevii să nu depășească 25 % (alungirea minimă la rupere), astfel încât, materialul țevii să nu cedeze prin rupere, la atingerea diametrului maxim al penetratorului.

Penetratorul este alcătuit din doi cilindri de raze diferite, suprapuși peste un trunchi de con, aflat la mijloc, având unghiul la centru de 60° și o lungime a generatoarei de 20 mm.

Racordarea s-a realizat folosind o rază de 5 mm între ambele suprafețe cilindrice și cea tronconică.

Porțiunea cilindrică inferioară, având raza de 40 mm și înălțimea de 5 mm, servește la ghidarea penetratorului tronconic pe interiorul țevii.

În figura 22 este prezentată o vedere tridimensională a penetratorului.

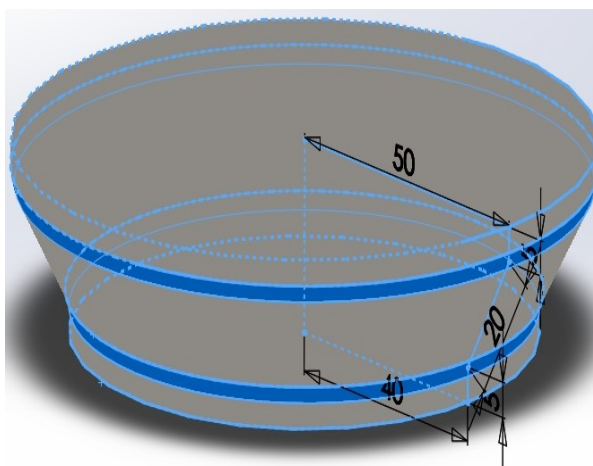


Fig. 22 - Penetrator tronconic

Flanșa cilindrică suport pentru așchiere de rază 50 mm și înălțimea de 10 mm, conține, uniform distribuite în secțiune transversală, la unghiuri de 45° între ele, opt cuțite de așchiere de lățime 3 mm, care depășesc cu 3 mm diametrul maxim al penetratorului (deoarece după expandarea țevii, grosimea peretelui se va reduce de la 4 mm la 3 mm) și care produc opt canale în materialul țevii expandate, de-a lungul a opt generatoare, poziționate simetric față de axa longitudinală a țevii, în scopul micșorării controlate a secțiunii țevii (fig. 24). În figura 23 este prezentată o vedere tridimensională a flanșei pentru încovoiere, ultima din ansamblul penetratorului.

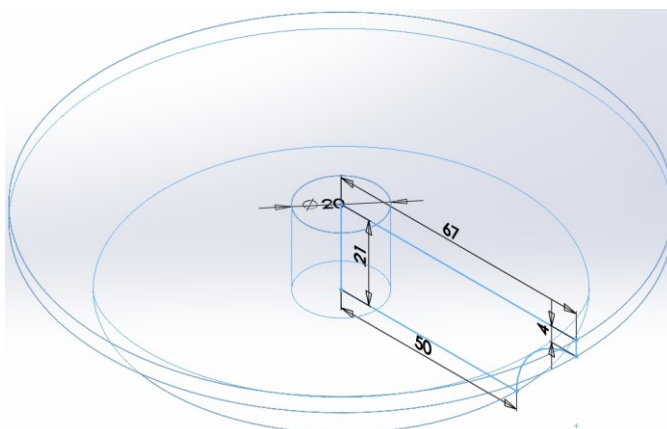


Fig. 23 - Flanșă pentru încovoiere

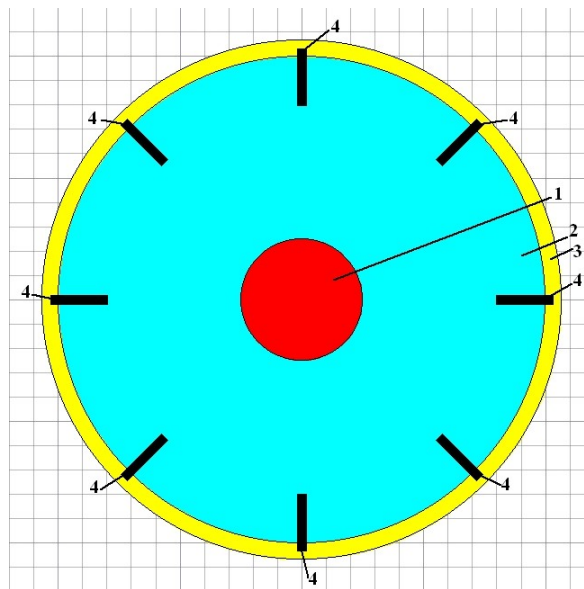
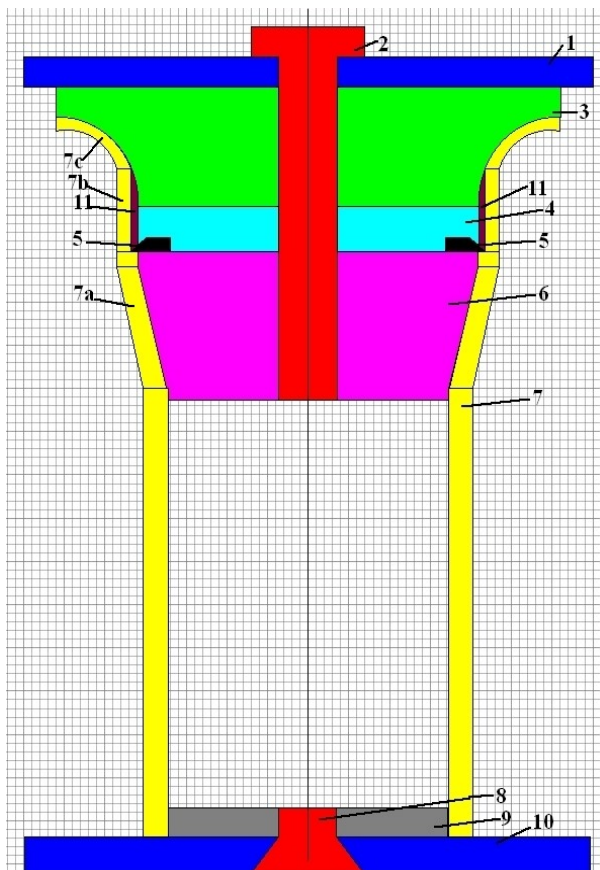


Fig. 24 - Flanșă suport pentru așchiere

- 1 - Șurub de fixare a ansamblului penetrator
- 2 - Flanșă suport pentru așchiere
- 3 - Țeavă deformabilă
- 4 - Opt cuțite pentru așchiere dispuse simetric

În figura 25 este prezentată schița unei secțiuni longitudinale a ansamblului absorbitor de energie după începerea deformării plastice a țevii.



- 1 - Traversa frontală a vagonului
- 2 - Șurub de fixare a ansamblului penetrator
- 3 - Flanșă pentru încovoiere
- 4 - Flanșă suport pentru așchiere
- 5 - Cuțite pentru așchiere (lățime x adâncime = 3 x 3 mm)
- 6 - Penetrator tronconic
- 7 - Țeavă nedeformată
- 7a - Țeavă expandată
- 7b - Țeavă cu canal interior prelucrat prin așchiere
- 7c - Țeavă încovoiată la 90° cu o rază de 17 mm
- 8 - Șurub de fixare a flanșei de ghidare
- 9 - Flanșă cilindrică de ghidare a țevii deformabile
- 10 - Placă de fixare a ansamblului penetrator și a tălpii tamponului
- 11 - Canale prelucrate prin așchiera corpului țevii deformabile

Fig. 25 - Secțiune prin ansamblul absorbitor de energie după deformarea țevii

Elementul de protecție a fost proiectat ca o țevă cilindrică de lungime 600 mm, având raza interioară de 40,5 mm, iar cea exterioară de 44,5 mm.

În continuare a fost analizată stabilitatea elementului de tip țevă cilindrică sub sarcina de compresiune, pentru a controla deformarea sa plastică și pentru a evita flambajul.

Pentru aceasta se va calcula valoarea coeficientului de zveltețe al barei (pentru oțelul ales, valoarea critică minimă este de aproximativ 100 în cazul flambajului elastic și de circa 60 în cazul celui plastic):

$$\lambda = l_f \sqrt{\frac{A}{I_{min}}} \leq \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_f}} = 93,9$$

unde l_f este lungimea echivalentă de flambaj a barei, σ_f este tensiunea critică de flambaj, E este modulul de elasticitate al materialului, I_{min} este momentul geometric de inerție minim (flambajul se va produce în planul în care secțiunea are moment de inerție minim), iar A este aria secțiunii transversale a barei:

$$A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = 1068 \text{ mm}^2$$

unde diametrul exterior al țevii este $D = 89$ mm, iar diametrul interior al țevii este $d = 81$ mm (grosimea peretelui țevii fiind de 4 mm).

Lungimea echivalentă de flambaj a barei depinde de modul de rezemare a celor două capete ale acesteia.

În cazul studiat este vorba despre o grindă încastrată la ambele capete, deci $l_f = l/2 = 300$ mm.

Pe de altă parte avem: $E = 210000$ N/mm², iar la limită $\sigma_f = \sigma_c = 235$ N/mm²

Pentru secțiunea țevii cilindrice, momentul geometric de inerție este:

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = 966700 \text{ mm}^4$$

Introducând valorile în relația de definire, obținem $\lambda = 10$, ceea ce înseamnă că nu se va produce niciun fel de flambaj, țeava păstrându-și stabilitatea.

2.2.3. Evaluarea proceselor de absorbire a energiei de impact

Din întregul gabarit liber disponibil de 600 mm, o porțiune de circa 100 mm va fi ocupată de flanșa de ghidare cu șuruburile de fixare pe placa de sub talpa tamponului.

Prin urmare, doar o lungime de 500 mm poate fi considerată drept porțiune activă a elementului absorbitor de energie.

Pe această lungime, sub acțiunea unei forțe longitudinale de cel mult 2,5 MN pe capăt de vagon, se urmărește a fi absorbită o energie de maximum 1,1 MJ (adică 110 kJ pentru fiecare din cele 10 elemente).

A. Absorbirea energiei prin expandarea țevii cu 25 %

Mărirea diametrului interior cu 25 % implică și creșterea cu același procent a circumferinței țevii pe lungimea de 500 mm:

$$\Delta l_c = 0,25 \times \pi \times 89 \text{ mm} = 69,9 \text{ mm}$$

Aria secțiunii longitudinale a porțiunii de țevă deformabilă este:

$$A = 4 \text{ mm} \times 500 \text{ mm} = 2000 \text{ mm}^2$$

Forța necesară la limita de rezistență la rupere a materialului va fi:

$$F_m = A \times \sigma_r = 2000 \text{ mm}^2 \times 360 \text{ N/mm}^2 = 720 \text{ kN}$$

Lucrul mecanic de deformare prin expandare va fi:

$$L_e = F_m \times \Delta l_c = 720 \text{ kN} \times 69,9 \text{ mm} = 50,3 \text{ kJ}$$

B. Absorbirea energiei prin frecarea suprafeței tronconice a penetratorului de suprafața interioară a țevii

Ținând cont de unghiul $\alpha = 30^\circ$ pe care îl face suprafața tronconică cu verticala, aria suprafeței tronconice este:

$$A_t = \pi(D^2 - d^2)/4\sin\alpha = 0,442d^2/\sin\alpha = 5800 \text{ mm}^2$$

Există însă condiția ca, pentru interiorul unui cilindru de diametru 81 mm și de grosime $s = 4 \text{ mm}$, presiunea exercitată pe pereții laterali ai țevii să producă o tensiune în materialul peretelui apropiată de rezistența lui la rupere:

$$p_n = 2s\sigma_c/(d + s) = 33,9 \text{ N/mm}^2$$

Forța exercitată normal la peretele țevii va fi:

$$F_n = p_n A_t = 196,5 \text{ kN}$$

Potrivit teoriei frecării molecular-mecanice, forța de frecare are două componente: o forță pentru realizarea deformațiilor și alta pentru învingerea adeziunilor la nivel molecular. Coeficientul de frecare (în cazul contactului plastic total), are două componente și se definește astfel:

$$\mu = (\tau_0 / \sigma_c + \beta) + k_p (p_n / \sigma_r)^{1/2} = (0,32 + 0,12) + 0,13 = 0,57$$

$$\text{unde } \tau_0 = 75 \text{ MPa} ; \sigma_c = 235 \text{ MPa} ; \sigma_r = 360 \text{ MPa} ; \beta = 0,12 ; k_p = 0,55$$

τ_0 = rezistența specifică moleculară la disocierea materialului

β = piezocoeeficient caracteristic componentei moleculare a frecării

k_p = constantă a microgeometriei (forma rugozităților)

Forța de frecare va fi:

$$F_f = \mu F_n = 112 \text{ kN}$$

Lucrul mecanic al forței de frecare va fi:

$$L_f = F_f \times 0,5 \text{ m} = 56 \text{ kJ}$$

Forța totală de reacțiune pe direcția axială a dispozitivului va fi:

$$R = F_n(\sin\alpha + \mu\cos\alpha) = 111,3 \text{ kN}$$

Pentru întregul dispozitiv ce conține 5 elemente, forța va fi de 556,5 kN.

C. Absorbirea energiei prin așchieria țevii

În cazul așchierii putem considera că este vorba despre o forfecare a materialului în zona de acțiune a cuțitelor de așchiere. Secțiunea celor opt canale așchiate este: $A_f = 8 \times 3 \text{ mm} \times 3 \text{ mm} = 72 \text{ mm}^2$

Pentru oțelurile ductile, se apreciază că: $\tau_f = 0,8\sigma_r$, deci forța necesară pentru așchiere va fi:

$$F_a = A_f \times \tau_f = 20,7 \text{ kN}$$

Ținând cont de lungimea porțiunii așchiate de 470 mm (prin scăderea lungimii penetratorului din cei 500 mm ai porțiunii active), lucrul mecanic de așchiere va fi:

$$L_a = 9,7 \text{ kJ}$$

D. Absorbirea energiei prin încovoierea secțiunilor țevii

Încovoierea plastică presupune solicitarea materialului dincolo de rezistența lui de curgere, pe întreaga traiectorie a deformării plastice.

Aria celor opt secțiuni sectoriale de țevă subțiată cu 25 %, rezultate în urma așchierii, este:

$A_i = 1068 \text{ mm}^2 - A_f = 996 \text{ mm}^2$, adică pentru fiecare secțiune avem:

$A_i/8 = bh = 41,5 \text{ mm} \times 3 \text{ mm} = 124,5 \text{ mm}^2$ ($b =$ lățime, $h =$ grosime)

Considerăm modelul de bară rezemată la ambele capete, având dimensiunile de mai sus și lungimea de încovoiere $l = r2^{1/2} = 24 \text{ mm}$ (lungimea corzii arcului de cerc de 90° cu raza de 17 mm), iar $\sigma_i = \sigma_r$ (la limită).

Forța exercitată pentru o secțiune va fi:

$F_i = 2bh^2\sigma_i/3l = 3,74 \text{ kN}$

Lucrul mecanic la încovoiere pentru o porțiune de secțiune va fi:

$L = F_i r(1 - 2^{1/2}/2) = 18,6 \text{ J}$

În cei 450 mm disponibili pentru încovoiere (prin scăderea lungimii penetratorului și a grosimii flanșei de așchiere din cei 550 mm ai porțiunii active), vor fi $18,75$ astfel de zone, multiplicare de opt ori. Deci lucrul mecanic total la încovoiere va fi:

$L_i = L \times 8 \times 18,75 = 2,8 \text{ kJ}$

E. Energia totală absorbită de un element prin diverse metode de controlare a deformării plastice

Prin însumarea lucrului mecanic de la punctele A, B, C și D, se obține energia totală absorbită de un element în urma folosirii metodei deformării plastice controlate:

$E = L_i + L_a + L_f + L_e = 118,8 \text{ kJ}$

Rezultă că, pentru cele cinci elemente care se comportă identic, aflate în compunerea unui dispozitiv de absorbire a energiei, valoarea totală a energiei absorbite poate ajunge la circa 594 kJ , cu aproximativ 8% mai mult chiar decât valoarea urmărită de 550 kJ pe un singur dispozitiv.

2.3 Reevaluarea cerințelor privind un nou element de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare

2.3.1. Proiectarea unui nou element de absorbire a energiei de impact și verificarea prin calcul a rezistenței mecanice a acestuia

Realizarea dispozitivului de absorbire a energiei de impact prin deformare plastică, aspect care a fost prezentat anterior, necesită o bună aliniere a celor cinci elemente constitutive pentru un singur ansamblu, în scopul comportării identice și simetrice a acestora. De asemenea, este necesară repetarea de cinci ori a aceluiași operații de prelucrare mecanică, ceea ce ar consuma destul timp în procesul de fabricație.

Pentru a simplifica realizarea și pentru a elimina aceste dezavantaje, s-a conceput o nouă soluție de proiectare a acestui dispozitiv, constrângerile de gabarit nepermițând mărirea diametrelor celor 5 elemente.

Soluția aleasă utilizează un singur element de absorbire a energiei de impact prin deformare plastică, compus dintr-o țevă cilindrică și un penetrator, dar de dimensiuni sporite, pentru a putea disipa aceeași cantitate de energie.

Evident că, noul dispozitiv se încadrează în același gabarit, are aceeași formă cilindrică (aleasă optim în capitolul anterior), materialele utilizate sunt aceleași (cu avantajele enumerate tot în capitolul anterior), iar energia de impact este disipată prin aceleași trei metode (expandare, așchiere și încovoiere). S-au impus aceleași condiții standardizate pentru structura de rezistență a vehiculului feroviar, dar și pentru tipodimensiunile standardizate pentru țevi trase fabricate de industria de profil.

S-a urmărit găsirea celor mai potrivite dimensiuni pentru diametrul exterior și grosimea peretelui cilindrului. S-a avut în vedere solicitarea statică la compresiune, astfel încât structura să nu se deformeze plastic în porțiunea cilindrică la forțe mai mici de 2,5 MN sau să își piardă stabilitatea prin fenomenul de flambaj. Deformarea plastică la forțe de peste 2,5 MN trebuie să se producă doar prin mărirea diametrului și, evident, prin subțierea peretelui până la rupere, în urma introducerii forțate pe direcție verticală a unui element tronconic de mare rigiditate, din oțel aliat de înaltă rezistență.

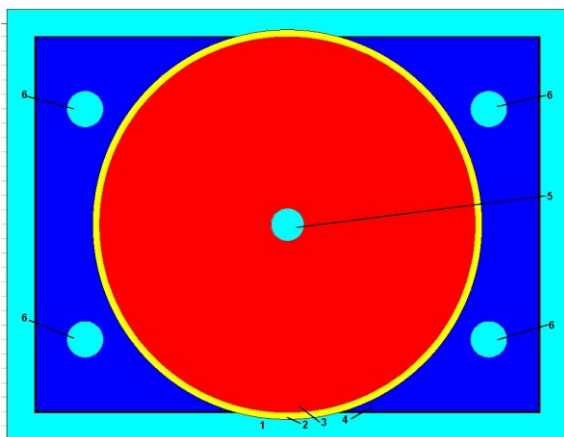
Conform ipotezelor anterioare, forța de la care ar trebui să se deformeze plastic elementul de protecție din fața traversei frontale a vagonului este:

$$F = 1,25 \text{ MN} \times 2 = 2,5 \text{ MN}$$

Prin urmare, energia totală absorbită în urma deformării plastice a acestuia va fi egală cu lucrul mecanic de deformare:

$$E = L = F \times l = 2,5 \text{ MN} \times l = 1,1 \text{ MJ}, \text{ de unde } l = 0,44 \text{ m}$$

Disponerea acestui element este prezentată în figurile 26 și 27, pentru o jumătate din traversa frontală, din motive de simetrie.



- 1 - Placă de fixare pe traversa frontală
- 2 - Țevă deformabilă
- 3 - Flanșă de ghidare
- 4 - Talpa tamponului
- 5 - Gaură de fixare a flanșei centrale de ghidare
- 6 - Găuri de fixare a tamponului

Fig. 26 - Disponerea elementului de absorbire a energiei sub talpa tamponului

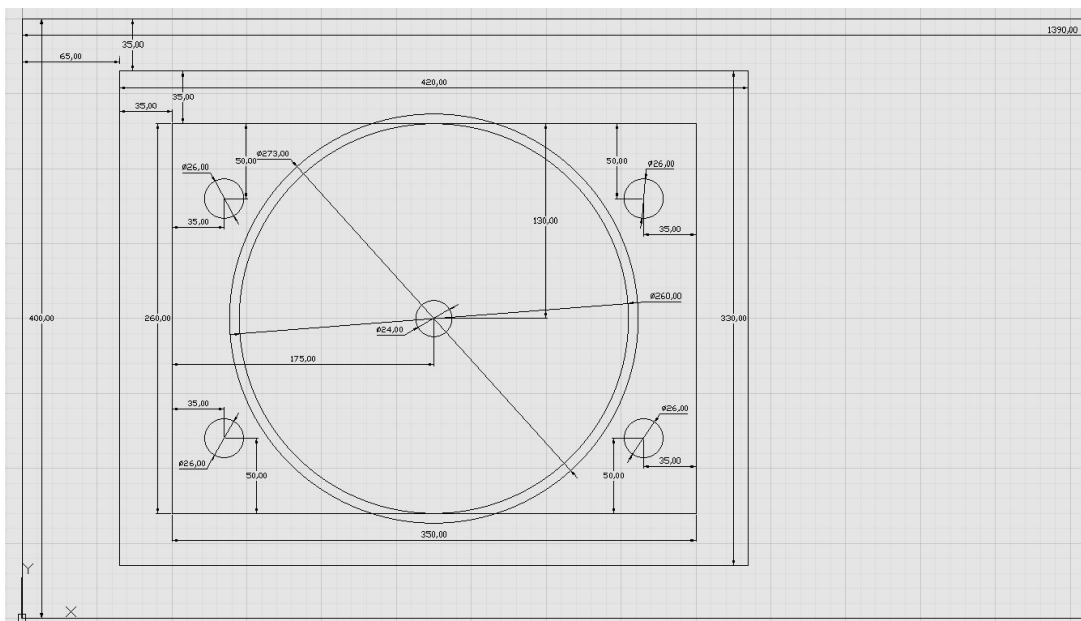


Fig. 27 - Dispunerea elementului de absorbire a energiei pentru jumătate de traversă frontală

Diametrul exterior ales pentru țevă este de 273 mm, cu o grosime a peretelui de 6,3 mm.

Secțiunea transversală inelară rezultată are o arie de 5278 mm². Ținând cont că se exercită o forță axială de 1250 kN, rezultă o solicitare statică la compresiune de 236,8 MPa, cu foarte puțin peste limita minimă de curgere de 235 MPa.

Țeava are un capăt fix, celălalt fiind deformabil, prin intermediul penetratorului de formă tronconică (tip dorn).

Întregul ansamblu de elemente de absorbire a energiei va fi fixat de traversa centrală prin plăci de oțel strânse cu patru șuruburi pretensionate, de diametru 24 mm, de înaltă rezistență (clasa 12.9), fiecare putând asigura o forță maximă de strângere de peste 400 kN.

Elementul de penetrare tronconic a fost proiectat având unghiul la vârf de 60°, după care a fost analizată comportarea sa la compresiune sub o sarcină de 1250 kN, el putând prezenta doar mici deformări în domeniul elastic, datorită faptului că materialul ales, 45Cr2, este o marcă de oțel aliat de înaltă rezistență, având o rezistență la rupere cel puțin dublă față de materialul din care sunt realizate elementele deformabile.

Penetratorul tronconic are o gaură centrală filetată, cu diametrul de 24 mm. La dimensionare s-a avut în vedere ca variația diametrului interior al țevii să nu depășească 25 % (alungirea minimă la rupere), astfel încât, materialul țevii să nu cedeze prin rupere, la atingerea diametrului maxim al penetratorului de 322 mm.

Penetratorul este alcătuit din doi cilindri de raze diferite, suprapuși peste un trunchi de con, aflat la mijloc, având unghiul la centru de 60° și o lungime a generatoarei de 62 mm.

Porțiunea cilindrică inferioară, având raza de 130 mm și înălțimea de 5 mm, servește la ghidarea penetratorului tronconic pe interiorul țevii.

În figurile 28 și 29 sunt prezentate două vederi tridimensionale ale penetratorului.

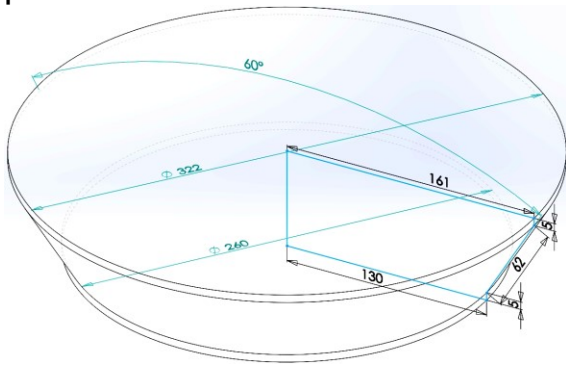


Fig. 28 - Penetrator tronconic fără gaură centrală

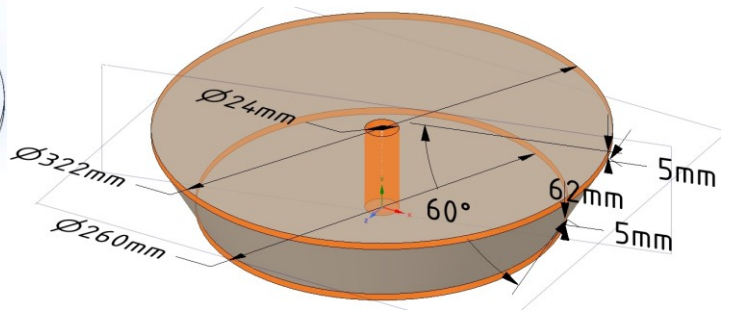


Fig. 29 - Penetrator tronconic cu gaură centrală

Flanșa cilindrică suport pentru așchiere, având raza de 161 mm și înălțimea de 10 mm, conține, uniform distribuite în secțiune transversală, la unghiuri de 45° între ele, 8 sau 12 cuțite de așchiere de lățime 6 mm, care depășesc cu 6 mm diametrul maxim al penetratorului și care produc 8 sau 12 canale în materialul țevii expandate, de-a lungul a 8 generatoare, poziționate simetric față de axa longitudinală a țevii, în scopul micșorării controlate a secțiunii țevii (fig. 30).

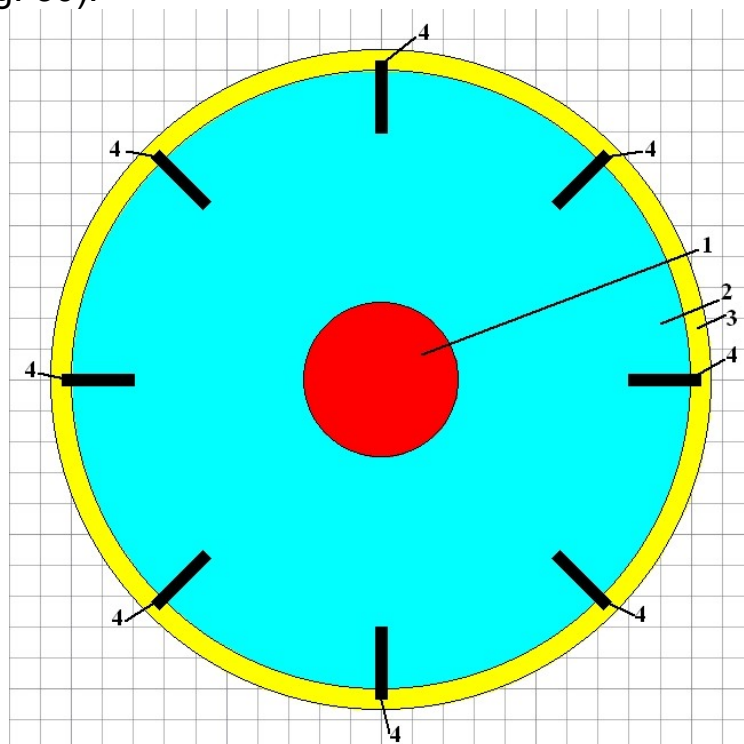


Fig. 30 - Secțiune transversală mediană prin flanșa suport pentru așchiere

- 1 - Șurub de fixare a ansamblului penetrator
- 2 - Flanșă suport pentru așchiere
- 3 - Țeavă deformabilă
- 4 - Opt cuțite pentru așchiere dispuse radial simetric (pot fi 12 în altă variantă de configurație a dispozitivului)

În figura 31 este prezentată o vedere tridimensională a flanșei pentru încovoiere, ultima din ansamblul penetratorului.

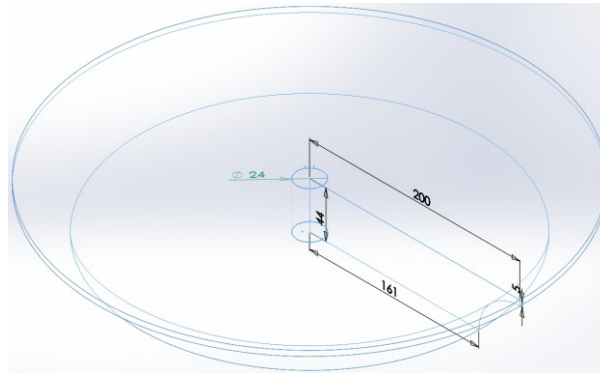


Fig. 31 - Flanșă pentru încovoiere

Elementul de protecție a fost proiectat ca o țevă cilindrică de lungime 600 mm, având diametrul interior de 261 mm, iar cel exterior de 273 mm.

În continuare a fost analizată stabilitatea elementului de tip țevă cilindrică sub sarcina de compresiune, pentru a controla deformarea sa plastică și pentru a evita flambajul.

Pentru aceasta s-a calculat valoarea coeficientului de zveltețe al barei (pentru oțelul ales, valoarea critică minimă este de aproximativ 100 în cazul flambajului elastic și de minim 60 în cazul celui plastic):

$$\lambda = l_f \sqrt{\frac{A}{I_{min}}} = \frac{4l_f}{\sqrt{D^2+d^2}} \leq \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_f}} = 93,9$$

unde l_e este lungimea echivalentă de flambaj a barei, σ_f este tensiunea critică de flambaj, E este modulul de elasticitate al materialului, I_{min} este momentul geometric de inerție minim (flambajul se va produce în planul în care secțiunea are moment de inerție minim), iar A este aria secțiunii transversale a barei cilindrice:

$$A = \frac{\pi(D^2-d^2)}{4} = 5278 \text{ mm}^2$$

Lungimea echivalentă de flambaj a barei depinde de modul de rezemare a celor două capete ale acesteia.

În cazul studiat este vorba despre o grindă încastrată la ambele capete, deci $l_f = l/2 = 300 \text{ mm}$.

Pe de altă parte avem: $E = 210000 \text{ N/mm}^2$, iar la limită $\sigma_f = \sigma_c = 235 \text{ N/mm}^2$

Pentru secțiunea țevii cilindrice, momentul geometric de inerție este:

$$I = \frac{\pi(D^4-d^4)}{64} = \frac{A(D^2+d^2)}{16}$$

Introducând valorile în relația de definiție, obținem $\lambda = 3,2$, ceea ce înseamnă că nu se va produce niciun fel de flambaj, țeava păstrându-și stabilitatea.

2.3.2 Reevaluarea proceselor de absorbire a energiei de impact

Din întregul gabarit liber disponibil de 600 mm, o porțiune de circa 100 mm va fi ocupată de flanșa de ghidare cu șuruburile de fixare pe placa de sub talpa tamponului.

Prin urmare, doar o lungime de 500 mm poate fi considerată drept porțiune activă a elementului absorbitor de energie.

Pe această lungime, sub acțiunea unei forțe longitudinale de cel mult 2,5 MN pe capăt de vagon, se urmărește a fi absorbită o energie de maximum 1,1 MJ (adică 550 kJ pentru fiecare element absorbitor de energie).

A. Absorbirea energiei prin expandarea țevii cu 25 %

Mărirea diametrului interior cu 25 % implică și creșterea cu același procent a circumferinței țevii pe lungimea de 500 mm:

$$\Delta l_c = 0,25 \times \pi \times 273 \text{ mm} = 214,4 \text{ mm}$$

Aria secțiunii longitudinale a porțiunii de țevă deformabilă este:

$$A = 6,3 \text{ mm} \times 500 \text{ mm} = 3150 \text{ mm}^2$$

Forța necesară la limita rezistenței de rupere a materialului va fi:

$$F_m = A\sigma_r = 3150 \text{ mm}^2 \times 360 \text{ N/mm}^2 = 1134 \text{ kN}$$

Lucrul mecanic de deformare prin expandare va fi:

$$L_e = F_m \times \Delta l_c = 1134 \text{ kN} \times 214,4 \text{ mm} = 243,1 \text{ kJ}$$

B. Absorbirea energiei prin frecarea suprafeței tronconice a penetratorului de suprafața interioară a țevii

Ținând cont de unghiul $\alpha = 30^\circ$ pe care îl face suprafața tronconică cu verticala, aria suprafeței tronconice este:

$$A_t = \pi(D^2 - d^2)/4\sin\alpha = 0,442d^2/\sin\alpha = 60219 \text{ mm}^2$$

Există însă condiția ca, pentru interiorul unui cilindru de diametru 261 mm și de grosime $s = 6,3$ mm, presiunea exercitată pe pereții laterali ai țevii să producă o tensiune în materialul peretelui apropiată de rezistența lui la rupere:

$$p_n = 2s\sigma_r/(d + s) = 17 \text{ N/mm}^2$$

Forța exercitată normal la peretele țevii va fi:

$$F_n = p_n A_t = 1023,7 \text{ kN}$$

Potrivit teoriei frecării molecular-mecanice, forța de frecare are două componente: o forță pentru realizarea deformațiilor și alta pentru învingerea adeziunilor la nivel molecular. Coeficientul de frecare (în cazul contactului plastic total), are două componente și se definește astfel:

$$\mu = (\tau_0 / \sigma_c + \beta) + k_p (p_n / \sigma_r)^{1/2} = (0,32 + 0,12) + 0,09 = 0,53$$

unde $\tau_0 = 75 \text{ MPa}$; $\sigma_c = 235 \text{ MPa}$; $\sigma_r = 360 \text{ MPa}$; $\beta = 0,12$; $k_p = 0,55$

τ_0 = rezistența specifică moleculară la disocierea materialului

β = piezocoeeficient caracteristic componentei moleculare a frecării

k_p = constantă a microgeometriei (forma rugozităților)

Forța de frecare va fi:

$$F_f = \mu F_n = 542,6 \text{ kN}$$

Lucrul mecanic al forței de frecare va fi:

$$L_f = F_f \times 0,5 \text{ m} = 271,3 \text{ kJ}$$

Forța totală de reacțiune pe direcția axială a dispozitivului va fi:

$$R = F_n(\sin\alpha + \mu\cos\alpha) = 981,7 \text{ kN}$$

C. Absorbirea energiei prin așchiera țevii

În cazul așchierii putem considera că avem de-a face cu o forfecare a materialului în zona de acțiune a cuțitelor de așchiere. Deoarece avem o circumferință mult mai mare decât în prima soluție constructivă, putem utiliza 12 de cuțite de așchiere.

Aria secțiunii celor 12 canale așchiate este:

$$A_f = 12 \times 6 \text{ mm} \times 6 \text{ mm} = 432 \text{ mm}^2$$

Pentru oțelurile ductile, se apreciază că: $\tau_f = 0,8\sigma_r$, deci forța necesară pentru așchiere va fi: $F_a = A_f\tau_f = 124,4 \text{ kN}$

Ținând cont de lungimea porțiunii așchiate de 430 mm (prin scăderea lungimii penetratorului din cei 500 mm ai porțiunii active), lucrul mecanic de așchiere va fi: $L_a = 53,5 \text{ kJ}$

D. Absorbirea energiei prin încovoierea secțiunilor țevii

Încovoierea plastică presupune solicitarea materialului dincolo de rezistența lui de curgere, pe întreaga traiectorie a deformării plastice.

Aria celor 12 secțiuni sectoriale de țevă subțiată cu 25 %, rezultate în urma așchierii, este:

$$A_i = A - A_f = 5278 \text{ mm}^2 - 432 \text{ mm}^2 = 4846 \text{ mm}^2$$

adică pentru fiecare secțiune avem:

$$A_i/12 = bh = 64,1 \text{ mm} \times 6,3 \text{ mm} = 403,8 \text{ mm}^2 \text{ (} b = \text{lățime, } h = \text{grosime)}$$

Considerăm modelul de bară rezemată la ambele capete, având dimensiunile de mai sus și lungimea de încovoiere $l = r^{1/2} = 55,2 \text{ mm}$ (lungimea corzii arcului de cerc de 90° cu raza de 39 mm), iar $\sigma_i = \sigma_r$ (la limită).

Forța exercitată pentru o secțiune va fi:

$$F_i = 2bh^2\sigma_i/3l = 11,1 \text{ kN}$$

Lucrul mecanic la încovoiere pentru o porțiune de secțiune va fi:

$$L = F_i r (1 - 2^{1/2}/2) = 126,8 \text{ J}$$

În cei 410 mm disponibili pentru încovoiere (prin scăderea lungimii penetratorului și a grosimii flanșei de așchiere din cei 500 mm ai porțiunii active), vom avea 7,4 astfel de zone, multiplicare de 12 ori. Deci lucrul mecanic total la încovoiere va fi: $L_i = L \times 12 \times 7,4 = 11,3 \text{ kJ}$

E. Energia totală absorbită de un element prin diverse metode de controlare a deformării plastice

Prin însumarea lucrului mecanic de la punctele A, B, C și D, vom obține energia totală absorbită de un element în urma folosirii metodei deformării plastice controlate:

$$E = L_i + L_a + L_f + L_e = 579,2 \text{ kJ.}$$

Aceasta dovedește că valoarea de 550 kJ a energiei necesare a fi disipate de un singur element ar putea fi chiar depășită cu circa 5,3 %.

Capitolul 3

Validări experimentale ale metodelor teoretice de calcul ale elementului de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare

3.1. Validarea experimentală a metodei teoretice de calcul al energiilor de impact pentru două vehicule feroviare

3.1.1. Condițiile de desfășurare ale testului și parametrii mășurați

Pentru a valida relațiile teoretice ale calculului energiei de ciocnire (în sensul în care pierderile de energie cauzate de alte interacțiuni pot fi neglijate, cum ar fi frecările în lagărele de osii, frecările la contactul roată-șină sau frecările din cauza oscilațiilor în suspensiile boghiurilor, toate acestea fiind cu mult mai mici decât energiile cinetice ale vehiculelor), s-au folosit rezultatele experimentale obținute la încercările de tamponare efectuate la Centrul de Testări Feroviare de la Făurei, aparținând Autorității Feroviare Române.

Vagonul pus la dispoziție pentru încercări, seria ZACS (destinat transportului de produse petroliere), a fost complet echipat (fig. 32).



Fig. 32 - Vagon de încercat seria ZACS

Caracteristicile vagonului încercat sunt următoarele:

- lungimea peste tampoane: 14940 mm;
- lungimea șasiului: 13700 mm;
- ampatamentul boghiului: 1800 mm;
- ampatamentul vagonului: 9400 mm;
- ecartamentul: 1435 mm;
- capacitatea totală a cisternei: 85 m³;
- diametrul exterior al cisternei: 2950 mm;
- lungimea exterioară a cisternei: 13000 mm;
- înălțimea axei tamponelor de la nivelul șinei: 1060 mm;
- tampoane categoria C, cursa 105 mm, energie maximă absorbită 75 kJ;
- tipul boghiului: Y25 Cs II-M;
- diametrul cercului de rulare al roții: 920 mm;
- sarcina maximă pe osie: 20 t;
- masa vagonului gol: 23,4 t;
- masa vagonului plin: 79,6 t.

Aplicația pentru achiziția de date a fost special creată pentru acest proiect în programul HBM Catman AP v5.2.2. Aparatura de măsură utilizată a fost un sistem de achiziție de date HBM MX840B și MX1615B, împreună cu un laptop Panasonic. Frecvența de eșantionare pe durata încercărilor a fost de 300 Hz.

Încercările la tamponare au fost făcute inițial cu vagonul cisternă gol, apoi încărcat cu apă până la sarcina maximă, acesta aflându-se în repaus, pe o linie în aliniament și palier. În fapt, vagonului tamponator i se măsoară viteza imediat înainte de ciocnire, abia după ce acesta ajunge cu ambele boghiuri pe zona de aliniament și palier plan (imediat în partea stângă a vagonului încercat), astfel încât mișcarea sa să nu mai fie accelerată de coborârea pe planul înclinat.

Vagonul tamponator de tip gondolă cu două boghiuri pe patru osii (cu pereți înalți, dar fără acoperiș) a fost încărcat cu piatră spartă, având masa totală de 79,8 t. Acesta a fost lansat liber de pe o linie aflată pe un plan înclinat. Acest vagon a avut montate același tip de tampoane de categoria C, cursa 105 mm, energie totală absorbită minim 75 kJ.

Documentul de referință utilizat a fost standardul SR EN 12663-2/2015 „Aplicații feroviare. Cerințe de dimensionare a structurilor vehiculelor feroviare. Partea a doua: Vagoane de marfă”.

Vitezele de tamponare au fost cuprinse între 4,2 m/s (15 km/h) și 2,2 m/s (8 km/h).

Vitezele au fost determinate pe baza timpului scurs între momentul în care prima osie a primului boghiu al vagonului tamponator a declanșat pornirea cronometrului montat pe calea de rulare și momentul în care cea de-a doua osie a primului boghiu a declanșat oprirea cronometrului.

Pentru reproducerea situației reale, când vagonul transportă produse petroliere (având densitatea mai mică decât a apei), iar lichidul din recipient se află la un nivel mult mai ridicat, clientul a utilizat poliester ancorat la nivelul median al recipientului, prin intermediul unor plase din plastic prinse cu ajutorul

unor elemente metalice sudate direct de recipient, în scopul ridicării centrului de greutate al încărcăturii.

Forțele de tamponare au fost măsurate cu celule tensometrice de sarcină, amplasate între tălpile tamponelor și traversa frontală. Valoarea pretensionării a fost eliminată printr-o tarare inițială la fiecare probă.

Cursa tamponelor a fost măsurată cu traductoare de deplasare inductive, amplasate pe corpurile tamponelor (fig. 33).



Fig. 33 - Montajul ansamblului de senzori pe cele două tampoane

Pe durata acestor tamponări s-a urmărit evoluția în funcție de timp, pentru diferite viteze de ciocnire, a următoarelor mărimi măsurate: comprimările tamponelor, forțele de interacțiune la nivelul tamponelor, viteza de deplasare a ansamblului celor două vagoane imediat după ciocnire și decelerația (șocul) vagonului încercat.

Trebuie amintit faptul că, deformarea (comprimarea) tamponelor, deși a fost măsurată doar pe vagonul încercat, este simetrică și la tamponele de pe vagonul tamponator (conform principiului acțiunii și reacțiunii din mecanică), ele fiind de același tip.

De asemenea, se poate observa că masele celor două vagoane încărcate erau foarte apropiate: vagonul încercat avea 79,6 t, iar cel tamponator avea 79,8 t. Din acest motiv, pentru simplificarea calculelor următoare, putem aproxima cele două mase ca fiind egale cu media lor, adică 79,7 t.

Decelerația (șocul) a fost măsurată cu ajutorul unor accelerometre montate pe traversa frontală a vagonului de încercat.

3.1.2. Verificarea calculelor teoretice prin compararea cu rezultatele obținute experimental

Prin utilizarea relațiilor de calcul anterioare, în care folosim drept date de intrare viteza imediat înainte de ciocnire a vagonului tamponator (vagonul încercat fiind în repaus) și masele celor două vagoane, obținem următoarele rezultate teoretice, sintetizate în tabelul 5.

Tabel 5 - Bilanțul energetic al ciocnirilor

Masa vagon încercat [tone]	Viteza imediat înainte de ciocnire [m/s]	Energia cinetică înainte de ciocnire [MJ]	Masa redusă [tone]	Energia absorbită [MJ]	Viteza imediat după ciocnire [m/s]	Energia cinetică după ciocnire [MJ]
79,7	2	0,16	39,85	0,08	1	0,08
	2,1	0,18		0,09	1,05	0,09
	2,2	0,19		0,095	1,1	0,1
	2,3	0,21		0,105	1,15	0,11
	2,4	0,23		0,115	1,2	0,11
	2,5	0,25		0,125	1,25	0,12
	2,6	0,27		0,135	1,3	0,13
	2,7	0,29		0,145	1,35	0,15
	2,8	0,31		0,155	1,4	0,16
	2,9	0,34		0,17	1,45	0,17
	3	0,36		0,18	1,5	0,18
	3,1	0,38		0,19	1,55	0,19
	3,2	0,41		0,205	1,6	0,2
	3,3	0,43		0,215	1,65	0,22
	3,4	0,46		0,23	1,7	0,23
	3,5	0,49		0,245	1,75	0,24
	3,6	0,52		0,26	1,8	0,26
	3,7	0,55		0,275	1,85	0,27
	3,8	0,58		0,29	1,9	0,29
	3,9	0,61		0,305	1,95	0,3
4	0,64	0,32	2	0,32		
4,1	0,67	0,335	2,05	0,33		
4,2	0,7	0,35	2,1	0,35		

Încercarea la tamponare cu vagonul în stare încărcată a avut următoarele obiective principale:

- determinarea forței maxime în spatele ambelor tampoane de pe vagonul de încercare;
- determinarea comprimării ambelor tampoane de pe vagonul de încercare;
- determinarea decelerației maxime la impact a vagonului de încercare.

Viteza imediat înainte de ciocnire a fost determinată în două moduri:

- a. Prin raportul dintre ampatamentul boghiului (1,8 m) și durata înregistrată de cronometru (0,50 s), rezultând 3,6 m/s;

b. Prin analiza imaginilor video cu un program dedicat, urmărind marcajele de pe roți și unghiul făcut de acestea cu o grilă rectangulară suprapusă pe imagine, știind că diametrul de rulare al roților este de 920 mm, iar durata dintre două cadre succesive este de 1/30 s; s-a observat astfel că pe durata a trei cadre se parcurge un arc de cerc de 45° , deci:

$$v = \pi D / 0,8 = 3,61 \text{ m/s.}$$

În figura 34 este încercuit cu roșu marcajul de pe roată aflat în poziție verticală, iar cu a și b sunt notate lungimea unui tampon de 750 mm, respectiv distanța dintre două traverse succesive de 750 mm (rezultă că între două puncte alăturate din grilă sunt 250 mm la nivelul șinei mai apropiate).

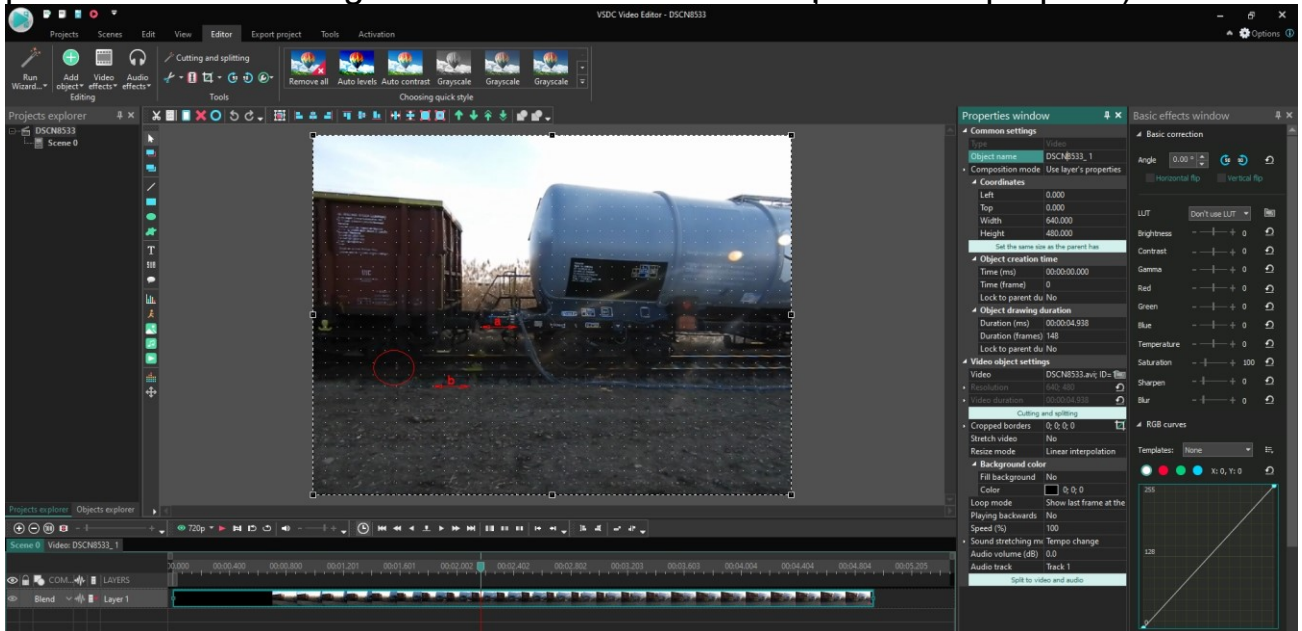


Fig. 34 - Program dedicat editării și analizei de imagini video

Se observă că, prin ambele moduri de calcul, s-a obținut aceeași valoare a vitezei, drept pentru care s-a determinat și viteza imediat după ciocnire, prin cea de-a doua metodă (nemaivând la dispoziție un al doilea cronometru cu dispozitiv de declanșare/oprire montat pe talpa șinei). Astfel, s-a obținut o valoare a vitezei de 1,8 m/s (jumătate din viteza de ciocnire), ceea ce era de așteptat și teoretic. Energia disipată în ciocnire, calculată teoretic, va fi în acest caz de 260 kJ.

Forțele și compresiunile maxime înregistrate pe fiecare dintre cele două tampoane au fost în medie de 1350,5 kN și 96 mm. Lucrul mecanic total de deformare elastică (acesta se obține calculând aria de sub diagrama F-d pentru tampon prin metoda celor mai mici trapeze - fig. 35), corespunzător celor patru tampoane identice, este:

$$L = 4 \times 64,8 \text{ kJ} = 259,2 \text{ kJ.}$$

Se observă că valoarea de mai sus este mai mică decât cea maximă pentru patru tampoane a 75 kJ fiecare, adică 300 kJ.

Decelerația maximă măsurată a fost de 34,15 m/s², adică 3,48 g.

Decelerația maximă, calculată pentru forța maximă care se aplică pe un capăt al vagonului, este: $a = 2F/m = 33,9 \text{ m/s}^2$, adică 3,45 g.

Prin urmare, se observă că modelul teoretic de calcul este validat prin rezultatele experimentale obținute în cazul particular al ciocnirilor prezentate.

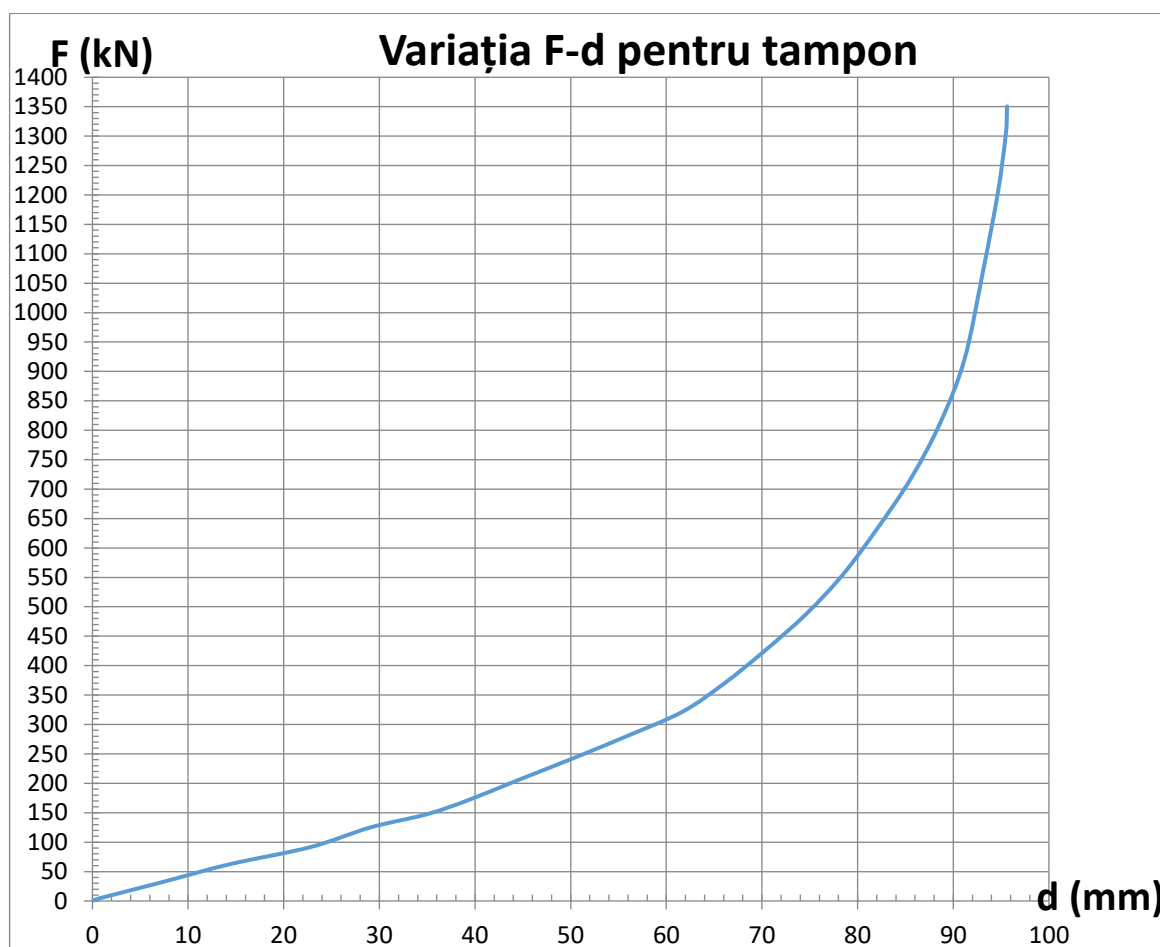


Fig. 35 - Diagrama F-d pentru tamponul tip C

3.2. Validarea experimentală a metodei teoretice de calcul la solicitarea de compresiune axială a elementului de absorbire a energiei de impact prin deformare plastică

3.2.1. Condițiile de desfășurare ale testului și parametrii măsurați

Pentru a verifica și pentru a valida metoda teoretică de calcul, utilizată în evaluarea energiei absorbite prin deformare mecanică plastică, în urma solicitării de compresiune axială, la sfârșitul lunii august 2021 a fost realizat un test static de deformare plastică, în laboratorul firmei S.C. INNOVA SYSTEMS & TECHNOLOGIES S.R.L. din Arad. Testul a urmărit să determine experimental valorile forțelor maxime atinse în cazul deformării plastice controlate, pentru diferite unghiuri ale penetratoarelor folosite.

În acest scop s-au utilizat trei țevi cilindrice, fiecare de lungime 170 mm, având diametrul exterior de 133 mm și o grosime a peretelui de 6 mm (deci un diametru interior de 121 mm).

Țeava avea o arie a secțiunii transversale de 2394 mm², fiind din oțel de tip S235JR, având limita la curgere de minimum 235 N/mm² și alungirea relativă la rupere de minimum 25 %, de unde rezultă o forță minimă la curgere de 562,6 kN.

Penetratoarele erau din oțel de tip S355JR, fiind alcătuite dintr-un cilindru, suprapus peste un trunchi de con, având unghiurile la centru de 60°, 50° și 40°.

Porțiunea cilindrică superioară avea înălțimea de 10 mm și diametrul de 152 mm (pentru a satisface condiția unei alungiri relative de 25 % în cazul unui diametru interior de 121 mm - fig. 35 și 36).

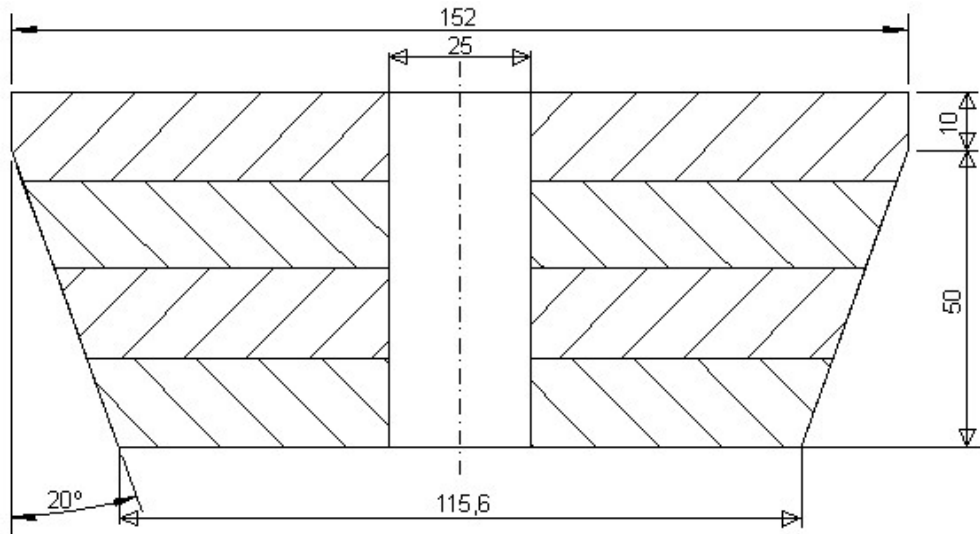


Fig. 35 - Desen penetrator cu unghi la centru de 40°



Fig. 36 - Corp penetrator cu unghi la centru de 40°

Mașina de încercat era o presă hidraulică prevăzută cu o celulă de sarcină de 2 MN, având patru coloane și o cursă maximă de 600 mm (fig. 37). Pentru măsurarea deplasării, mașina folosește un traductor liniar inductiv și un sistem de calcul pentru achiziția și prelucrarea datelor înregistrate.



Fig. 37 - Montaj de test pe presa hidraulică

Lanțul de măsură cuprindea și un amplificator de semnal tip SPIDER 8 de la HBM (având opt canale de intrare), la care erau conectate traductoarele de forță și de deplasare. Software-ul utilizat a fost CATMAN de la HBM, program dedicat pentru achiziția și prelucrarea datelor înregistrate. Pentru fotografiere și înregistrare video s-a utilizat un aparat foto compact ultrazoom NIKON B600. Deformarea țevii rezultată în urma testului este înfățișată în figura 38.



Fig. 38 - Deformarea plastică a țevii după utilizarea penetratorului cu unghiul la vârf de 40°

S-a constatat că în capătul de intrare a penetratorului, diametrul țevii s-a redus puțin, din cauză că partea cilindrică superioară a penetratorului nu are lungimea egală cu cea a țevii. Pe parcursul testului, deformarea plastică a țevii a fost însoțită și de o degajare masivă de căldură, observată prin creșterea temperaturii locale a țevii cu peste 100°C . În urma răcirii, capătul liber al țevii se contractă mai mult deoarece se răcește mai repede.

S-a observat și micșorarea grosimii peretelui țevii pe porțiunea deformată, la o valoare de 4,5 mm, respectiv cu 25 % față de grosimea inițială de 6 mm. Acesta este un fapt normal, deoarece volumul de material a rămas același. Penetratorul (având 50 mm înălțime) a pătruns în interiorul țevii pe lungimea de 120 mm, până când a atins reazemul inferior, adică batiul presei hidraulice.



Fig. 39 - Deformarea plastică a țevii după utilizarea penetratorului cu unghiul la vârf de 50°

Testele efectuate pentru celelalte două penetratoare cu unghiurile de 50° și 60° nu au fost finalizate, deoarece depășirea semnificativă a forței minime de curgere a generat pierderea stabilității pereților țevii într-o parte (fig. 39). Imediat au fost întrerupte testele, pentru a evita un posibil accident din cauza împrăștierei necontrolate și extrem de rapide a corpurilor intermediare suprapuse pentru aplicarea forței de compresiune.

În aceste două cazuri nu a mai fost nevoie de refacerea calculelor teoretice pentru țeava dată și compararea acestora cu rezultatele experimentale, deoarece ele nu sunt relevante.

3.2.2. Verificarea calculelor teoretice prin compararea cu rezultatele obținute experimental pentru țeava deformată cu un penetrator având unghiul la centru de 40°

În figurile 40, 41 și 42 sunt prezentate grafic rezultatele testului de deformare plastică de tip controlat, prin solicitarea la compresiune axială a țevii cu ajutorul unui penetrator cu unghiul la vârf de 40°.

Din diagrama d-t (fig. 40) reiese că viteza de avans a presei a fost menținută constant la valoarea de circa 4 mm/s. Din acest motiv, diagramele F-t (fig. 41) și F-d (fig. 42) sunt asemănătoare.

Din diagrama F-d reiese că forța maximă atinsă a fost de 600,7 kN, iar forța medie (din 170 de valori consecutive) pe ultimele 17 secunde ale testului (când se poate considera că a atins un palier) a fost de 591,5 kN, ceea ce depășește cu doar 5 % forța minimă la curgere de 562,6 kN (calculată în subcapitolul precedent), țeava rămânând stabilă până la finalul testului. Lungimea palierului a fost de 63 mm.

În concluzie, în acest caz este nevoie de refacerea calculelor teoretice pentru țeava dată și de compararea acestora cu rezultatele experimentale, penetratorul având unghiul la centru de 40° fiind adecvat soluției găsite, adâncimea de pătrundere fiind de 120 mm.

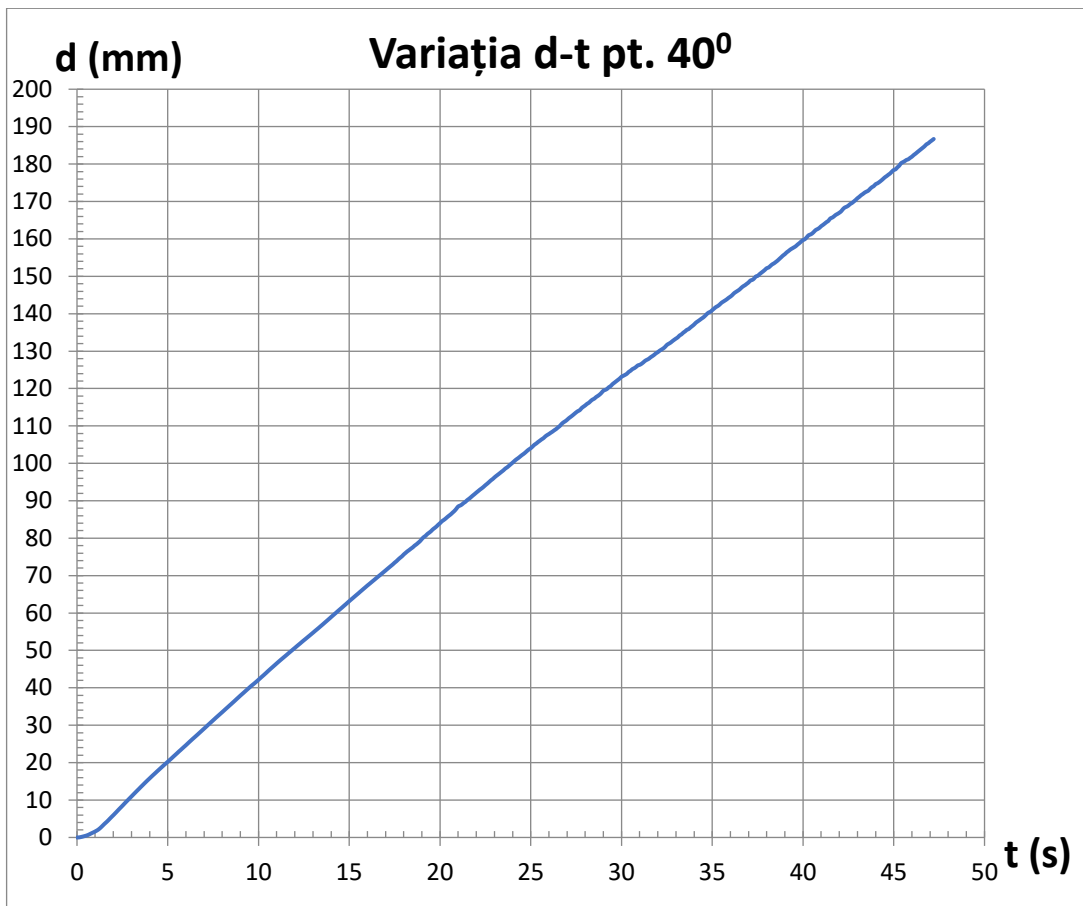


Fig. 40 - Diagrama d-t pentru 40°

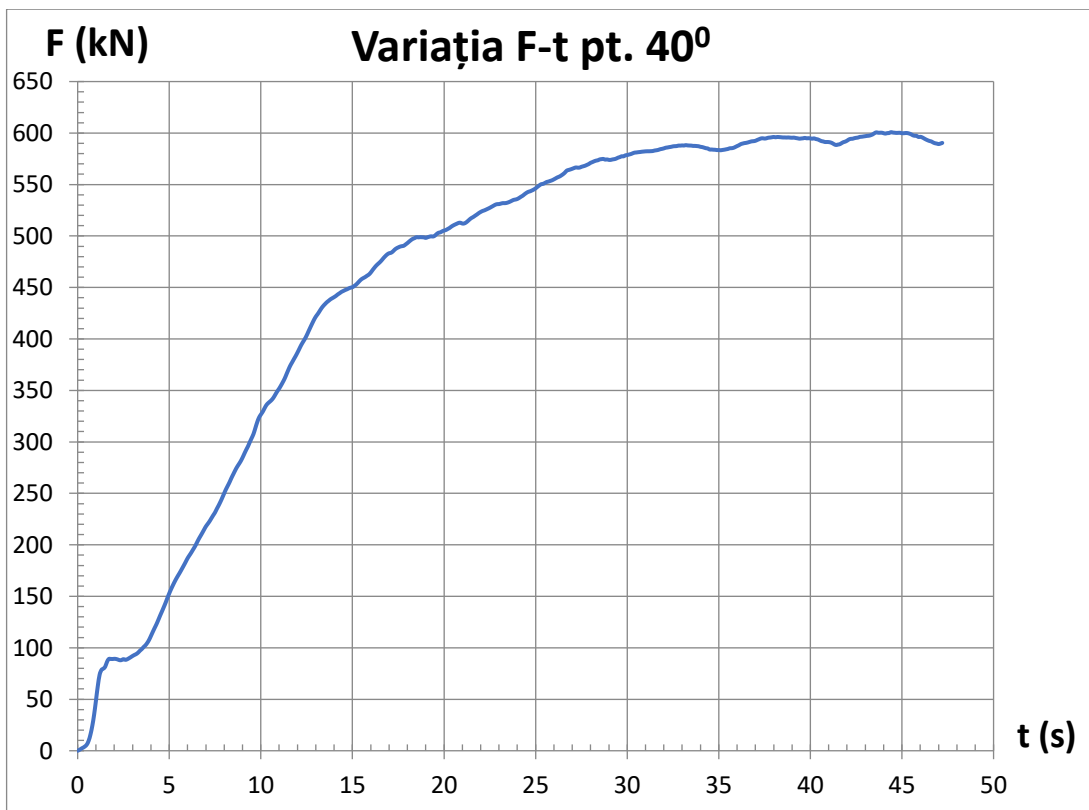


Fig. 41 - Diagrama F-t pentru 40°

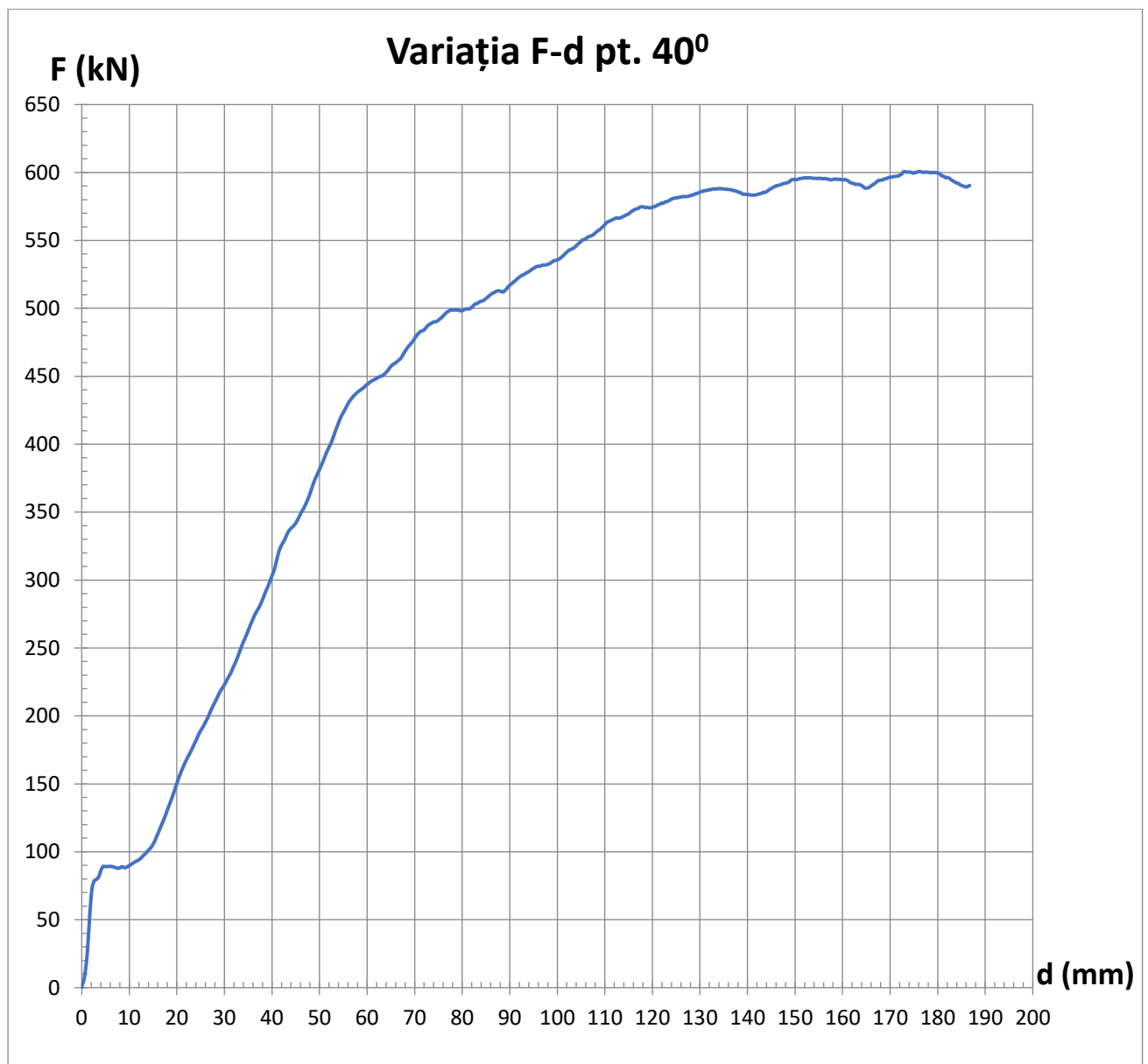


Fig. 42 - Diagrama F-d pentru 40°

Pentru a putea valida metoda de calcul analitic, s-au comparat rezultatele obținute experimental pentru forța maximă și lucrul mecanic de deformare plastică, cu cele obținute prin calculul analitic.

Astfel, s-a obținut valoarea medie a forței verticale de compresiune ca fiind de 591,5 kN, de-a lungul unui palier de 63 mm lungime. Prin urmare, lucrul mecanic pe această distanță, necesar deformării plastice controlate a țevii, a fost de 37,3 kJ.

De observat că lucrul mecanic a servit doar celor două procese fizice implicate pe această porțiune de țevă: expandarea țevii și frecarea suprafeței tronconice a penetratorului de suprafața interioară a țevii.

În continuare s-a aplicat aceeași metodă de calcul analitic pentru cele două procese fizice, plecând de la parametrii țevii folosite în experiment.

În acest caz, lucrul mecanic total a fost alcătuit doar din cele două componente amintite mai sus.

A. Absorbirea energiei prin expandarea țevii cu 25 %

Mărirea diametrului interior cu 25 % implică și creșterea cu același procent a circumferinței țevii:

$$\Delta l_c = 0,25 \times \pi \times 133 \text{ mm} = 104,5 \text{ mm}$$

Aria secțiunii longitudinale a porțiunii de țevă deformabilă este (doar pentru porțiunea de palier):

$$A = 6 \text{ mm} \times 63 \text{ mm} = 378 \text{ mm}^2$$

Forța necesară la limita rezistenței la rupere a materialului va fi:

$$F_m = A \times \sigma_c = 378 \text{ mm}^2 \times 360 \text{ N/mm}^2 = 136,1 \text{ kN}$$

Lucrul mecanic de deformare prin expandare va fi:

$$L_e = F_m \times \Delta l_c = 14,2 \text{ kJ.}$$

B. Absorbirea energiei prin frecarea suprafeței tronconice a penetratorului de suprafața interioară a țevii

Ținând cont de unghiul $\alpha = 20^\circ$ pe care îl face suprafața tronconică cu verticala, aria suprafeței tronconice este:

$$A_t = \pi(D^2 - d^2)/4\sin\alpha = 0,442d^2/\sin\alpha = 18921 \text{ mm}^2$$

Avem însă condiția ca, pentru interiorul unui cilindru de diametru 121 mm și de grosime $s = 6 \text{ mm}$, presiunea exercitată pe pereții laterali ai țevii să producă o tensiune în materialul peretelui apropiată de rezistența lui la rupere:

$$p_n = 2s\sigma_r/(d + s) = 34 \text{ N/mm}^2$$

Forța exercitată normal la peretele țevii va fi:

$$F_n = p_n A_t = 643,3 \text{ kN}$$

Potrivit teoriei frecării molecular-mecanice, forța de frecare are două componente: o forță pentru realizarea deformațiilor și alta pentru învingerea adeziunilor la nivel molecular. Coeficientul de frecare (în cazul contactului plastic total), are două componente și se definește astfel:

$$\mu = (\tau_0 / \sigma_c + \beta) + k_p (p_n / \sigma_r)^{1/2} = (0,32 + 0,12) + 0,13 = 0,57$$

unde $\tau_0 = 75 \text{ MPa}$; $\sigma_c = 235 \text{ MPa}$; $\sigma_r = 360 \text{ MPa}$; $\beta = 0,12$; $k_p = 0,55$

τ_0 = rezistența specifică moleculară la disocierea materialului

β = piezocoeeficient caracteristic componentei moleculare a frecării

k_p = constantă a microgeometriei (forma rugozităților)

Forța de frecare va fi:

$$F_f = \mu F_n = 366,7 \text{ kN}$$

Lucrul mecanic al forței de frecare va fi:

$$L_f = F_f \times 0,063 \text{ m} = 23,1 \text{ kJ}$$

Forța totală de reacțiune pe direcția axială a dispozitivului va fi:

$$R = F_n(\sin\alpha + \mu\cos\alpha) = 564,6 \text{ kN}$$

Rezultă că, în acest caz, lucrul mecanic total va fi: $L_t = L_e + L_f = 37,3 \text{ kJ}$.

Comparând valoarea calculată pentru R cu cea obținută experimental, se constată că diferența relativă dintre cele două valori este mai mică de 4,8 %.

De altfel, se observă că valoarea lucrului mecanic al lui R pe cei 63 mm ai palierului este de 35,6 kJ, adică tot cu 4,8 % mai puțin decât L_t .

În urma celor constatate mai sus, este necesar să se reevalueze modelul de calcul analitic al elementului de absorbire a energiei de impact la scară reală, ținând cont de unghiul $\alpha = 20^\circ$ pe care îl face suprafața tronconică a penetratorului cu verticala.

A. Absorbirea energiei prin expandarea țevii cu 25 %

Mărirea diametrului interior cu 25 % implică și creșterea cu același procent a circumferinței țevii pe lungimea de 500 mm:

$$\Delta l_c = 0,25 \times \pi \times 273 \text{ mm} = 214,4 \text{ mm}$$

Aria secțiunii longitudinale a porțiunii de țevă deformabilă este:

$$A = 6,3 \text{ mm} \times 500 \text{ mm} = 3150 \text{ mm}^2$$

Forța necesară la limita rezistenței de rupere a materialului va fi:

$$F_m = A\sigma_r = 3150 \text{ mm}^2 \times 360 \text{ N/mm}^2 = 1134 \text{ kN}$$

Lucrul mecanic de deformare prin expandare va fi:

$$L_e = F_m \times \Delta l_c = 1134 \text{ kN} \times 214,4 \text{ mm} = 243,1 \text{ kJ.}$$

B. Absorbirea energiei prin frecarea suprafeței tronconice a penetratorului de suprafața interioară a țevii

Ținând cont de unghiul $\alpha = 20^\circ$ pe care îl face suprafața tronconică cu verticala, aria suprafeței tronconice este:

$$A_t = \pi(D^2 - d^2)/4\sin\alpha = 0,442d^2/\sin\alpha = 88034 \text{ mm}^2$$

Avem însă condiția ca, pentru interiorul unui cilindru de diametru 261 mm și grosime $s = 6,3 \text{ mm}$, presiunea exercitată pe pereții laterali ai țevii să producă o tensiune în materialul peretelui apropiată de rezistența lui la rupere:

$$p_n = 2s\sigma_r/(d + s) = 17 \text{ N/mm}^2$$

Forța exercitată normal la peretele țevii va fi:

$$F_n = p_n A_t = 1496,6 \text{ kN}$$

Potrivit teoriei frecării molecular-mecanice, forța de frecare are două componente: o forță pentru realizarea deformațiilor și alta pentru învingerea adeziunilor la nivel molecular. Coeficientul de frecare (în cazul contactului plastic total), are două componente și se definește astfel:

$$\mu = (\tau_0 / \sigma_c + \beta) + k_p (p_n / \sigma_r)^{1/2} = (0,32 + 0,12) + 0,09 = 0,53$$

unde $\tau_0 = 75 \text{ MPa}$; $\sigma_c = 235 \text{ MPa}$; $\sigma_r = 360 \text{ MPa}$; $\beta = 0,12$; $k_p = 0,55$

τ_0 = rezistența specifică moleculară la disocierea materialului

β = piezocoeeficient caracteristic componentei moleculare a frecării

k_p = constantă a microgeometriei (forma rugozităților)

Forța de frecare va fi: $F_f = \mu F_n = 793,2 \text{ kN}$

Lucrul mecanic al forței de frecare va fi:

$$L_f = F_f \times 0,5 \text{ m} = 396,6 \text{ kJ}$$

Forța totală de reacțiune pe direcția axială a dispozitivului va fi:

$$R = F_n(\sin\alpha + \mu\cos\alpha) = 1257,2 \text{ kN}$$

Rezultă că, în acest caz, lucrul mecanic total va fi: $L_t = L_e + L_f = 639,7 \text{ kJ}$.

De altfel, se observă că valoarea lucrului mecanic teoretic al lui R pe cei 0,5 m este de 628,6 kJ, cu doar 1,8 % mai puțin decât L_t .

Capitolul 4

Realizarea și analiza modelului virtual al elementului de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare

4.1. Realizarea prin intermediul metodei cu elemente finite a analizei unui model virtual al elementului de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare

4.1.1. Modelul virtual axial simetric al elementului de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare realizat cu ajutorul ANSYS

Realizarea prin intermediul metodei elementelor finite (MEF) a unui model virtual al elementului de absorbire a energiei de impact este o etapă necesară în vederea extrapolării acestuia în cazul altor variante dimensionale sau de materiale constituente, fără a mai fi nevoie și de o validare experimentală.

În acest sens, inițial s-a urmărit crearea unui model virtual cu ajutorul programului ANSYS, având aceleași dimensiuni și utilizând aceleași materiale cu cele ale prototipurilor testate în laborator, scopul fiind obținerea unor rezultate similare celor experimentale, dar și celor calculate analitic, doar astfel putând asigura validarea modelului virtual.

Întrucât elementul de absorbire a energiei de impact prin deformare plastică de tip controlat prezintă o simetrie axială (fiind un ansamblu de corpuri de rotație), s-a preferat alegerea unui model virtual bidimensional care, pe lângă simplitate, are și avantajul de a permite un calcul digital mai rapid, rezultatele fiind teoretic identice cu cele obținute prin utilizarea unui model virtual tridimensional.

Coeficientul de frecare utilizat în MEF a fost calculat separat pentru cele două variante modelate în ANSYS. Astfel, pentru țeava cu diametrul mic, coeficientul de frecare utilizat a fost de 0,57, în timp ce pentru țeava cu diametrul mare, a fost utilizat un coeficient de frecare de 0,53.

Coeficientul de frecare a fost estimat utilizând teoria molecular-mecanică a frecării cu alunecare, ținând cont de faptul că, la contactul suprafețelor, rugozitățile se întrepătrund și nu există lichid lubrifiant. Astfel, coeficientul de frecare global este alcătuit dintr-o componentă moleculară, cauzată de necesitatea învingerii forțelor de adeziune moleculară și dintr-o componentă mecanică, produsă de realizarea forțelor de deformare plastică a rugozităților.

Geometria corpurilor a fost creată bidimensional în Design Modeler din ANSYS, atât în cazul elementelor utilizate în testele experimentale, cât și în cel al elementelor proiectate și calculate analitic.

Modelul geometric inițial avea toate muchiile corpurilor ascuțite, iar la contactul țevii cu penetratorul apărea o deformare plastică mare, cu rupere de

material, generând astfel o singularitate în rezolvarea sistemului de ecuații din cadrul MEF, acesta nemaifiind convergent.

Prin urmare, s-a rafinat geometria, astfel încât muchiile ascuțite ale suprafețelor de contact să fie racordate cu raza de 5 mm la țevă și cu raza de 10 mm la penetrator, în acest caz nemaifiind probleme de convergență a soluției.

Detectarea contactului a fost setată pentru o distanță între corpuri mai mică de 0,01 mm, muchie la muchie. Tratarea interfeței dintre corpuri a fost ajustată pentru atingere între acestea. Formalizarea interacțiunii a fost descrisă printr-un sistem de ecuații extinse, de tip Lagrange.

În figurile 43 și 44 sunt prezentate schițele ansamblurilor de corpuri utilizate atât în testele experimentale, cât și în calculul analitic (variante de penetrator cu unghi la vârf de 40°).

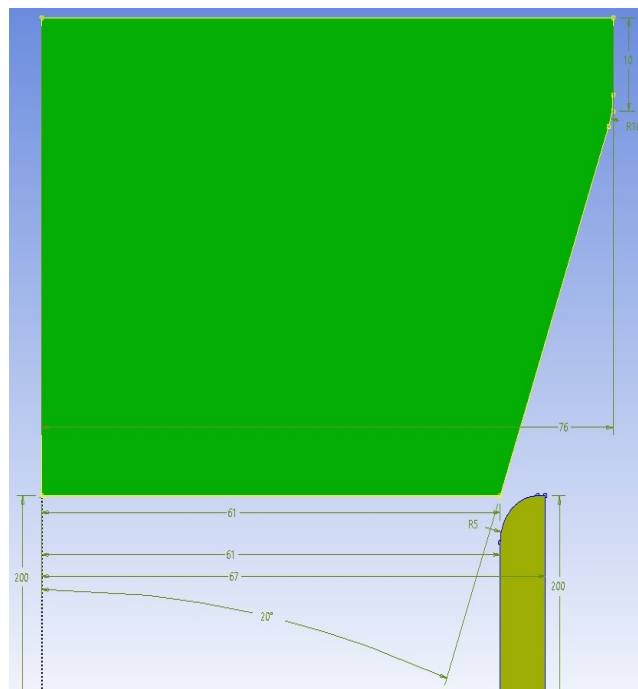


Fig. 43 - Geometria ansamblului de corpuri penetrator + țevă rotundă mică

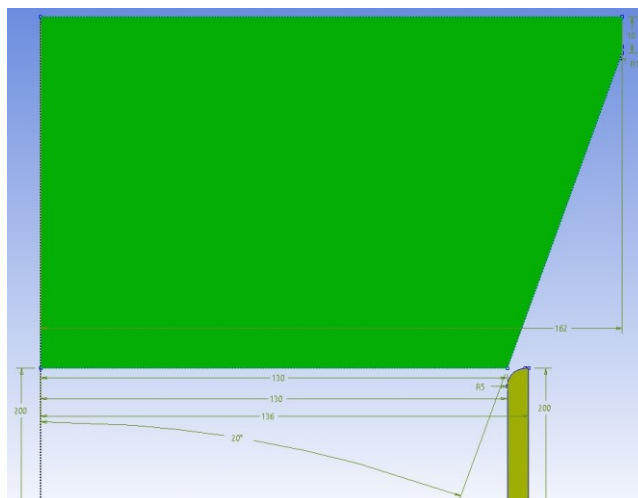


Fig. 44 - Geometria ansamblului de corpuri penetrator + țevă rotundă mare

Suprafețele (muchii în 2D) de contact cu frecare sunt prezentate în figura 45.

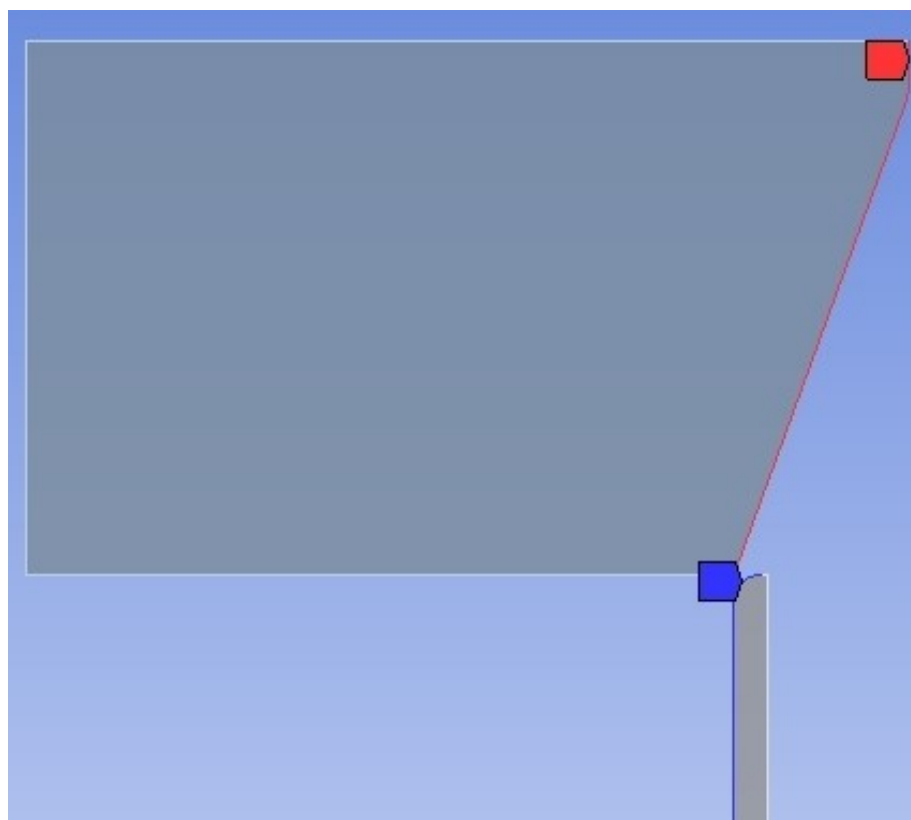


Fig. 45 - Contactul ansamblului de corpuri

Proprietățile materialului din care a fost confecționat penetratorul sunt prezentate în tabelul 6.

Tabel 6 - Proprietăți ale materialului penetratorului

Properties of Outline Row 3: Structural Steel				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	<input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
2	<input type="checkbox"/> Material Field Variables	<input type="checkbox"/> Table		
3	<input type="checkbox"/> Density	7850	kg m ⁻³	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
4	<input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			<input type="checkbox"/>
6	<input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> Isotropic Elasticity			<input type="checkbox"/>
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio		
8	Young's Modulus	1,9E+11	Pa	<input type="checkbox"/>
9	Poisson's Ratio	0,28		<input type="checkbox"/>
10	Bulk Modulus	1,4394E+11	Pa	<input type="checkbox"/>
11	Shear Modulus	7,4219E+10	Pa	<input type="checkbox"/>
12	<input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> Strain-Life Parameters			<input type="checkbox"/>
20	<input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> S-N Curve	<input type="checkbox"/> Tabular		<input type="checkbox"/>
24	<input type="checkbox"/> Tensile Yield Strength	540	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
25	<input type="checkbox"/> Compressive Yield Strength	540	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
26	<input type="checkbox"/> Tensile Ultimate Strength	780	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
27	<input type="checkbox"/> Compressive Ultimate Strength	0	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>

Proprietățile materialului din care a fost confecționată țeava sunt prezentate în tabelul 7.

Tabel 7 - Proprietăți ale materialului țevii

Properties of Outline Row 4: teava					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7850	kg m ⁻³	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4	Isotropic Elasticity			<input type="checkbox"/>	
5	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio			
6	Young's Modulus	2,1E+11	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
7	Poisson's Ratio	0,28			<input type="checkbox"/>
8	Bulk Modulus	1,5909E+11	Pa		<input type="checkbox"/>
9	Shear Modulus	8,2031E+10	Pa		<input type="checkbox"/>
10	Bilinear Isotropic Hardening			<input type="checkbox"/>	
11	Yield Strength	2,35E+08	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
12	Tangent Modulus	1,05E+09	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
13	Tensile Ultimate Strength	3,6E+08	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Curba teoretică de variație a tensiunii normale σ din material, în funcție de deformația specifică liniară ϵ , dincolo de pragul convențional de curgere, este prezentată în figura 46.

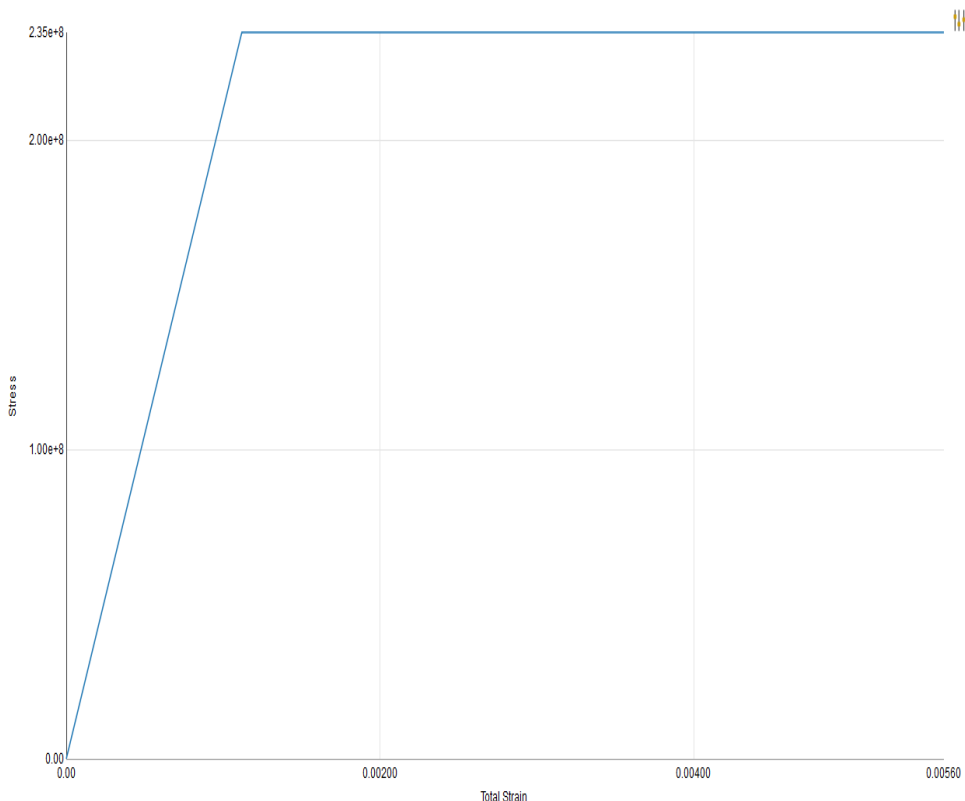


Fig. 46 - Curba caracteristică teoretică biliniară a materialului

Alegerea acestui tip de model este apropiată de ipoteza utilizată în calculul analitic, unde deformarea plastică de tip controlat se produce pe palierul de dincolo de punctul convențional de curgere a materialului.

Valoarea aleasă pentru panta acestei drepte este $E_p = E / 200$. Această valoare nu a fost aleasă aleatoriu, ci pe baza anexei C (analiza prin metoda elementelor finite) a standardului „SR EN 1993-1-5:2007+AC:2009”, referitor la proiectarea structurilor din oțel, precum și pe baza unor studii experimentale privind comportarea oțelurilor structurale dincolo de limita de curgere.

În figura 47 este prezentat un model experimental de curbă tensiune-deformație pentru un oțel carbon structural.

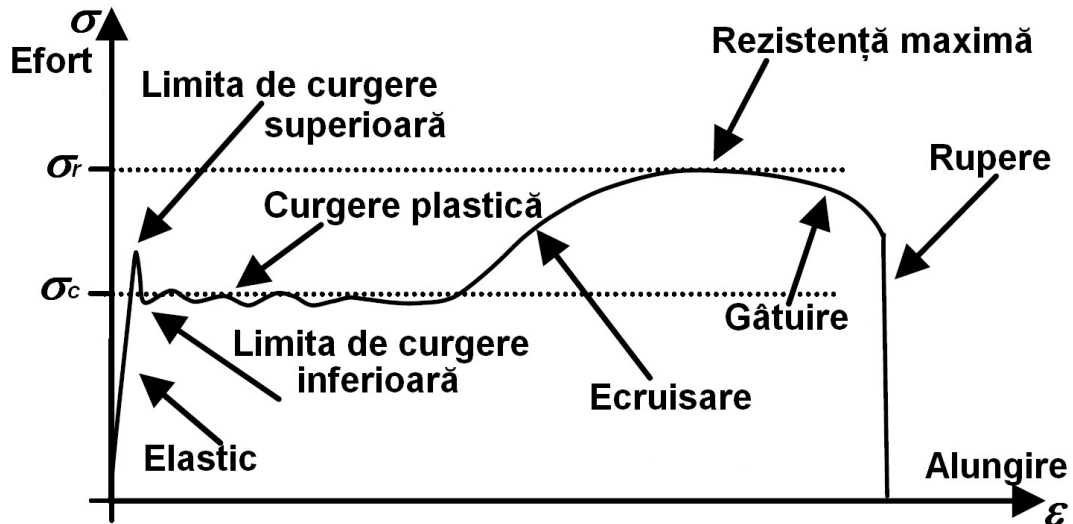


Fig. 47 - Curba experimentală de variație a tensiunii normale în funcție de alungirea specifică

Curba experimentală de mai sus poate fi aproximată teoretic cu cea prezentată în figura 48.

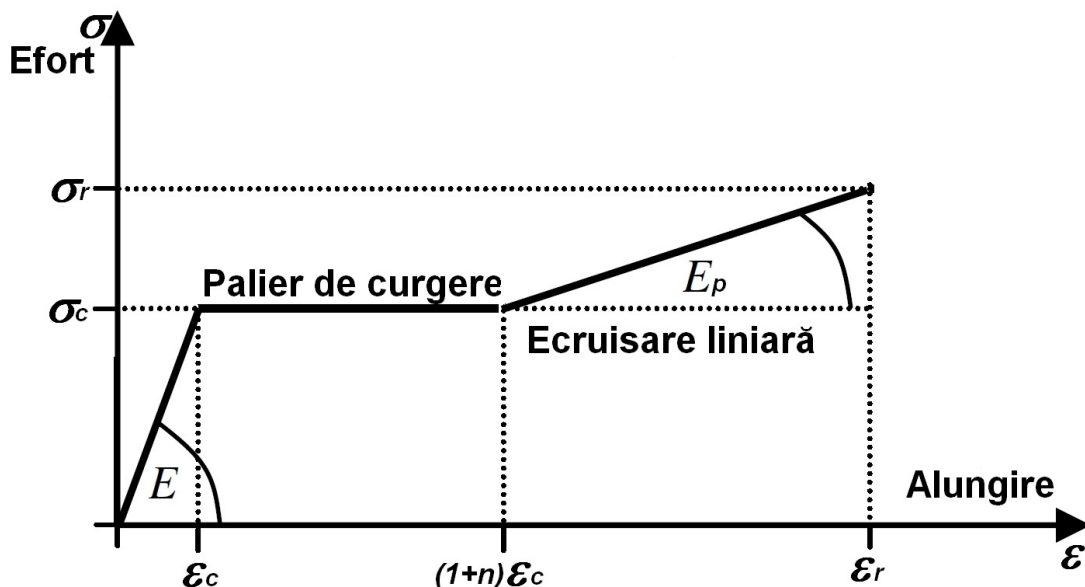


Fig. 48 - Curba teoretică de variație a tensiunii normale în funcție de alungirea specifică

Dacă $n = 0$, nu mai avem un palier de curgere și curba teoretică se rezumă la una biliniară. În acest caz avem următoarele relații de calcul:

$$E = \sigma_c / \varepsilon_c \text{ și } E_p = (\sigma_r - \sigma_c) / (\varepsilon_r - \varepsilon_c), \text{ iar } h = E_p / E = 0,5 \%;$$

unde $h = (\sigma_r / \sigma_c - 1) / (\varepsilon_r / \varepsilon_c - 1)$, s-a calculat pe baza determinărilor experimentale pentru oțel carbon de tip S235JR.

În urma analizei extinse realizată cu MEF, pentru $h = 1 \%$ s-a constatat creșterea de peste 1,5 ori a forței de reacțiune, față de cea măsurată experimental, în timp ce pentru $h = 0,1 \%$, forța de reacțiune a scăzut cu aproape 40 % față de cea măsurată experimental.

În figurile 49 și 50 se observă diferența dintre deformarea țevii atunci când s-a ales în zona de curgere un comportament biliniar izotrop (care respectă alura de deformare experimentală), față de unul biliniar cinematic.

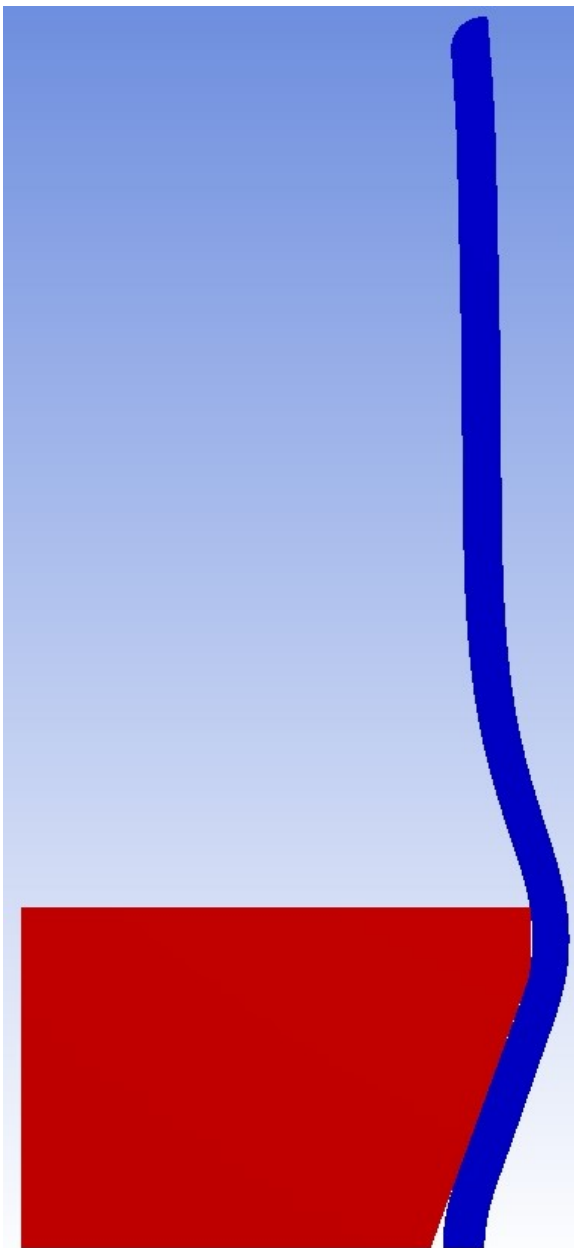


Fig. 49 - Deformare cinematică

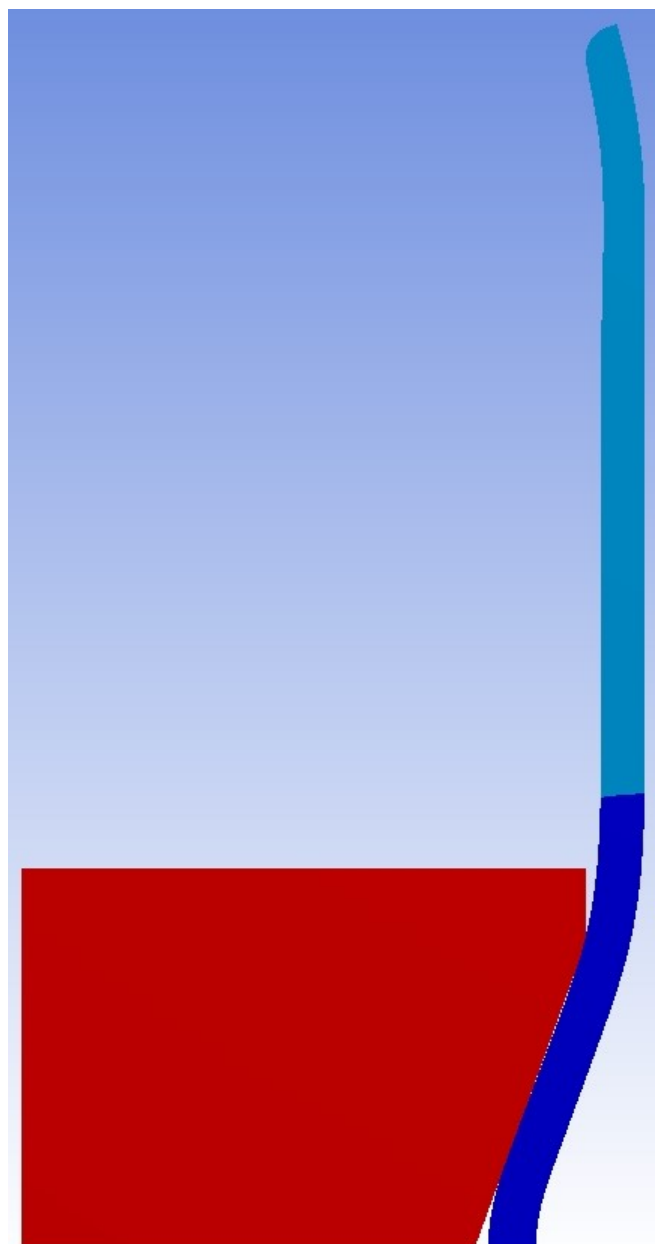


Fig.50 - Deformare izotropică

4.1.2. Discretizarea modelului elementului de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare

Modelul ansamblului celor două corpuri (țeavă cilindrică și penetrator tronconic), care compun elementul de absorbire a energiei de impact, a fost discretizat în majoritate cu elemente patrulatere, dar și cu câteva elemente triunghiulare:

- Discretizarea a plecat de la elemente cu dimensiunea de 10 mm, penetratorul având dimensiuni relativ mari și deformații extrem de mici în comparație cu țeava;
- S-a urmărit astfel și optimizarea timpului de soluționare a sistemului de calcul avut la dispoziție - Intel Pentium DualCore G4400 la frecvența de 3,3 GHz și 8 GB RAM, cu sistem de operare Windows 10 Pro pe 64 biți;
- Marginile din zona de contact dintre penetrator și țeavă au beneficiat de o discretizare specifică mai fină (fig. 51), mărimea elementelor fiind adaptată automat prin program, pentru a atinge o calitate optimă a discretizării. Astfel, cele mai mari elemente din țeavă au avut dimensiunea de circa 1 mm;
- Tranzițiile au fost lente și cu un înalt grad de netezire;
- A fost preferat calculul neliniar cu deplasări mari;
- A fost activată detecția curburii și a proximității marginilor.

În varianta de discretizare a modelului prin metoda automată, s-a impus ca mărimea de pornire a elementelor să fie de 2,7 mm în cazul țevii de diametru mic, respectiv de 4,2 mm în cazul țevii de diametru mare, astfel încât să se obțină un număr cât mai apropiat de noduri și de elemente, comparabil cu cazul anterior (fig. 52).

În tabelul 8 se regăsesc valorile determinate prin MEF pentru cele două moduri de discretizare și pentru cele două dimensiuni ale țevii.

Tabel 8 - Valori determinate prin MEF pentru două moduri de discretizare

d [mm]	Discretizare	R [kN]	Noduri	Elemente	Observații
122	Muchii	596,5	2723	791	R analitic = 564,6 kN R experiment = 591,5 kN
	Automată	580,8	2706	804	
262	Muchii	1237,8	3667	1093	R analitic = 1257,2 kN
	Automată	1225,5	14783	4497	

Din cele prezentate mai sus, se remarcă faptul că valorile forței de reacțiune, obținute în cazul discretizării specifice a muchiilor de contact, sunt mai apropiate de valorile forței de reacțiune calculate analitic sau determinate experimental, decât cele obținute în cazul discretizării automate.

În concluzie, pentru aproximativ același număr de noduri și de elemente, rezultatele obținute au o acuratețe mai mare în cazul utilizării unei discretizări specifice adaptată geometriei corpurilor, decât în cel al uneia generată automat.

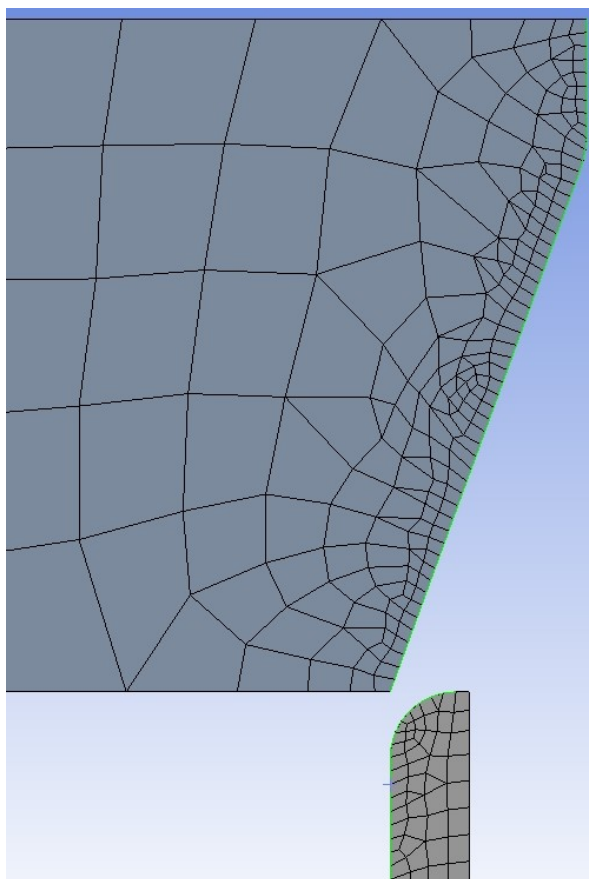


Fig. 51 - Detaliu de discretizare a muchiiilor de contact

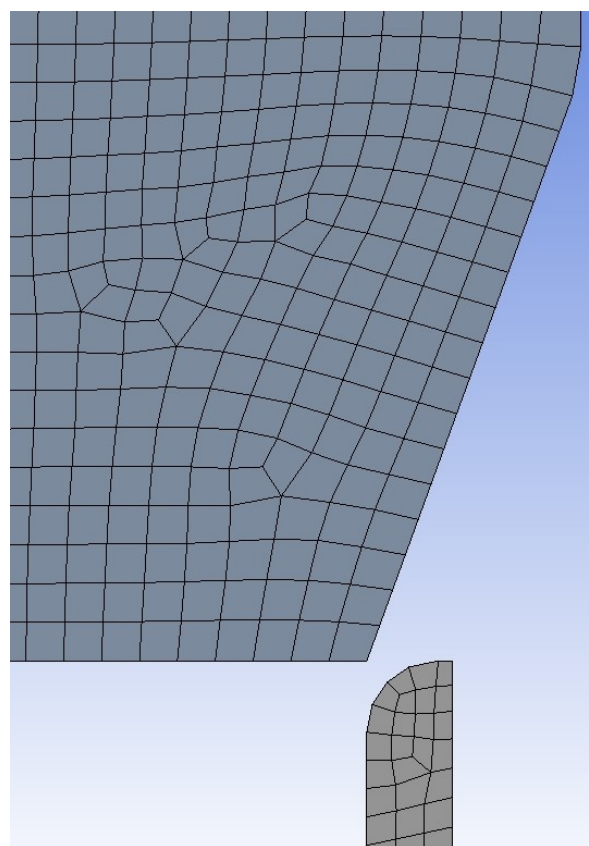


Fig. 52 - Detaliu de discretizare generată automat

4.2. Analiza deformării mecanice plastice la solicitarea de evazare a elementului de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare

4.2.1. Stabilirea constrângerilor de limitare a deplasării corpurilor și a parametrilor analizei prin metoda elementelor finite

Pentru studiul deformării mecanice plastice a elementului de absorbire a energiei de impact s-a utilizat o analiză de tip structural statică efectuată cu ajutorul modulului ANSYS Workbench.

În primul rând, s-a stabilit o serie de constrângeri privind limitarea deplasării ansamblului de corpuri. Astfel, s-a impus blocarea deplasării suprafeței inferioare a țevii pe direcție verticală, deoarece aceasta este sprijinită în realitate pe un reazem fix, constituit din traversa frontală a șasiului vagonului.

De asemenea, s-a impus limitarea deplasării penetratorului doar pe direcție verticală și numai pe lungimea țevii, până la atingerea traversei frontale a șasiului vagonului (nu poate coborî dincolo de partea inferioară a țevii).

S-a ales o analiză cu rezolvare de tip direct, în care să se țină cont de deformații mari. Metoda numerică de rezolvare aleasă a fost Newton-Raphson nesimetrică (metoda tangentei pentru convergența pătratică). S-a activat atât convergența forței, cât și a deplasării.

Deplasarea impusă pe verticală s-a realizat într-un pas pentru care timpul final a fost fixat la $t_f = 50$ s (în concordanță cu durata testului experimental).

4.2.2. Rezultatele obținute în urma analizei prin MEF

Deformarea țevii la $t = 25$ s este prezentată în figura 53.

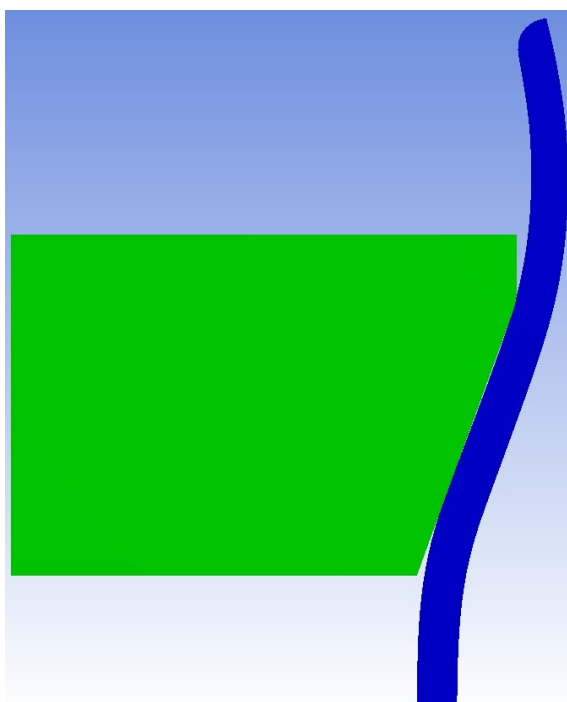


Fig. 53 - Detaliu al deformării țevii la $t = 25$ s

Se observă că în partea inferioară a penetratorului, contactul cu țeava se produce mai sus decât baza mică a trunchiului de con, în timp ce, pe porțiunea cilindrică superioară, contactul se pierde din cauza încovoierii pereților țevii. Alura generală a deformării țevii este asemănătoare celei obținute experimental.

Sinteza rezultatelor obținute pentru principalii parametri urmăriți se regăsește în tabelul 9, unde sunt comparate rezultatele obținute prin calculul analitic al modelului teoretic, prin determinări experimentale și prin cele două variante ale analizei MEF.

Tabel 9 - Comparare rezultate obținute

Modele	α	μ	d [mm]	R_m [kN]	Observații
Analitic	40°	0,57	122	564,6	Diferă cu 4,8 % de $R_{exp} = 591,5$ kN
		0,53	262	1257,2	Valoare de referință țeavă mare
Analiza MEF		0,57	122	596,5	Diferă cu 0,8 % de $R_{exp} = 591,5$ kN
		0,53	262	1237,8	Diferă cu 1,6 % de R analitic
Experi- mental	40°	-	122	591,5	Valoare de referință țeavă mică
	50°	-		-	Materialul a cedat prematur, țeava pierzându-și stabilitatea.
	60°	-		-	

Deoarece, pentru unghiurile de 50° și 60°, nu s-au obținut rezultate experimentale relevante, s-a renunțat la analiza acestor cazuri prin MEF, rezultatele astfel obținute neputând fi utile în lipsa unor valori de comparație.

Valoarea forței rezultante pe direcție verticală a fost mediată atât din rezultatele obținute experimental, cât și din cele obținute prin MEF.

Criteriul utilizat a fost ca aceasta să fie cvasi-constantă pe un palier cu o durată de circa 17 s, diferența dintre două valori consecutive fiind mai mică de 0,2 %. Acest interval de timp a fost ales corespunzător duratei palierului determinat experimental. În acest mod s-a mediat un număr de 68 de valori obținute prin MEF, ele fiind în număr de câte patru pe secundă.

În figura 54 este prezentată curba de variație în timp a forței rezultante pe verticală, obținută experimental pentru penetratorul cu unghi la vârf de 40°.

Analizând atent această curbă, în comparație cu cele din figurile 55 și 56 (variația în timp a forței rezultante pe verticală obținute prin MEF pentru ambele dimensiuni ale țevii), se constată că toate curbele de variație sunt asemănătoare, ceea ce ne indică un comportament similar, descris corect prin MEF.

Astfel, după aproximativ primele două secunde, se observă o primă inflexiune în creșterea cvasi-liniară rapidă a forței (circa 150 kN/s), ceea ce denotă trecerea de la un comportament elastic al pereților țevii (odată cu pătrunderea penetratorului) la unul plastic. Creșterea forței continuă cu o pantă ceva mai lentă, de aproximativ 30 kN/s, până la pătrunderea completă a penetratorului în țeavă, punct în care forța intră pe un palier cvasi-orizantal.

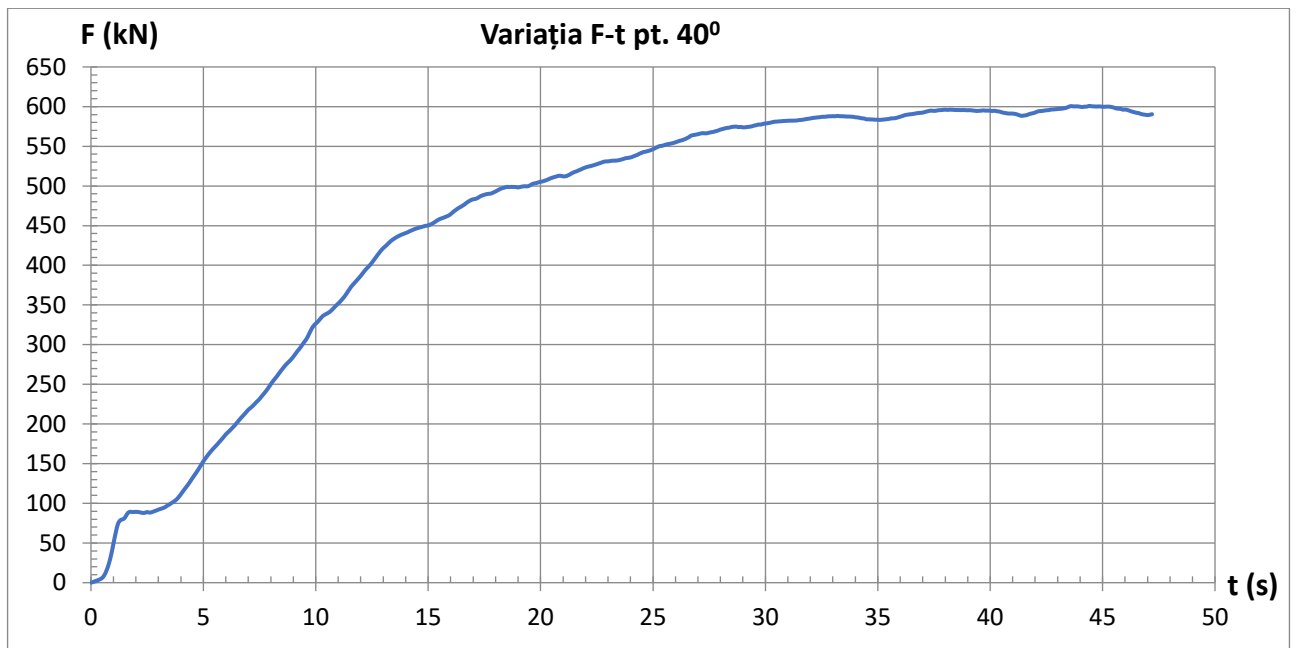


Fig. 54 - Curba de variație în timp a forței verticale, obținută experimental

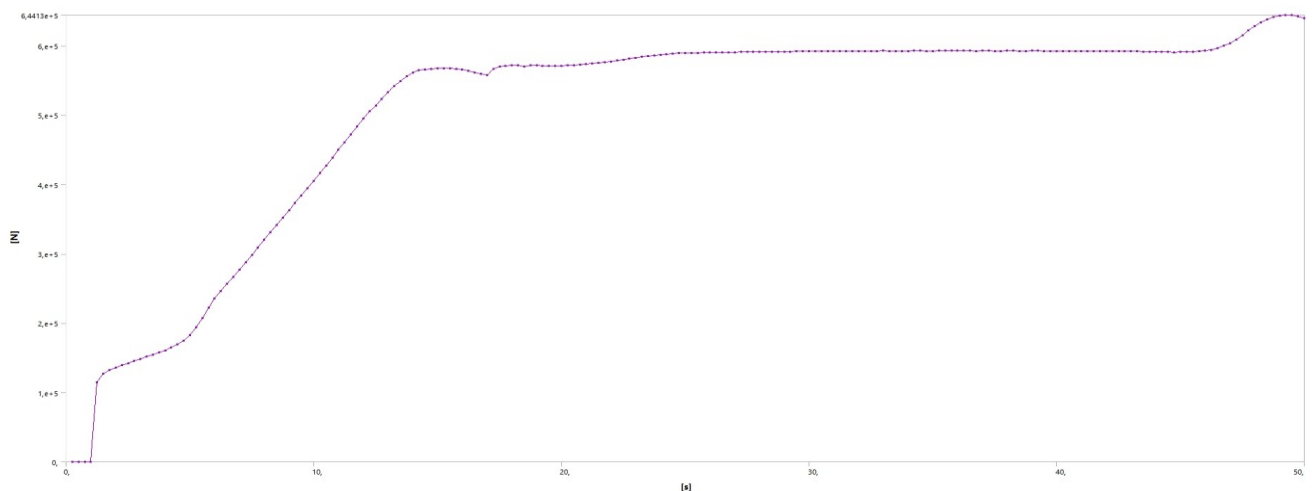


Fig. 55 - Curba de variație în timp a forței rezultante pe verticală obținută pentru țeava cu diametrul mic

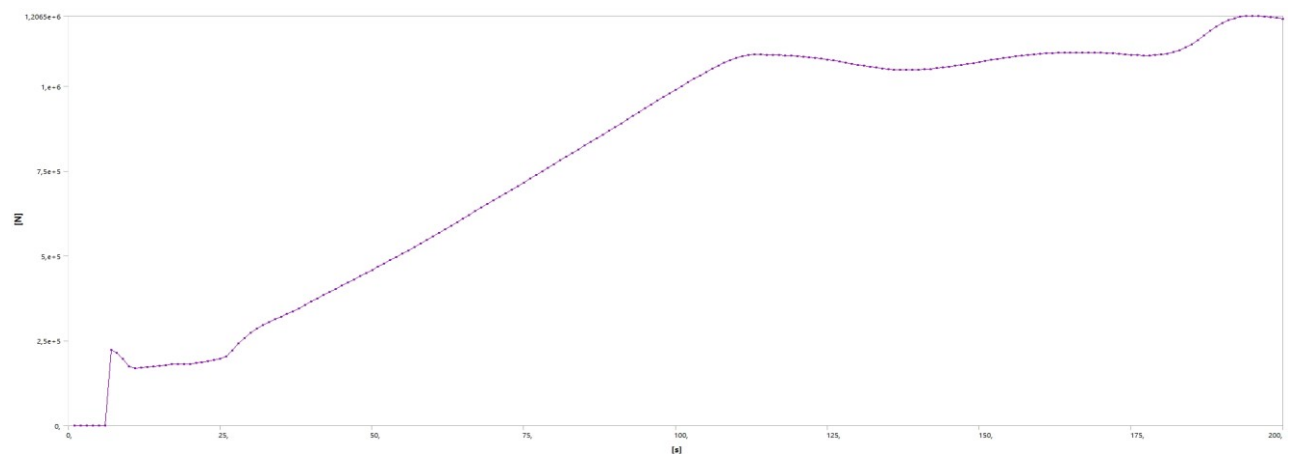


Fig. 56 - Curba de variație în timp a forței rezultante pe verticală obținută pentru țeava cu diametrul mare

Capitolul 6

Concluzii generale

5.1. Concluzii finale

Ciocnirea a două vehicule feroviare poate fi încadrată în clasa ciocnirilor binare centrale inelastice (de speța I – cu absorbire de energie), în care energia cinetică finală a corpurilor este mai mică decât cea inițială.

Energia de reacție Q se consideră a fi disipată în timpul ciocnirii doar prin mecanismul de deformare plastică de tip controlat, celelalte forme de disipare a energiei (termică, oscilatorie elastică amortizată prin suspensia vehiculului) fiind cu mult mai reduse și putând fi neglijate.

Decelerațiile luate în considerare nu au depășit 5 g, evitându-se astfel posibila apariție de victime umane cauzate de șocul primit în urma coliziunii, iar forțele care au survenit în timpul coliziunii au fost sub limita de deformare plastică a structurii de rezistență a vehiculului feroviar.

Pentru a satisface nevoia absorbirii prin deformare plastică a unei mari cantități de energie rezultată în urma impactului, materialul ales a fost un oțel nealiat, cu o bună plasticitate (alungire mare la tracțiune și limită de curgere scăzută) și tenacitate crescută (reziliență mare, adică energie mare absorbită la încovoierea prin șoc).

Forma optimă aleasă pentru elementul absorbitor de energie a fost cea cilindrică, deoarece absoarbe mai multă energie în cazul deformării plastice și pentru că rezistă mai bine la flambaj, prezentând o simetrie în jurul axei longitudinale, dar și față de toate planele diametrice perpendiculare pe baze, și oferind astfel o bună și egală rezistență.

În urma calculelor efectuate, s-a remarcat faptul că energiile disipate pentru încovoiere și așchiere sunt relativ comparabile, dar mult mai mici decât cele pentru expandare și frecare, care sunt puternic influențate de modificarea unghiului penetratorului, a grosimii peretelui țevii sau a stării suprafețelor de contact (grad de lubrifiere sau rugozitate).

Cercetările efectuate au dovedit că propunerea avansată pentru realizarea unor elemente structurale dedicate absorbirii energiei de impact la vehiculele feroviare este fezabilă din punct de vedere tehnic, atât calculele analitice, cât și modelul virtual dezvoltat prin MEF, fiind validate de rezultatele obținute experimental pe un model la scară redusă. Soluția propusă poate acoperi absorbirea energiei de impact la peste 75 % din cazurile de coliziune frontală, pentru viteze de până la 15 m/s, pentru toate tipurile de vehicule feroviare, iar în cazul vagoanelor de călători, le poate acoperi integral.

5.2. Contribuții personale

Pentru a atinge țintele propuse în cadrul acestei lucrări, a fost nevoie de parcurgerea unor stagii de cercetare cu un înalt grad de complexitate, astfel lucrarea aducând un număr de contribuții personale, dintre care menționez:

- furnizarea unei variante constructive inovatoare, care asigură creșterea capacității de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare;

- pentru a satisface nevoia absorbirii prin deformare plastică a unei mari cantități de energie rezultată în urma impactului, materialul ales a fost un oțel nealiat, cu o bună plasticitate (alungire mare la tracțiune și limită de curgere scăzută) și tenacitate crescută (reziliență mare - energie mare absorbită la încovoierea prin șoc);

- în cadrul experimentului de tamponare a două vagoane de marfă, având mase aproape identice, dintre care unul staționat, încercare desfășurată la Centrul de Testări Feroviare Făurei al Autorității Feroviare Române, pentru a calcula viteza vagonului tamponator, imediat înainte de ciocnire, s-a măsurat, cu un cronometru special adaptat, durata trecerii succesive a osiilor aceluiași boghiu prin dreptul aceluiași reper, fixat pe talpa șinei și dotat cu un microîntrerupător declanșat la trecerea buzei bandajului roții peste el;

- aceeași viteză a fost determinată prin analiza video a înregistrării testului de ciocnire, la viteza de filmare de 30 cadre/secundă, cu o cameră fixată pe un trepied, prin determinarea deplasării vagonului între două cadre succesive, ținând cont de un reper fix. Cele două valori obținute au fost similare, ceea ce a permis utilizarea celei de-a doua metode în determinarea vitezei ansamblului celor două vagoane imediat după ciocnire;

- în urma testului de deformare plastică a unei țevi prin expandare, încercare desfășurată la firma Innova Systems & Technologies din Arad, s-a observat că valoarea lucrului mecanic, obținută experimental, pentru deformarea plastică a țevii, este similară celei obținute prin calculul analitic, iar valoarea forței de compresiune medii, diferă cu mai puțin de 5 % de valoarea calculată analitic;

- realizarea analizei numerice a noilor soluții structurale și studierea comportamentului acestor structuri, prin determinarea stării de tensiune și de deformație generate de aplicarea unor sarcini prevăzute în documentele de referință în vigoare.

Avantajul elaborării modelului virtual constă mai ales în ușurința extrapolării acestuia la scară reală, precum și în parametrizarea principalelor caracteristici tehnice definitorii (gabarite, materiale, condiții la limită pentru frontiere și contacte etc.), în scopul unei adaptări cât mai ușoare la diferitele cerințe ale fabricanților, nemaifiind nevoie de numeroase teste experimentale costisitoare, până la validarea prototipului de serie 0.

Alegerea modelului virtual bidimensional a fost posibilă datorită faptului că elementul de absorbire a energiei de impact prin deformare plastică de tip controlat prezintă o simetrie axială (fiind un ansamblu de corpuri de rotație).

Acest model, pe lângă simplitate, are și avantajul de a permite un calcul mai rapid decât prin utilizarea unui model virtual tridimensional.

Modelul geometric a fost rafinat astfel încât muchiile ascuțite ale suprafețelor de contact să fie racordate atât la țeavă, cât și la penetrator, în acest caz nemaifiind probleme de convergență a soluției cauzate de apariția unei singularități în rezolvarea sistemului de ecuații din cadrul MEF, generată de contactul abrupt dintre corpuri.

Pentru zona de curgere a materialului deformat plastic, alegerea în model a unui comportament biliniar izotrop ic față de unul biliniar cinematic a condus la respectarea alurii de deformare experimentală.

De asemenea, rafinarea discretizării la marginile zonei de contact a corpurilor și utilizarea unei dimensiuni cât mai reduse a elementelor finite au condus la optimizarea discretizării modelului.

Toate acestea au condus la o acuratețe mai mare a rezultatelor obținute, în sensul că valorile forței de reacțiune calculate prin program au fost foarte apropiate de valorile forței de reacțiune calculate analitic sau determinate experimental.

Prin urmare, modelul de calcul teoretic adoptat este validat de rezultatele obținute experimental, ceea ce permite extrapolarea acestuia și în cazul utilizării unor țevi având dimensiuni diferite, în scopul obținerii unei absorbiri maxime a energiei de impact, prin transformarea acesteia în lucru mecanic de deformare plastică de tip controlat.

În același timp, modelul realizat prin MEF este validat atât de rezultatele obținute experimental, cât și de cele obținute prin calculul analitic, ceea ce permite cu mare ușurință parametrizarea lui pentru a stabili comportamentul unei largi varietăți de elemente absorbitoare de energie de impact.

Consider că, în această lucrare au fost propuse soluții cu un înalt grad de aplicabilitate în domeniul transporturilor, referitoare la sporirea capacității de absorbire a energiei de impact la vehiculele feroviare, soluții riguros argumentate din punct de vedere științific, pe cale numerică și pe cale experimentală, aplicarea acestora putând conduce la îmbunătățirea siguranței transportului pe calea ferată și la beneficii pentru mediul socio-economic.

5.3. Viitoare direcții de cercetare

Tema propusă prin această lucrare este deosebit de ofertantă pentru dezvoltarea în viitor a noi direcții de cercetare, dintre care se pot enumera câteva majore:

- îmbunătățirea și rafinarea modelului dezvoltat prin MEF având scopul de a apropia cât mai mult de realitate simularea obținută;
- testarea mai multor prototipuri, având gabarite diferite (diametre și grosimi de pereți), pentru a dispune de mai multe rezultate comparative;
- testarea mai multor penetratoare cu unghiuri la vârf diferite;
- testarea mai multor tipuri de materiale, atât feroase, cât și neferoase, dar și a mai multor forme de profile, care să maximizeze absorbirea energiei de impact prin deformarea lor plastică în mod controlat;
- dezvoltarea unui model prin MEF pentru absorbirea controlată a energiei de impact prin așchiere;
- dezvoltarea unui model prin MEF pentru absorbirea controlată a energiei de impact prin încovoiere;
- testarea mai multor prototipuri, cu număr diferit de cuțite de așchiere și implicit zone de încovoiere;
- combinarea mai multor metode de absorbire a energiei de impact prin deformare plastică în mod controlat.