

PROIECTAREA UNEI INSTALAȚII AUTOMATE PENTRU PRELEVAT PROBE DE LIGNIT ÎN STAȚIILE DE ÎNCĂRCARE A VAGOANELOR DE CALE FERATĂ

Stud. Croitoru C. Bogdan-George – B41

Coord: Șef lucr.dr.ing. Cozma Bogdan-Zeno

1. Introducere

La livrarea lignitului către beneficiari, se practică probarea manuală din mijloacele de transport care deși este tributară erorii umane generatoare de controverse subiective între părți, exclude investiția și răspunderea realizării unei instalații adecvate. Probarea manuală este doar o metodă acceptată dar nu recomandată, fiind tributară din următoarele motive:

- Subiectivitatea probatorului și a asistentului la probare, duce la litigii între producător și beneficiar.
- Respectarea integrală a tehnologiei de prelevare presupune; un timp îndelungat de prelevare iar munca fizică intensă în condiții vitrege, în special în sezonul rece, conduc la compromisuri ce măresc erorile la probare;
- Personalul este supradimensionat atât la producător care asigură prelevarea și prelucrarea probei cât și la beneficiar care asigură supravegherea operațiunii de probare;
- Durata mare de realizare a operațiunii de prelevare, în condițiile respectării prevederilor standard, generează cheltuieli suplimentare pentru staționarea suplimentară a mijloacelor de transport.

De altfel literatura de specialitate recomandă excluderea probării manuale în cazul unor livrări de mare capacitate. Înlocuirea probării manuale, din mijloacele de transport pe cale ferată sau auto, cu cea mecanică, automată, din fluxul de material în mișcare, în cazul debitelor mari de încărcare realizate cu ajutorul benzilor transportoare de mare capacitate, s-a lovit de o serie de probleme.

2. Construcția și funcționarea instalației automate de prelevat probe de lignit

Prelevarea automată a probelor elementare de material presupune obținerea în prima etapă a unei probe elementare reprezentativă cantitativ, care prin prelucrarea mecanică ulterioară (sfărâmare și divizare) să ducă la obținerea probei pentru laborator.

Dispozitivul de prelevare a probelor la punctul de încărcare Jilț Sud, pentru a asigura prelevarea unei probe reprezentative, trebuie să răspundă la mai multe cerințe și anume:

- să dispună de un dispozitiv care să preia din energia dinamică a materialului și să dirijeze materialul spre dispozitivul de prelevare a probei;
- să preleveze proba elementară prin străbaterea integrală a fluxului de lignit în cădere;
- să elimine orice posibilitate de contaminare voită sau accidentală a probei.

Pentru îndeplinirea acestor cerințe, instalația de prelevare automată a probelor, prezentată în figura 1, este concepută din trei subansambluri:

- *Scutul deflector A* este compus din cadrul metalic 1 rigidizat pe cadrul de susținere al transportorului cu bandă, paravanul deflector 2 și paravanele de dirijare 3 și 15.
- *Dispozitivul de prelevare a probei B* este alcătuit din jgheabul colector 4 ce preia prin deviere proba din fluxul de material în cădere liberă, cadrul de susținere 5 cu căile de rulare, axe cu role 7, roata pentru cablu 12 și grupul de acționare al acestuia 14.

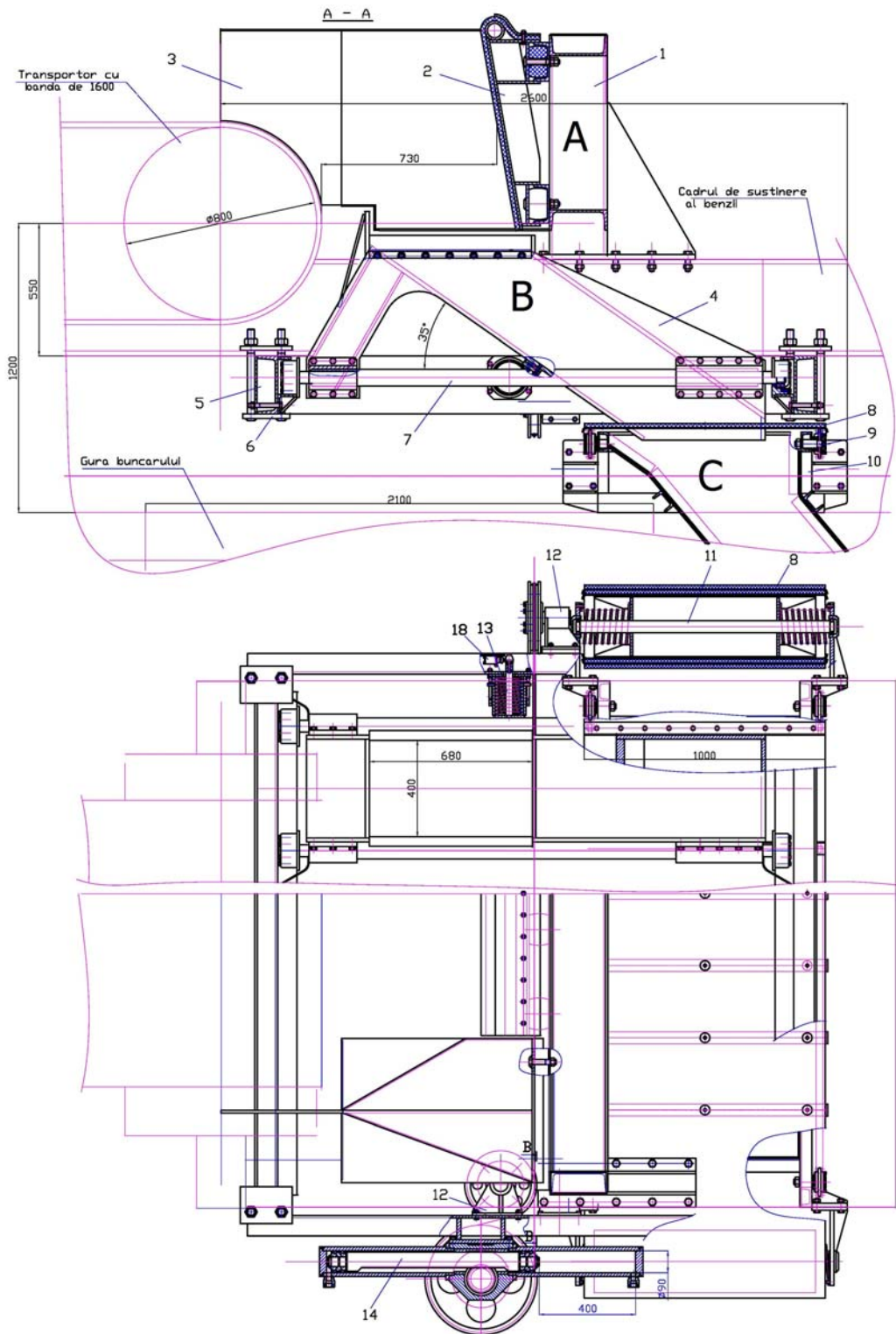


Fig. 1a. Instalație automată de prelevat probe elementare de lignit

Deplasarea jgheabului colector prin jetul de material în cădere într-o mișcare rectilinie-alternativă, cu viteză constantă, se face cu un cablu tractor în buclă 17, ce se înfășoară și se desfășoară de pe cele două tobe ale grupului de acționare 14 și trece peste roțile de cablu 12.

- Sistemul de preluare a probei elementare C, se compune din: banda de etanșare 8, roțile de lanț 9, jgheabul de preluare 10 și tobele de înfășurare a benzii 11. Banda de etanșare 8 protejează deschiderea jgheabului de preluare 10 la pătrunderea accidentală sau voită a unor

cantități de material străine probelor elementare prelevate. Banda de etanșare 8 se înfășoară pe două tobe 11, care au în interior două arcuri elicoidale de torsiune ce mențin covorul de cauciuc în stare întinsă, realizându-se astfel o bună etanșare a jgheabului de preluare 10. Banda 8 este rigidizată transversal cu platbande metalice ce se sprijină pe două lanțuri cu role 15 ce rulează pe roțile de lanț 9. Atât banda de etanșare 8 cât și lanțurile cu role 15 sunt acționate o dată cu jgheabul colector 4, de către grupul de acționare 14. Pentru reducerea șocurilor la oprirea și pornirea jgheabului colector au fost prevăzute două tamponoare de amortizare cu arc 13, care acționează și limitatoarele de cap de cursă.

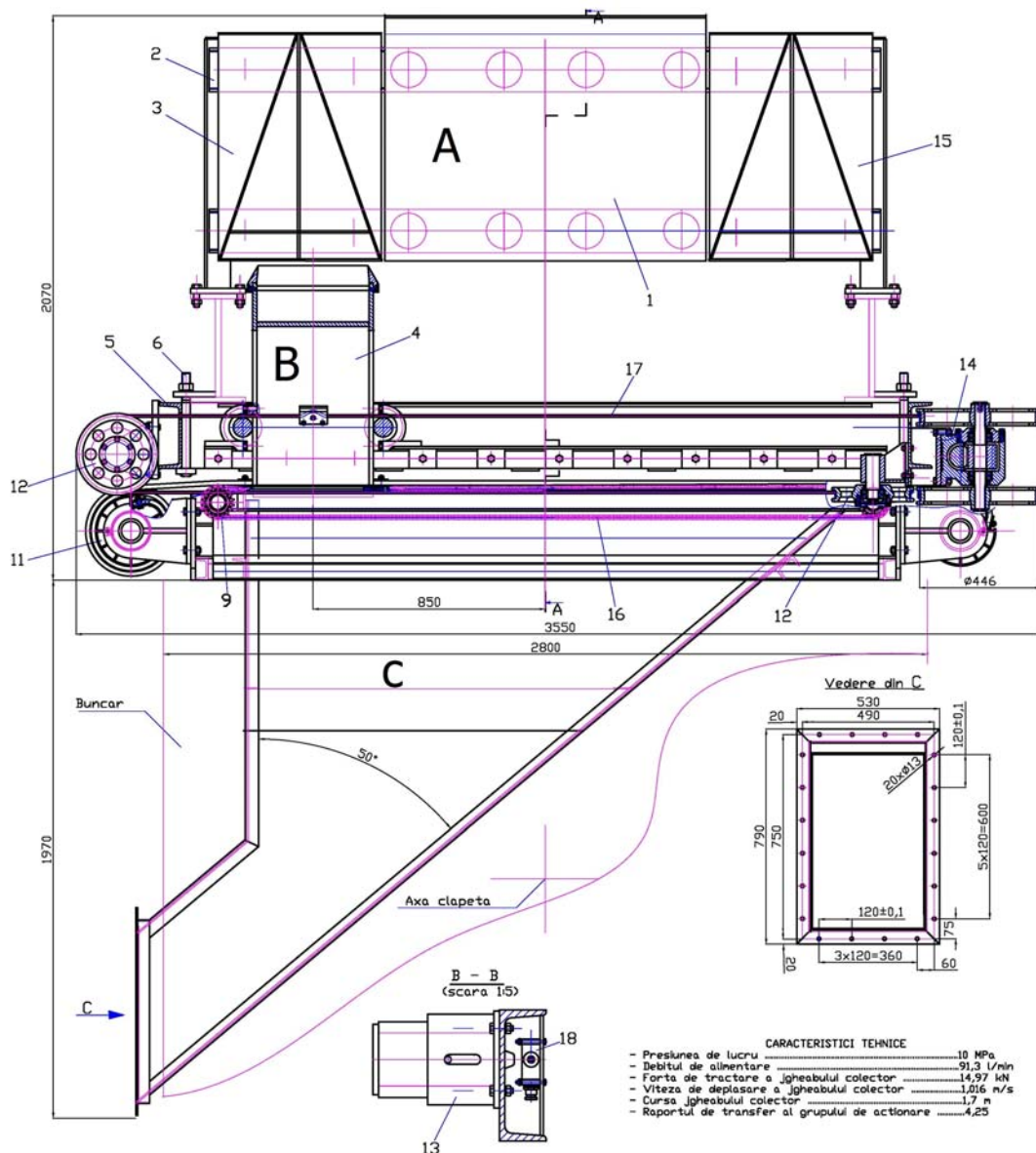


Fig. 1b. Instalație automată de prelevat probe elementare de lignit

Intervalul de timp între două probe succesive se poate regla în funcție de necesități cu ajutorul unui releu de timp, dacă prelevarea se face la intervale egale de timp, sau cu un releu integrator care acționează după încărcarea unor cantități egale de produs, ambele variante fiind admise de STAS. În cazul de față, conform celor prezentate, s-a adoptat varianta prelevări la intervale regulate de timp ($t=2,5$ minute) asigurând un număr corespunzător de probe elementare cât și o cantitate de probă reprezentativă mult peste cea impusă de STAS.

Funcție de rezultatele obținute, urmare a testelor pentru omologarea instalației se vor stabili numărul minim de probe și intervalul de preluare a două probe consecutive pentru ca proba pentru laborator să se încadreze în gradul de precizie impus de STAS.

3. Construcția și funcționarea dispozitivului de prelevare a probei de lignit

În figura 2 este prezentată soluția constructivă a dispozitivului de prelevare a probei de lignit din fluxul de deversare de pe transportorul cu bandă, care se compune din: 1 – ramă suport; 2 – jgheab de prelevare; 3 – roată pentru deviere cablu; 4 – amortizor pentru capăt de cursă; 5 – grup hidraulic oscilant de acționare; 6 – cablu în buclă; 7 – bride de fixare pe suportul transportorului cu bandă.

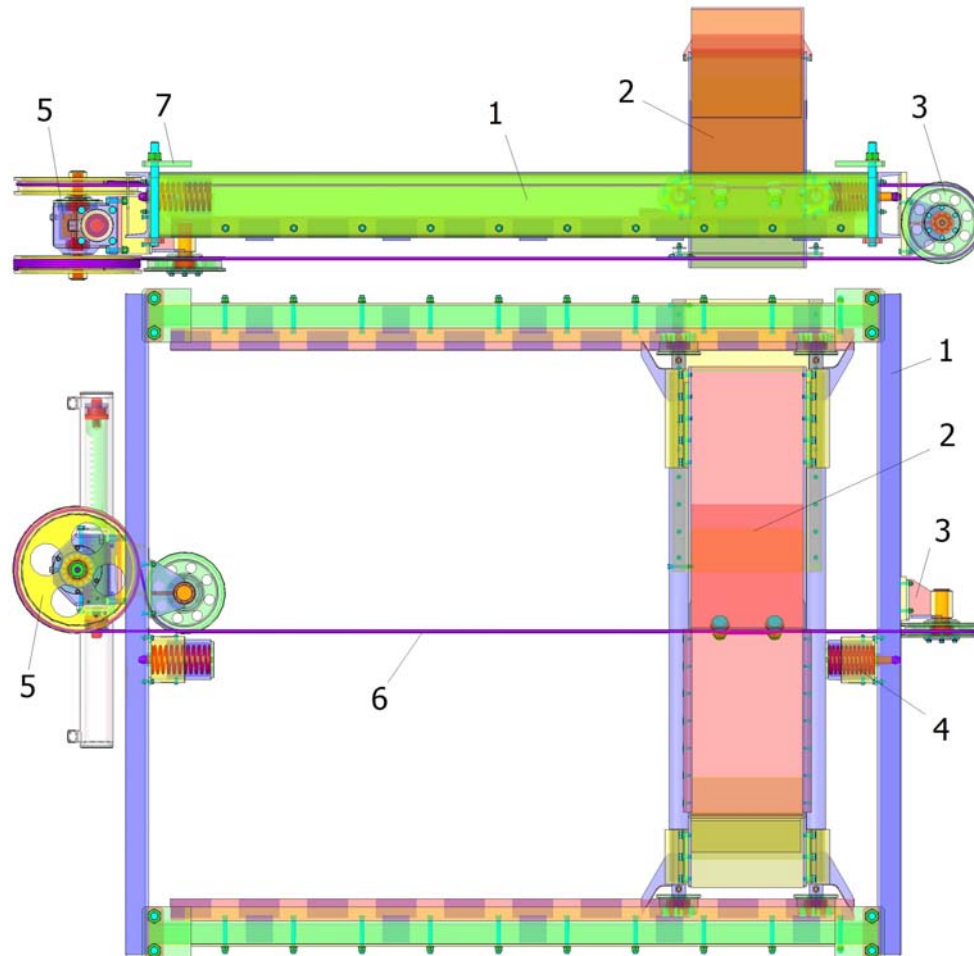


Fig. 2. Dispozitiv de prelevare a probei de lignit din fluxul de deversare de pe transportorul cu bandă

Se poziționează jgheabul de prelevare la capăt de cursă, ca în figura de mai sus. Capătul cablului de tractare se fixează pe roata superioară a grupului hidraulic de acționare cu ajutorul bridei de prindere și se realizează o înfășurare pe roată. Celălalt capăt al cablului se trece prin orificiile din rama suport, peste cele două roți de deviere și se înfășoară în patru spire pe roata inferioară a grupului hidraulic de acționare. Înainte de întindere a cablului pe roțile de deviere se realizează prinderea acestuia de jgheabul de prelevare. Prinderea se face prin realizarea a două bucle pe cele două bolțuri filetate ale jgheabului și strângerea bridelor cu câte o piuliță M30.

Soluția constructivă a jgheabului de prelevat probe de lignit este prezentată în figura 3, care se compune din: 1 – construcția metalică; 2 – bridă mare cu bucășă amortizoare din cauciuc; 3 – axa trenului de roți; 4 – bridă mică cu bucășă de amortizare din cauciuc; 5 – raclor

pentru curățirea căii de rulare; 6 – roată cu rulment radial oscilant cu role butoi pe două rânduri 22308; 7 – ungător cu bilă UB3; 8 – bridă de prindere a cablului tractor; 9 – cuțit; 10 – sistem de prindere a capătului de bandă ce acoperă jgheabul de preluare.

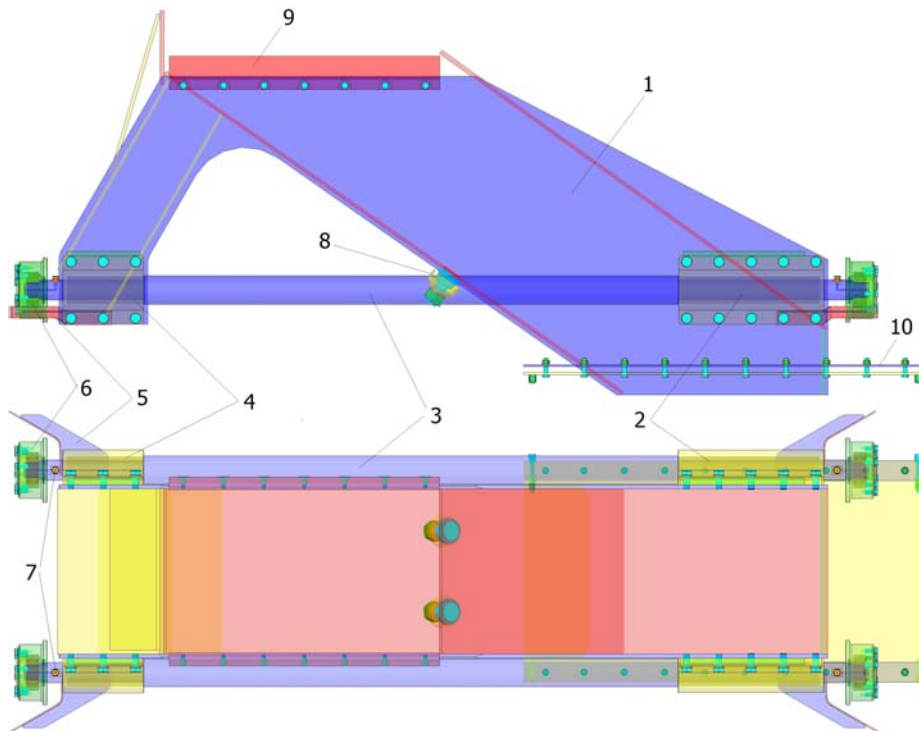


Fig. 3. Jgheab de prelevare a probelor de lignit

4. Construcția și funcționarea grupului hidraulic de acționare al instalației automate de prelevat probe de lignit

Grupul de acționare hidraulic este conceput pe principiul unui troliu dublu acționat de un motor hidraulic oscilant cu o cremalieră.

Grupul de acționare este prezentat în figura 4, fiind compus dintr-o carcasă 1 în interiorul căreia se montează pe arborele canelat 2 roata dințată 3. Arborele canelat este susținut de doi rulmenți radiali cu role butoi pe două rânduri, montați în carcasă și în capacul 4. Pe capetele canelate ale arborelui se află montate cele două tobe 5 de înfășurare a cablului, care sunt prevăzute cu bridele 6, pentru prinderea capetelor cablului în buclă. Poziționarea roți dințate, rulmenților și a tobelor pe arbore se face cu ajutorul unor inele distanțiere și șaibelor de reținere 7, iar etanșarea se realizează cu ajutorul unui inel O și a două manșete de rotație.

Pe carcasa 1 se află montați cilindri 8, în interiorul cărora se deplasează pistoanele 9, care realizează mișcarea rectilinie-alternativă a cremalierii 10. Asamblarea pistonului față de cremalieră se face printr-un sistem de reținere, cu joc radial, care permite independența poziționării pistonului față de cremalieră. Etanșarea cilindrilor față de carcasă se face prin inele O.

Cremaliera este ghidată de bucșa de bronz 11, care are rolul de a prelua forțele radiale din angrenajul pinion-cremalieră. Poziționarea bucșei față de carcasă se face printr-un știft cilindric.

Introducerea uleiului pentru ungerea angrenajului pinion-cremalieră se face pe la dopul filetat 12.

Fixarea grupului de acționare pe cadrul cu căile de rulare 5 se face prin patru șuruburi M16.

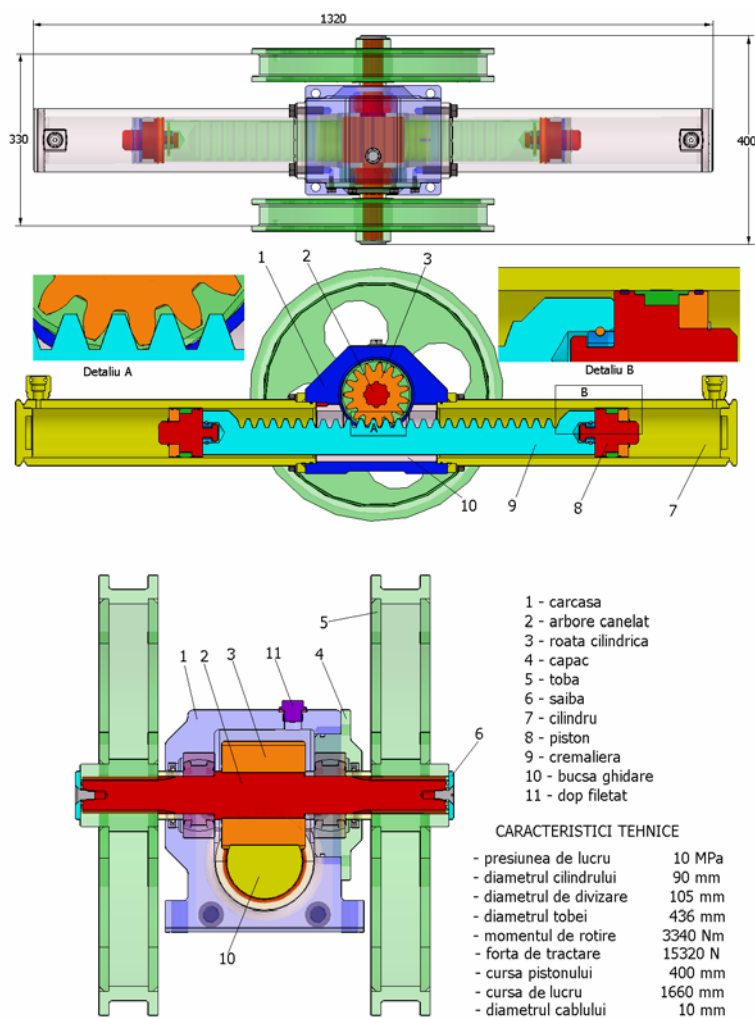


Fig. 4. Modelul 3D al grupului de acționare pentru instalația automată de prelevat probe de lignit din fluxul de încărcat în vagoane

5. Concluzii

Instalația de prelevare automată a probelor de lignit ce a fost propusă a fi realizată la punctul de încărcare Jiļ Sud, este prevăzută:

- cu un dispozitiv tip paravan elastic ce preia energia dinamică a lignitului descărcat de bandă și-l dirijează spre dispozitivul de prelevare a probei;
- prelevarea probei elementare se face prin străbaterea integrală a fluxului de lignit în cădere cu viteză constantă și la intervale de timp stabilite conform normativelor de probare;
- eliminarea oricărei posibilități de contaminare voită sau accidentală a probei.
- cu posibilitatea de automatizare a prelevării și prelucrării probei până la faza de predare la laboratorul de analize chimice ale lignitului.

6. Bibliografie

1. **Dalban, C. ș.a.** – *Construcții metalice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
2. **Muscă G.** – *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași, 2006.

3. * * * - *Contract de cercetare nr. 8/2001, Instalație automată de prelevat probe de lignit în stația Jilț Sud, încheiat între Univ. din Petroșani și C.N.L.O. Târgu-Jiu.*

PROIECTAREA ȘI EXECUȚIA STRUCTURII METALICE A UNEI PRESE DE BALOTAT DOZE DE ALUMINIU

Stud. Firu V. Octavian – B41

Coordonator conf.dr.ing. Dumitrescu Iosif

1. Introducere

Prin reciclarea unui kilogram de aluminiu se economisește până la 8 kg bauxita, 4 kg produse chimice și 14kWh energie. O cutie din aluminiu reciclată economisește energia echivalentă funcționării unui televizor pentru 3 ore.

În deșeurile solide municipale, aluminiul este principalul metal neferos, el reprezintă circa 80-85% din conținutul total de metale neferoase. Prin recuperarea aluminiului se poate obține un venit de 20 de ori mai mare pe tonă decât prin recuperarea sticlei, dozelor din oțel sau hârtiei.

Stațiile de sortare, de tratare mecano-biologică și compostare sunt instalații complexe care se amplasează, în general, în sectorul de recuperare a materialelor în vederea reciclării acestora sau pe platformele gropilor ecologice metropolitane, figura 1. Ele deservesc capacități anuale cuprinse între 30.000 - 60.000 tone de deșuri, care sunt compuse din: hârtie/carton, PET, plastic, textile, sticlă, aluminiu, etc. Deșeurile obținute din procesul de sortare intra în fluxul de reciclare sau sunt preluate de companii specializate în reciclare. Refuzurile nevalorificabile sunt compactate și transportate la gropi ecologice special amenajate.



Fig. 1. Operația de sortare a deșeurilor menajere la stația din Mediaș

2. Construcția și funcționarea presei pentru balotat doze de aluminiu

Presa compactează doze de aluminiu, cutii de conservă de compot, suc de roșii de 0,8 kg în baloturi cu secțiunea de 600x400 mm, lungimea între 350 și 400 mm și masa între 40 și 60 kg. Pâlnia presei permite preluarea unui container de 1,1 m³. Balotul este expulzat la sfârșitul ciclului de presare cu cilindrul hidraulic de presare, 140x110x1150 mm, care realizează o forță de presare de peste 300 kN. Parametrii tehnologici, forță și viteză, ai operațiilor de presare și evacuare a balotului sunt controlate de panoul de comandă, ce are în componență un microprocesor.

În figura 2 este prezentat modelul 3D al presei pentru balotat doze de aluminiu, care se compune din: 1 – jgheab; 2 – berbec; 3 – stăvilar; 4 – pâlnie; 5 – instalația hidraulică; 6 – cilindrul de presare; 7 – cilindrul stăvilar; 8 – jgheab de evacuare balot. În figura 1,a este prezentat berbecul retras la cap de cursă, iar în figura 1,b este prezentat berbecul la cursa maximă de presare de 950 mm.

În momentul când cursa berbecului este între 520 și 570 mm, iar presiunea din cilindrul de presare a atins valoarea maximă reglată între 20 și 32 MPa, se consideră încheiată operația de formare a balotului ce are dimensiunile 600x400x(350...400) mm, se comandă ridicarea stăvilărilor și evacuarea balotului format, cilindrul de presare realizând cursa maximă de 1150 mm.

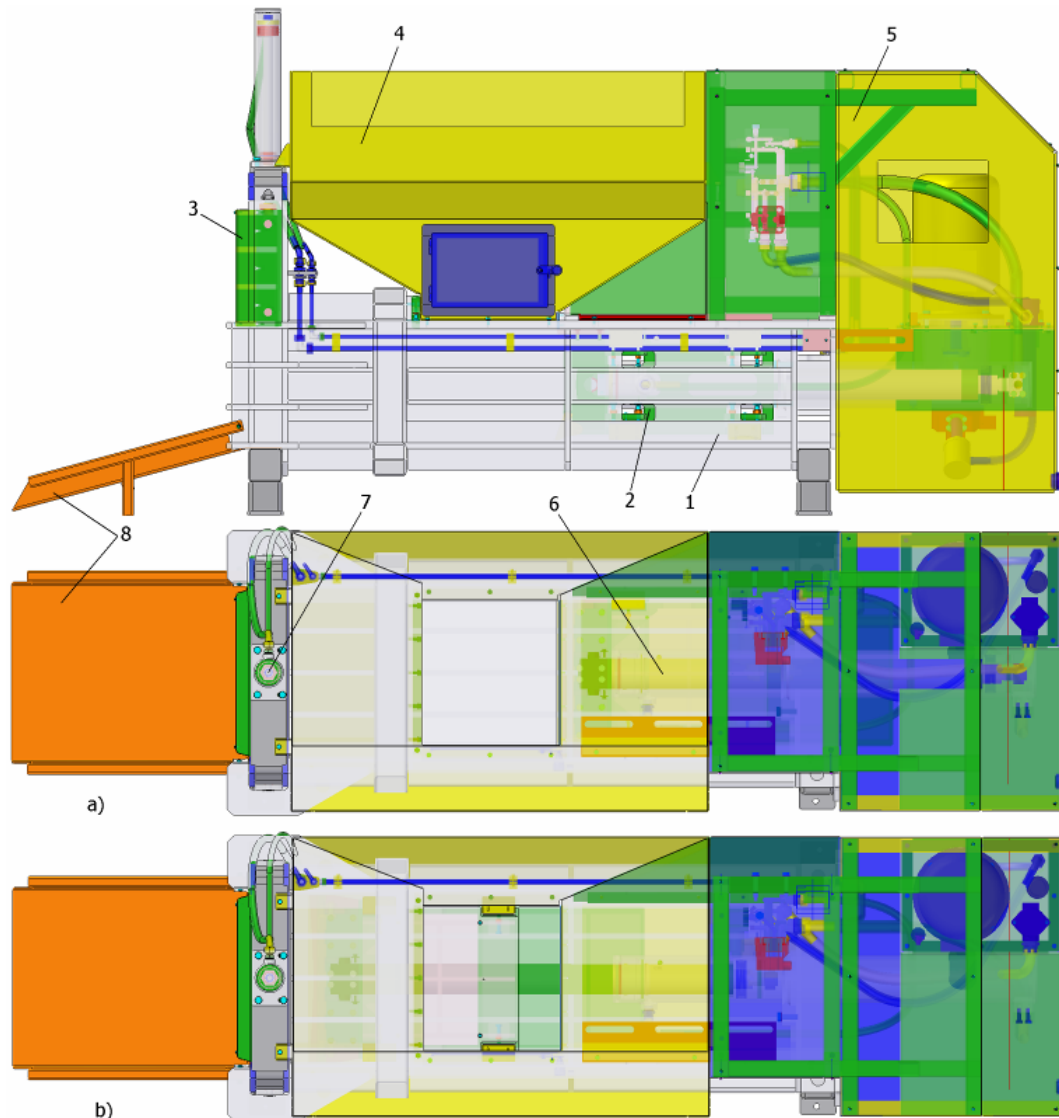


Fig. 2. Modelul 3D al preseii pentru balotarea dozelor de Al

În figura 3 este prezentată construcția metalică a jgheabului preseii pentru balotarea dozelor de Al, unde s-au notat: 1 – jug; 2 – riglă inferioară; 3 – întăritură laterală inferioară; 4 – întăritură laterală în formă de U I; 5 – riglă superioară; 6 – întăritură laterală superioară; 7 – întăritură inferioară I; 8 – întăritură inferioară II; 9 – întăritură laterală în formă de U II; 10 – jug suport pentru cuțit; 11 – întăritură laterală în formă de U III; 12 – întăritură inferioară III; 13 – placă inferioară de sprijin; 14 – picior; 15 – guseu inferior; 16 – guseu intermediar; 17 – guseu superior; 18 – placă distanțier ghidaj; 19 – placă față ghidaj; 20 – opritor bolt; 21 – bolt; 22 – traversă suport cilindru; 23 – placă spate ghidaj; 24 – placă superioară distanțier; 25 – întăritură superioară; 26 – placă suport cuțit vertical; 27 – placă suport răzuitor; 28 – platbandă transversală de sprijin a pâlnie; 29 – bridă pentru țevile cilindrului stăvilărilor; 30 – platbandă transversală de sprijin a instalației hidraulice; 31 – placă de capăt; 32 – placă transversală superioară de sprijin cilindrului de presare; 33 – placă transversală inferioară de

sprijin cilindru de presare; 34 – placă de sprijin cilindru de presare; a – țeava Dn 10 pentru alimentarea suprafeței inelare a cilindrului stăvilărilor; b - țeava Dn 16 pentru alimentarea suprafeței pline a cilindrului stăvilărilor.

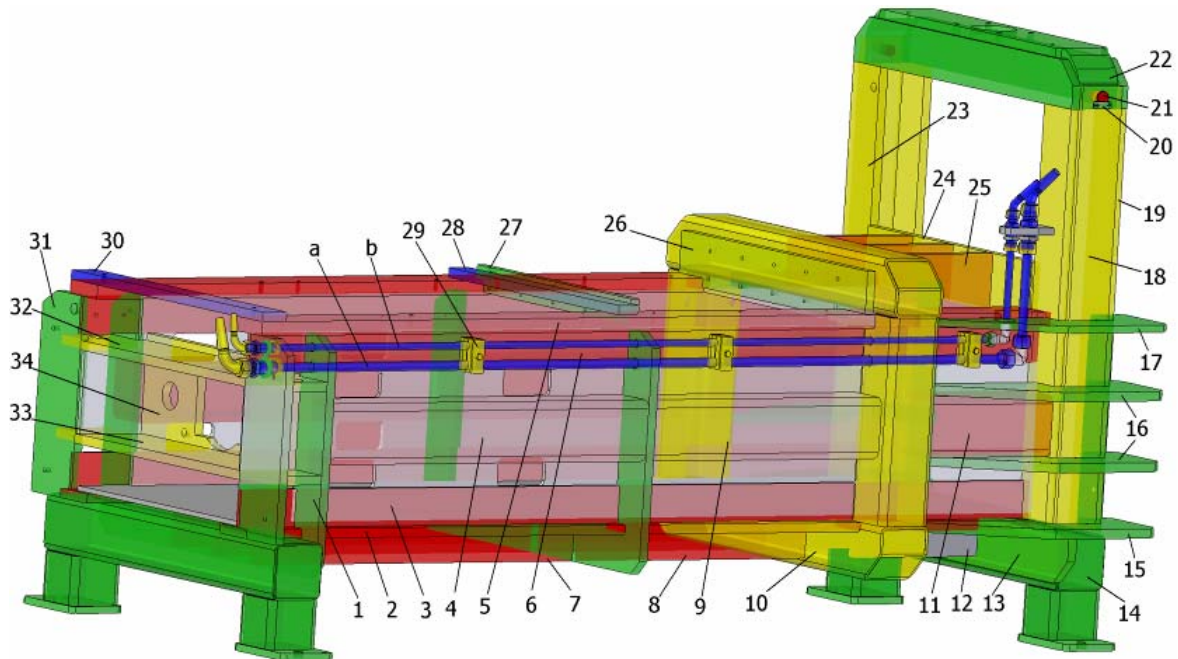


Fig. 3. Construcția metalică a jgheabului preseii

Jgheabul reprezintă corpul preseii, acesta are rolul de a forma balotul de doze, prin închiderea capătului jgheabului cu un stăvilă și deplasarea în interiorul acestuia a unui berbec ce presează dozele și închide gura pâlniei de alimentare. Jgheabul are o structură de rezistență compusă din juguri transversale și lonjeroane, care pot prelua forța de presare de maxim 500 kN, ce se închide între ghidajele stăvilărilor și jugul de sprijin al cilindrului de presare.

În figura 4 este prezentată construcția berbecului preseii pentru balotarea dozelor de Al, unde s-au notat: 1 – perete lateral; 2 – plăcuță transversală verticală; 3 - plăcuță transversală orizontală; 4 – șurub M16x60 pentru reglarea păpucilor inferiori; 5 – șurub M12x60 pentru reglarea păpucilor superiori; 6 – întărituri transversale ale cozii berbecului; 7 – placă acoperire coadă berbec; 8 – capac de vizitare; 9 – papuc din poliamidă; 10 – plăcuță distanțier pentru reglarea orizontală a păpucilor; 11 – guseu de rigidizare; 12 – șurub M12x60 pentru reglarea orizontală a păpucilor; 13 – cuțit dreapta; 14 – ureche; 15 – placă frontală; 16 – întăritură verticală; 17 – distanțier; 18 – plăcuță tampon pentru capul sferic al tijei cilindrului de presare; 19 – bolț $\Phi 50$ cu capete conice; 20 – semiinele pentru reglarea jocului dintre placa tampon și capul sferic al tijei; 21 – răzuitor; 22 – bolț $\Phi 20$; 23 – șuruburi cu cap înecat M12x40.

Berbecul are o construcție metalică formată din doi pereți laterali, care impun forma longitudinală a acestuia, legați transversal prin patru grinzi ce au la capete locașuri pentru montarea și reglarea păpucilor de ghidare din poliamidă. În față există placa de presare pe care se află urechile și placa tampon pentru prinderea tijei cilindrului hidraulic de presare, la partea superioară se montează două tășuri orizontale și placa de închidere a gurii pâlniei. În partea inferioară se găsește răzuitorul, ce are rolul de a curăța placa de bază a jgheabului și a reduce frecarea la retragerea berbecului. Îmbinarea zimțată între răzuitor și placa frontală are rolul de a elimina posibilitatea de blocare a oscilației acestuia prin împănarea cu material din deșeuri.

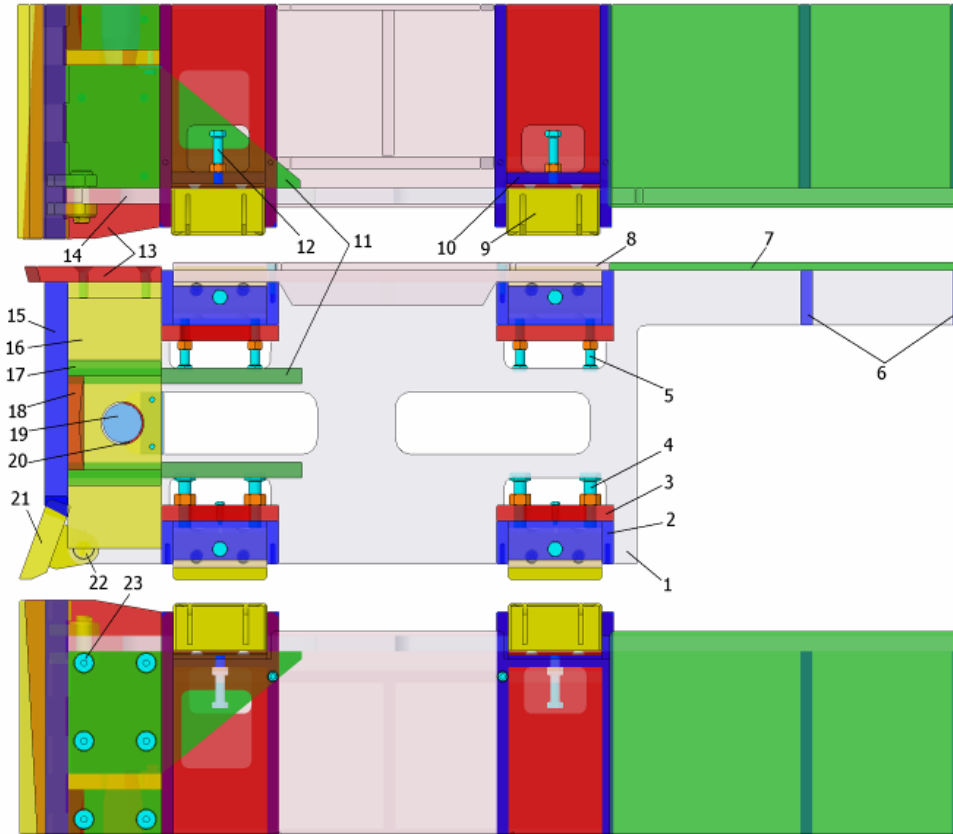


Fig. 4. Construcția berbecului presei

În figura 5 este prezentată construcția stăvilărilor presei pentru balotarea dozilor de Al, unde s-au notat: 1 – cadrul metalic al stăvilărilor; 2 – dornuri din poliamidă pentru ghidare laterală; 3 – placă de uzură din poliamidă; 4 – apărătoare; 5 – piuliță M36; 6 - șaibă specială; 7 – bușă filetată M24 pentru tija cilindrului stăvilărilor.

Dornurile din poliamidă pentru ghidare laterală se reglează cu ajutorul unor șuruburi M8x40 ce se blochează cu contrapiuliță.

Bușă filetată pentru tija cilindrului stăvilărilor are rolul de a permite oscilarea în planul stăvilărilor, pentru a nu forța încovoierea tijei cilindrului în cazul blocării stăvilărilor pe o laterală.

Stăvilărilor are rolul de a închide capătul jgheabului pentru formarea balotului și se ridică pentru a permite evacuarea acestuia la atingerea lungimii stabilite, între 450 și 500 mm. Construcția metalică a stăvilărilor este realizată din lonjeroane transversale și distanțiere realizând o structură de rezistență tip fagure, care are o placă frontală de închidere a jgheabului înclinată pentru a reduce forța de frecare la ridicare. Ghidarea stăvilărilor în direcție longitudinală se realizează prin două plăci din poliamidă, iar ghidarea în direcție transversală se face prin patru cepuri din poliamidă.

Construcția metalică a pâlniei este realizată din tablă de 3 mm, având două fețe frontale, care se sprijină pe rama superioară a jgheabului și permit fixarea cu șase șuruburi M10x20 pe aceasta. Fețele laterale realizează distanțarea fețelor frontale și fiecare are câte două urechi din tablă de 3 mm pentru sprijinirea suplimentară pe traversa suport a cilindrului stăvilărilor și pe cadrul suport al blocului de comandă hidraulic. Pâlnia trebuie să preia încărcătura unui container de 1 m³.

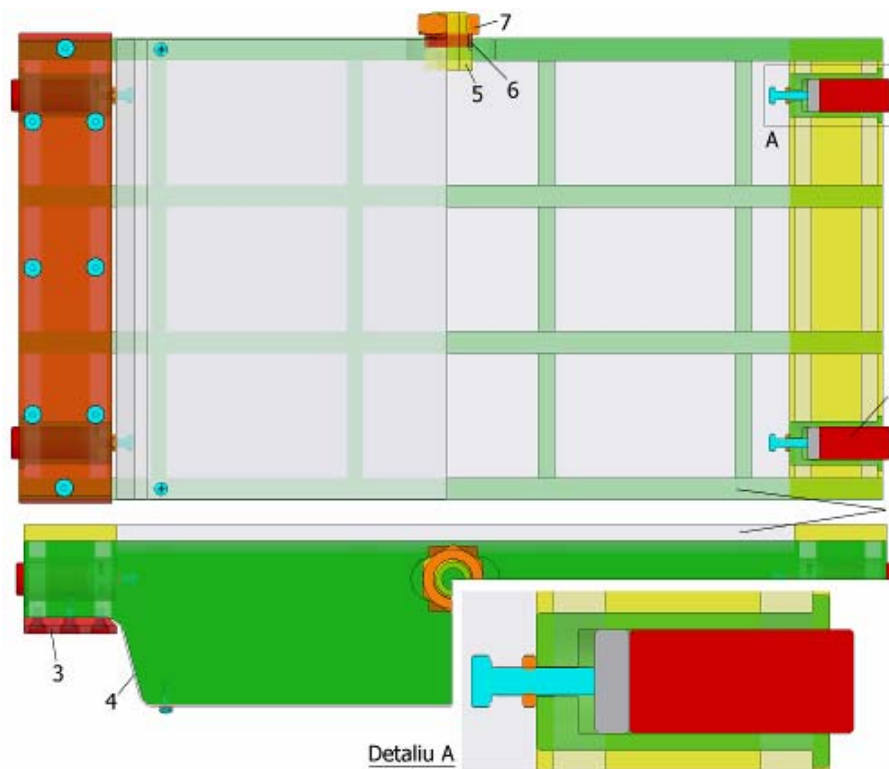


Fig. 5. Construcția stăvilărilor

3. Analiza cu elemente finite a cadrului metalic al presei

Pentru dimensionare și verificarea elementelor cadrului metalic al presei, jgheab, berbec și stăvilă s-a realizat un program de calcul, întocmit în soft-ul MathCAD, care a permis verificarea secțiunilor critice ale jgheabului și a cordoanelor de sudură, a construcției metalice a berbecului și stăvilărilor. De asemenea, s-a realizat și o verificare prin analiză cu elemente finite, care a permis stabilirea zonelor solicitate, a tensiunilor maxime.

Analiza structurală cu elemente finite realizată cu programul Cosmos Design Star permite următoarele tipuri de analize: analiză statică lineară și neliniară; analiză modală, frecvențe proprii și moduri de vibrație; calcul de flambaj; transfer de căldură linear și neliniar în regim permanent și tranzitoriu; curgeri de fluide; analiză electromagnetică.

Analiza statică lineară operează cu următoarele ipoteze:

- caracterul static al aplicării încărcărilor;
- ipoteza linearității între încărcări și răspunsul produs în corp ($\sigma = E \cdot \epsilon$).

Tensiunile interne induse în corp de încărcările externe variază de la un punct la altul și reflectă modul de comportare a structurii corpului la solicitările exterioare.

Tensiunea Von Mises sau tensiunea echivalentă se determină cu relația,

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2}[(SX - SY)^2 + (SX - SZ)^2 + (SY - SZ)^2] + 3(TXY^2 + TXZ^2 + TYZ^2)} \quad (1)$$

în care: SX este tensiunea normală pe direcția X ; SY - tensiunea normală pe direcția Y ; SZ - tensiunea normală pe direcția Z ; TXY - tensiunea tangențială în planul XY ; TXZ - tensiunea tangențială în planul XZ ; TYZ - tensiunea tangențială în planul YZ .

Analiza statică lineară calculează tensiuni (stress), deplasări (displacement), alungiri (strains), deformații (deformation) și forțe de reacțiune (reaction force) sub efectul încărcărilor aplicate modelului.

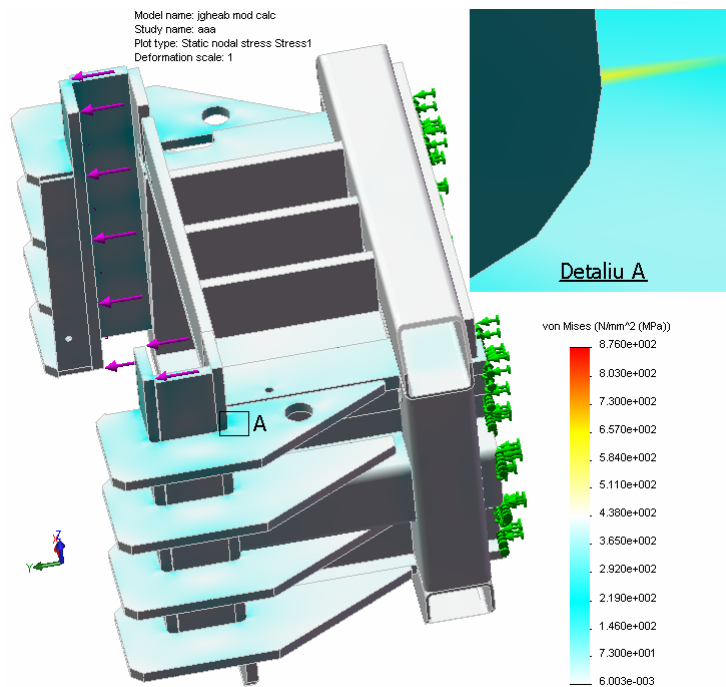


Fig. 6. Verificarea părții din față a jgheabului

Cu ajutorul programului COSMOSDesignSTAR 4.0 s-a realizat o analiză statică lineară a jgheabului preseii la o forță de 300 kN, iar modul de solicitare a părții din față a jgheabului, a ghidajului stăvilarului, este prezentat în figura 6. Se observă că tensiunile echivalente în ghidajul stăvilarului sunt de 250 MPa, care sunt apropiate de 252,46 MPa determinată prin calcul analitic. Valoarea maximă rezultă pe zona concentratorului de tensiune, a racordării deschizăturii guseului, ceea ce a impus analiza cu elemente finite a unui singur guseu încărcat cu o forță de 50 kN, pentru că guseurile din centru sunt mai solicitate decât cele exterioare.

În figura 7 este prezentat modul de solicitare a guseului intermediar, se observă că tensiunea echivalentă maximă este tot în zona de racordare, având valoarea de 452,1 MPa, ceea ce impune executarea guseurilor din oțel OL 52, cu rezistența la rupere de 520 MPa.

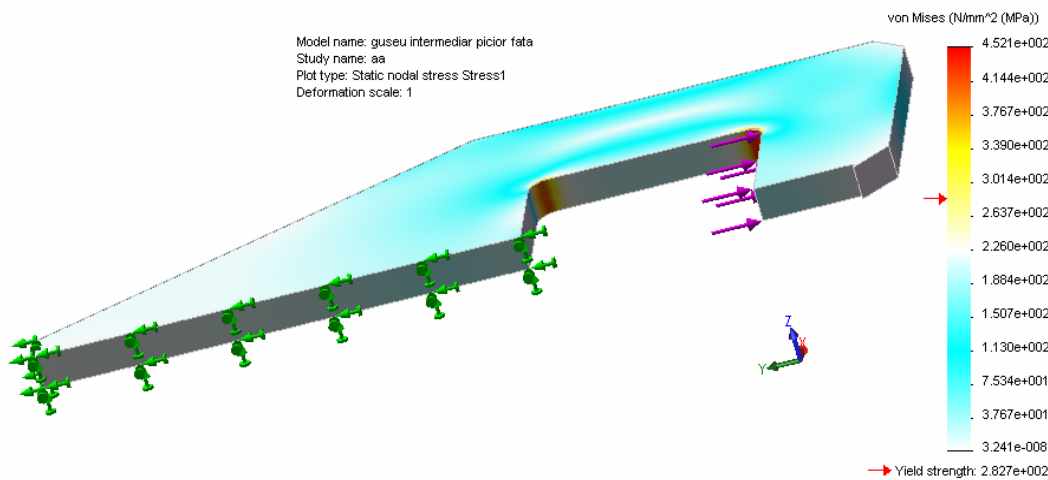


Fig. 7. Verificarea guseului intermediar la 50 kN

În figura 8 se prezintă modul de solicitare a stăvilarului la o forță de 300 kN, se observă că tensiunea echivalentă are valori mari cu maxime în zona lonjeroanelor transversale, de aceea se impune analiza cu elemente finite a lonjeronului intermediar încărcat la forță de 100 kN.

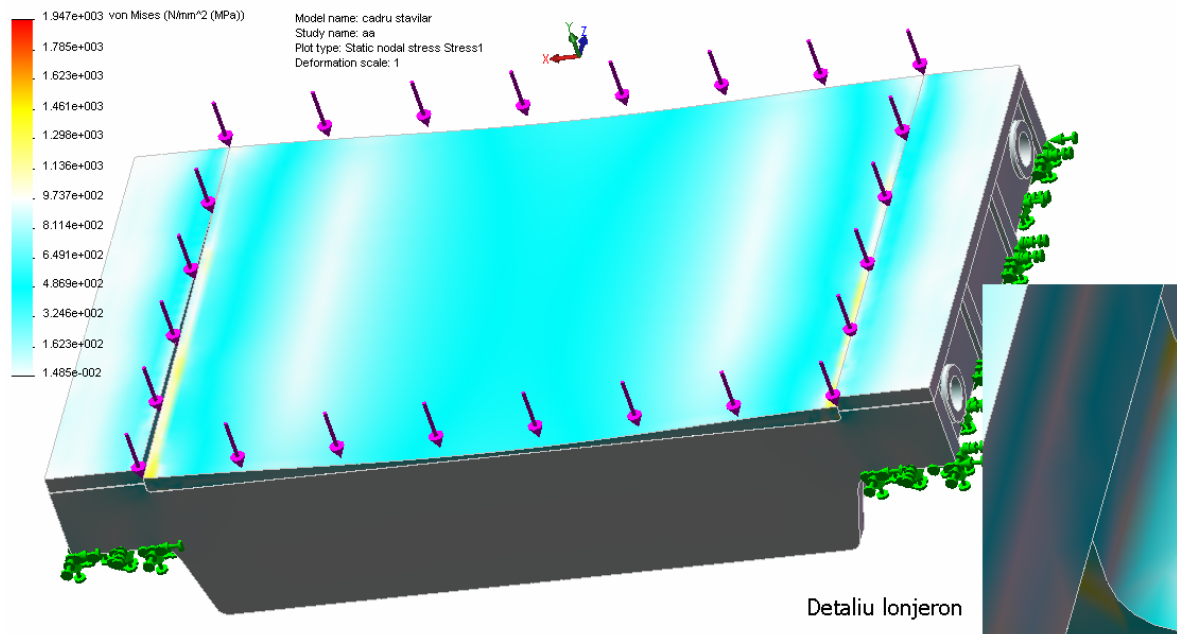


Fig. 8. Verificare stăvilor la o forță de 300 kN

Modul de solicitare a lonjeronului și analiza cu elemente finite a acestuia este prezentată în figura 9.

Se observă că tensiunea echivalentă în lonjeron este de 134,4 MPa, față de 153,4 MPa calculată analitic, cu valoarea maximă de 402,8 MPa în zona de racord a lonjeronului. Din acest motiv se impune executarea lonjeroanelor din oțel OL 52, cu rezistența la rupere de 520 MPa.

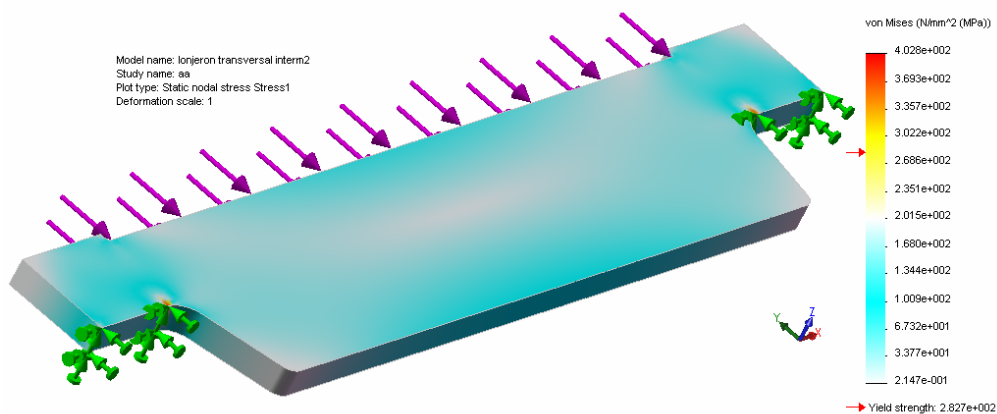


Fig. 9. Verificare lonjeron intermediar stăvilor, la o forță de 100 kN

4. Concluzii

Colectarea și transportul deșeurilor și a materialelor reciclabile reprezintă o componentă importantă în procesul de gestionare a deșeurilor, ea reprezentând între 60% - 80% din costul total de gestionare a deșeurilor și a materialelor reciclabile, de aceea orice îmbunătățire adusă acestei componente poate reduce mult acest cost.

Cadrul metalic al presei pentru balotat doze de Al a fost proiectat cu ajutorul soft-ului Solid Edge, prin modelarea 3D a elementelor componente ale jgheabului, berbecului, stăvilărilor și a pâlniei.

Din verificarea cu programul de calcul, întocmit în soft-ul MathCAD, și din analiza cu elemente finite a construcției metalice a presei s-a impus executarea guseurilor din față ale jgheabului și lonjeroanele stăvilărilor din oțel OL 52.

Pe baza documentației tehnice elaborate a fost realizată presa de balotat doze de aluminiu la SC Adarco Invest SRL Aninoasa, iar în figura 10 este prezentată presa în timpul efectuării încercărilor de funcționare și omologare a caracteristicilor tehnice.



Fig. 10. Realizarea și încercarea presei de balotat doze de aluminiu

Bibliografie

1. **Buzdugan, Gh.** – *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București, 1979.
2. **Mănescu, T. Șt., ș.a.** – *Analiză structurală prin metoda elementului finit*, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 2005.
3. **Muscă G.** – *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași, 2006.
4. * * * - Documentație tehnică de execuție presă de balotat doze de aluminiu, SC Adarco Invest SRL Aninoasa.

STUDIUL RULMENTULUI MECANISMULUI DE ROTIRE AL EXCAVATORULUI CU ROTOR EsRc - 1400

Stud. Fundeanu I. Claudiu-Adrian – B41

Stud. Busuioc L. Luigi – B41

Coord. Șef lucr.dr.ing. Cozma Bogdan-Zeno

1. Introducere

Creșterea eficienței mecanizării extragerii straturilor de lignit și a rocilor sterile din descoperță acestora, presupune parcurgerea unor procese de re tehnologizare și modernizarea precum și îmbunătățirea indicatorilor de performanță în exploatarea unor sisteme tehnologice utilizate în condiții concrete de exploatare și dotarea tehnică a carierelor.

Carierele de lignit din România sunt dotate cu linii tehnologice prevăzute cu excavatoare cu rotor, benzi transportoare, mașini de haldat, utilaje de depozitat și complementare, care asigură o capacitate orară teoretică de 200 000 m³/h, respectiv de transport și de haldat de 300 000 m³/h.

În carierele de lignit din România lucrează un număr de 99 de excavatoare cu rotor, 50 mașini de haldat, 584 de transportoare cu bandă care însumează aproximativ 325 km și alte utilaje de depozitare și complementare.

Excavatorul cu rotor EsRc 1400-30/7-630 constituie utilajul de bază din dotarea carierelor de lignit de la noi din țară, aproximativ 70% din volumul excavațiilor realizându-se cu acest tip de utilaj. În figura 1 este prezentat excavatorul EsRc-1400 din care rezultă principalele mecanisme care intră în componența acestora.

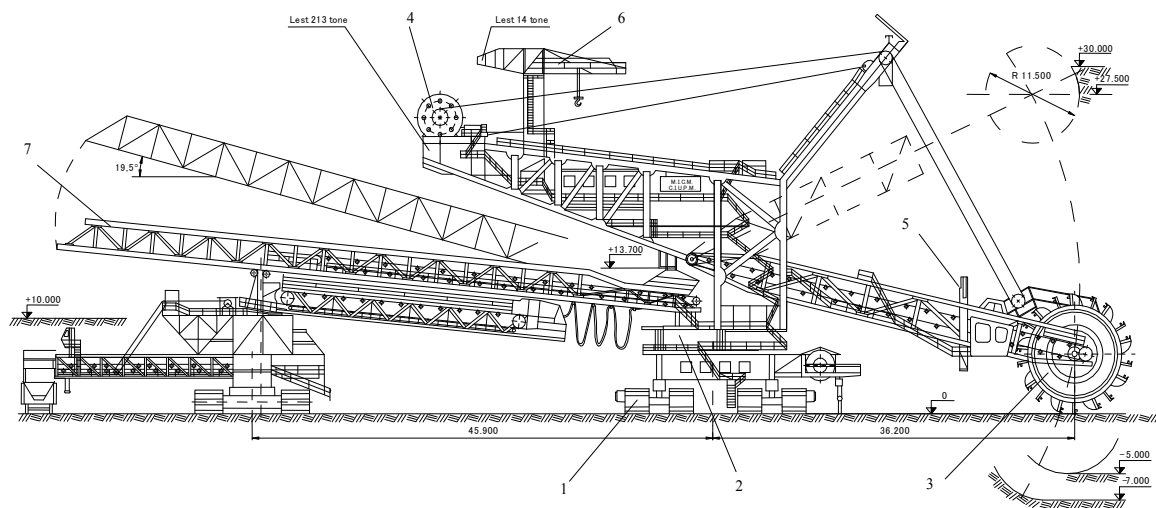


Fig. 1. Vedere generală a excavatorului EsRc-1400-30/7×630

1 - mecanism de deplasare pe șenile; 2 - mecanism de rotire; 3 - mecanism de acționare a roții cu cupe; 4 - mecanism de ridicare; 5 - mecanism de acționare cabină de comandă; 6 - macara rotitoare de 10 t; 7 - mecanism de ridicare și de translație cărucior

Platforma superioară a excavatorului este amplasată deasupra șasiului de bază și se poate roti față de aceasta prin intermediul rulmentului de sprijin și rotire, Ø 8650 mm, cu coroană dințată.

2. Rulmentul axial cu bile al mecanismul de rotire

În figura 2 este prezentată construcția de ansamblu a mecanismului de rotire care echipază excavatorul cu rotor EsRc -1400.

Semnificația reperelor inscripționate în figura 2 este următoarea: 1 - acționarea mecanismului de rotire care cuprinde două grupuri de antrenare identice; 2 - ansamblul rulment axial de presiune cu coroană dințată cilindrică cu dinți drepți; 3 - pinion de atac cilindric cu dinți drepți cu lăgăruiri; 4 - lăgăruirea podului; 5 - ungerea rulmentului de presiune; 6 - fixarea limitatorului pentru patinarea ambreiajului; 7 - ungerea rulmentului axial de rotire.

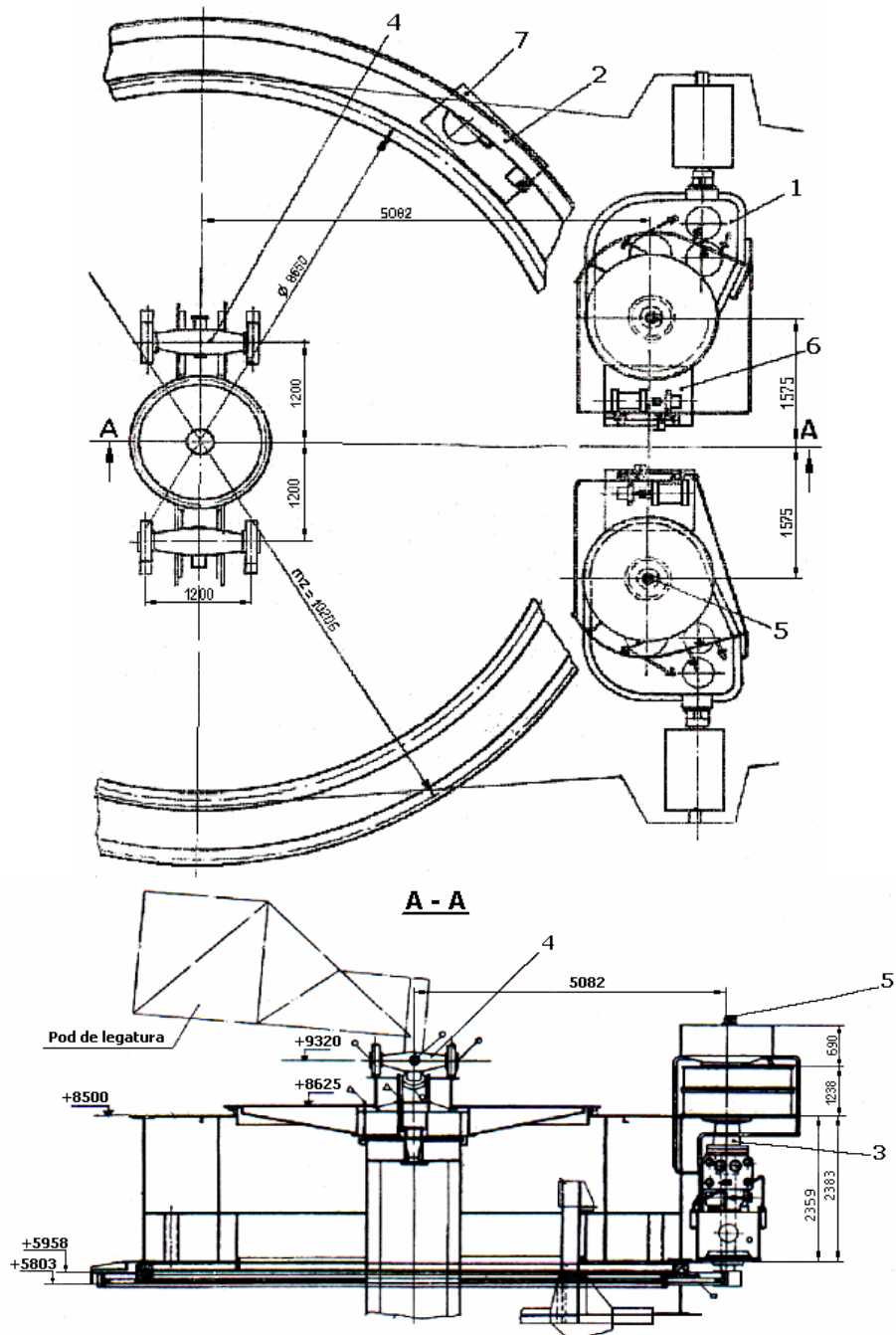


Fig. 2. Construcția de ansamblu a mecanismului de rotire

În figura 3 este prezentată soluția de ansamblu a rulmentului axial cu bile care reprezintă structura portantă mobilă, care face posibilă rotirea platformei superioare a excavatorului, față de șasiul și mecanism de vehiculare a acestuia, care, din punct de vedere al rotirii rămân fixe.

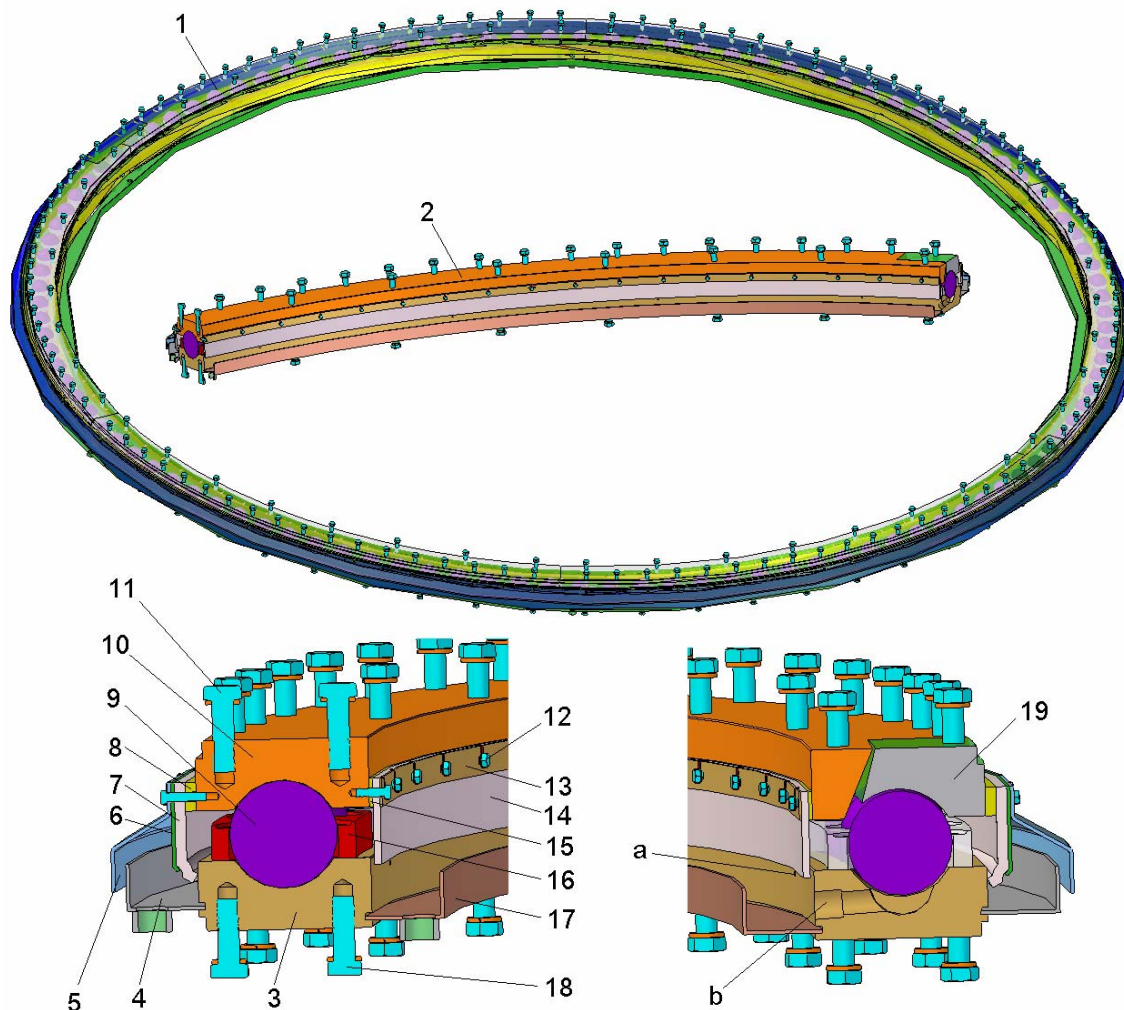


Fig. 3. Rulment axial cu bile cu diametrul de rulare de 8650 mm

Calea de rulare inferioară, 3, formată din șase segmente rigidizate între ele prin șuruburi, este fixă, fiind montată pe șasiul excavatorului, iar calea de rulare superioară, 10, fixată pe construcția superioară a excavatorului, se rotește odată cu aceasta.

Este de remarcă soluția adoptată de obținere a căilor de rulare din segmente, impuse de dimensiunile de gabaritat extrem de mari.

Semnificația reperelor indicate în această figură este următoarea: 1 – rulment axial cu bile, diametrul de rulare 8650 mm, compus din 6 segmente; 2 – segment de rulare; 3 – segmentul căii de rulare inferioare, fix; 4 – jgheab exterior pentru colectarea uleiului de ungere; 5 – apărătoare; 6 – întăritură manșetă exterioară; 7 – manșetă exterioară; 8 – inel distanțier exterior; 9 – bilă Ø150 mm, 109 bucăți; 10 – segmentul căii de rulare superioare, mobil; 11 – șurub special M30x100 cu șaibă Grower, 207 bucăți; 12 – șurub M12x30 cu șaibă de siguranță; 13 – inel interior; 14 – manșetă interioară; 15 – inel distanțier interior; 16 – colivie pentru 3 bile, 35 bucăți și o colivie pentru 4 bile; 17 – jgheab interior pentru colectarea uleiului de ungere; 18 – șurub special M30x85 cu șaibă Grower, 108 bucăți; 19 – piesă de

vizitare, 2 bucăți; a– 4 găuri M12x1,5 pe fiecare segment pentru alimentare cu ulei sub presiune; b – o gaură G1 ¼ pe fiecare segment pentru evacuarea uleiului.

Detaliile constructive ale unui segment component al căii de rulare inferioare sunt prezentat în figura 4.

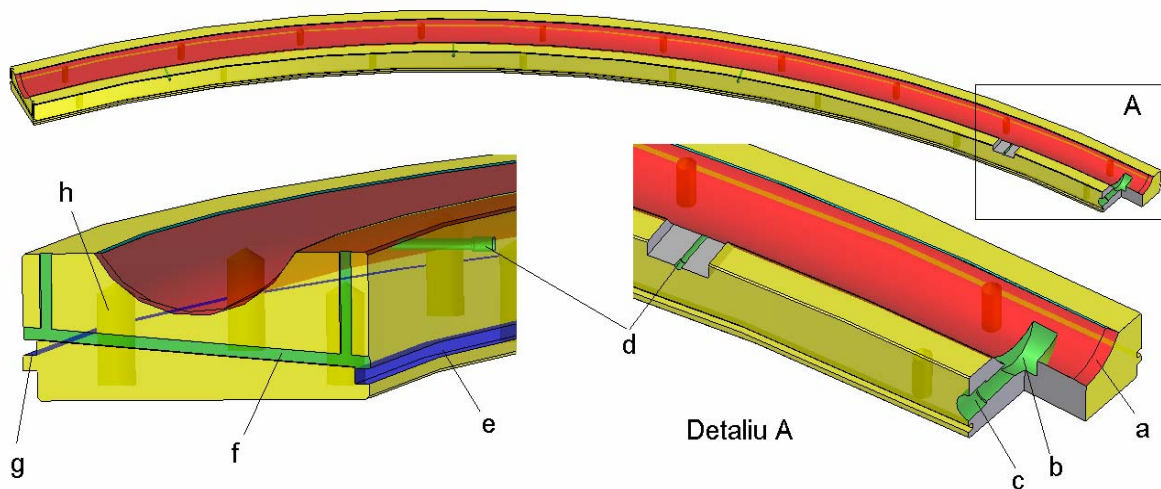


Fig. 4. Segment al căii de rulare inferioare:

a – degajare la capetele segmentului de 1,5x20 mm; b – canal de colectare; c – gaură G 1 ¼ ” pentru evacuarea uleiului; d – 4 găuri M12x1,5 pentru alimentare cu ulei sub presiune; e – canal pentru poziționarea jgheabului inferior; f – canale 12x8 mm pentru evacuarea uleiului din ungerea coliviiilor; g – canal pentru poziționarea jgheabului exterior; h – 18 găuri M30x50/60.

3. Propuneri de îmbunătățire a construcției rulmentului axial cu bile

În urma analizei rulmentului axial de presiune prezentată anterior a rezultat că atât durabilitatea de funcționare cât și sarcina statică se îmbunătățesc prin creșterea numărului de bile a rulmentului, fără a modifica dimensiunile căii de rulare și ale bilei.

În figura 5 este prezentat rulmentul modificat cu 143 de bile, care se compune din: 1 – inelul inferior, compus din șase segmente; 2 – colivia cu 4 bile; 3 – colivia cu 3 bile; 4 – bilă cu diametrul de 150 mm. La acest rulment s-a păstrat numărul de colivii (35+1), doar că cele cu 3 bile au fost transformate în colivii cu 4 bile, iar colivia cu 4 bile în colivia cu 3 bile.

În figura 6 este prezentat modul de variație a duratei de funcționare a celor două variante constructive, cu linie întreruptă rulmentul cu 109 bile. Se observă ca prin creșterea numărului de bile cu 34 se obține o mărire a durabilității de funcționare cu peste 70 %, fiind în valoare absolută mai mică la duritate mică a căii de rulare, 300 ore la duritate de 50 HRC și ajungând la 1650 ore la duritate de 60 HRC a căii de rulare. Din cele prezentate se impune executarea tratamentului termic de călire superficială la o duritate de peste 60 HRC și într-o plajă de variație în lungul căii de rulare cât mai mică, pentru a avea o uzură uniformă.

Atât pentru rulmentul axial cât și pentru coroana dințată se impune schimbarea ciclică a poziției excavatorului față de frontul de lucru pentru a avea o uzură uniformă a segmentelor căii de rulare, respectiv a segmentelor coroanei dințate.

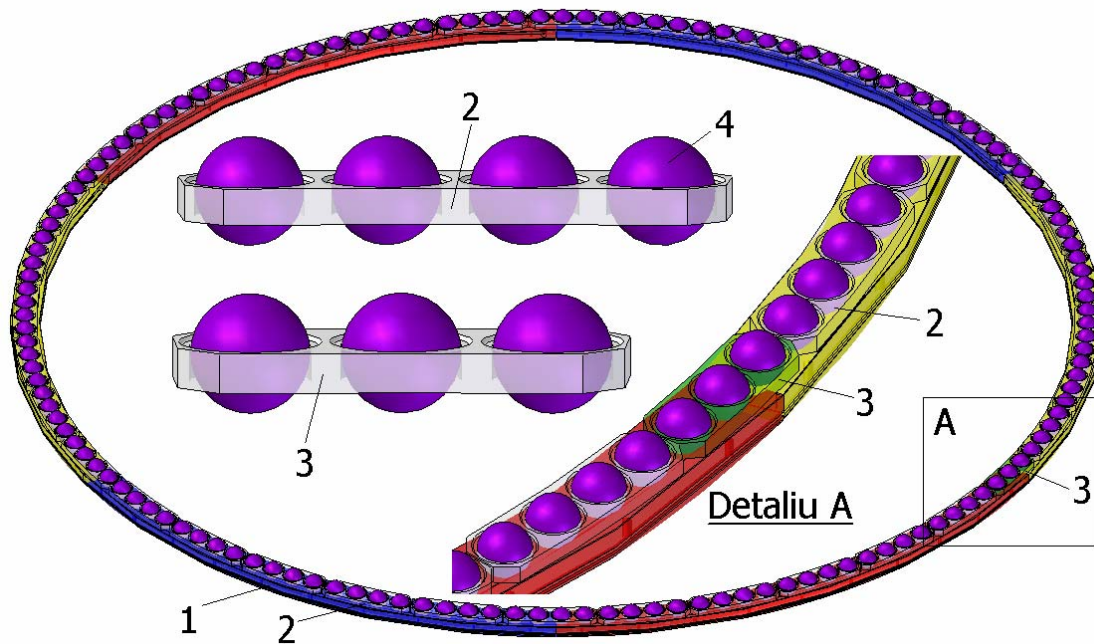


Fig. 5. Rulmentul modificat cu 143 de bile

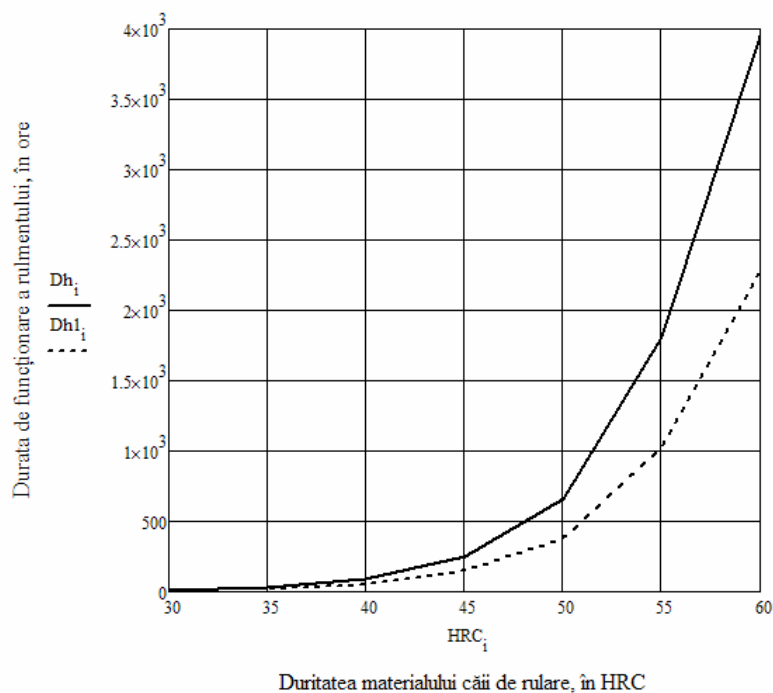


Fig. 6. Modul de variație a duratei de funcționare pentru cele două variante constructive de rulment axial

În figura 7 este prezentată o soluție de îmbunătățire a segmentului căii de rulare inferioare a rulmentului axial cu bile.

Îmbunătățirea construcției căii de rulare inferioare a rulmentului se poate realiza prin:

- eliminarea degajărilor (1,5x20 mm) de la capetele segmentului pentru a realiza o cale de rulare continuă, fără praguri;

- realizarea la capete a câte un alezaj pentru știft de centrare $\Phi 20 \times 40$ mm (a), în vederea centrării segmentelor între ele, soluție ce există și la coroana dințată;

- modificarea soluției de colectare a uleiului de pe calea de rulare (b), în ideea păstrării continuității căii de rulare;
- îmbunătățirea soluției de alimentare cu ulei sub presiune a căii de rulare (c), cu posibilitatea de alimentare pe partea exterioară sau interioară și desfundarea ușoară a canalelor, cu ungerea și a suprafeței de frecare dintre colivie și inelul inferior.

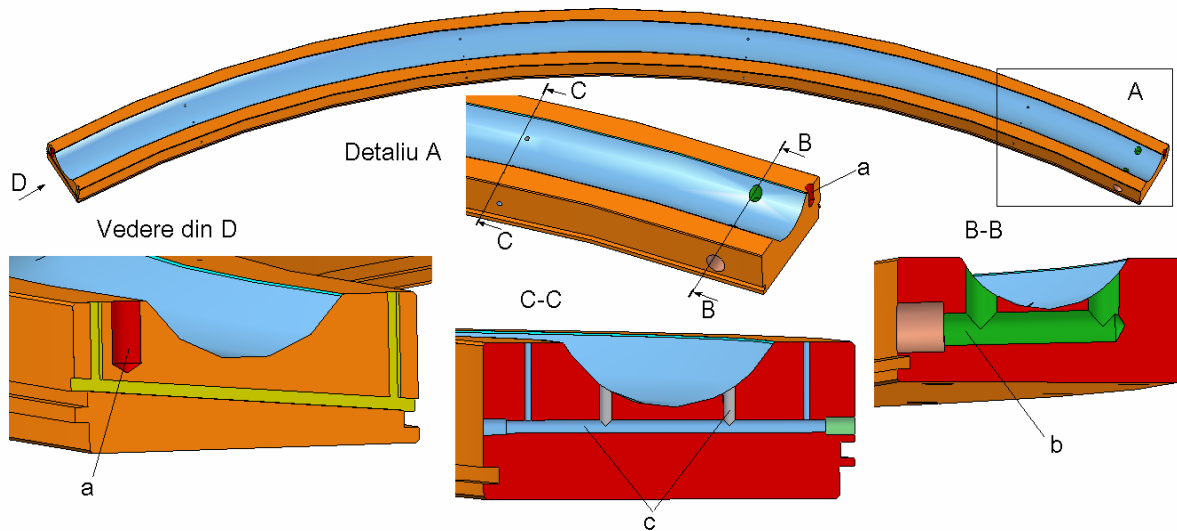


Fig. 7. Soluție de îmbunătățire a segmentului căii de rulare inferioare

4. Concluzii

Pe baza analizei problemelor constructive și funcționale ale rulmenților axiali cu bile de la excavatorul cu rotor și a relațiilor de studiere a caracteristicilor acestora s-au propus următoarele soluții de îmbunătățire a caracteristicilor rulmentului axial al mecanismului de rotire:

1. Conform literaturii de specialitate, se recomanda ungerea cu unsoare consistentă, din cauza modului de realizare a etanșării se impune utilizarea ungerii cu ulei mineral sub presiune, care să realizeze evacuarea particulelor abrazive de pe calea de rulare. Pe viitor se poate face un studiu și încercări de utilizare a unui sistem de ungere cu unsoare consistentă.

2. Creșterea numărului de bile de la 109 la 143 a dus la îmbunătățirea durabilității de funcționare cu peste 75 %, iar la o duritate a căii de rulare de 60 HRC la o creștere a durabilității cu peste 1650 de ore.

3. Îmbunătățirea funcțională a soluției constructive a căii de rulare inferioare a rulmentului axial cu bile prin:

- realizarea unei centrării între segmentele inelului inferior atât la prelucrare cât și la montaj;
- eliminarea pragurilor de pe calea de rulare, pentru realizarea unei funcționări line;
- îmbunătățirea sistemului de ungere atât al căii de rulare cât și al coliviei.

5. Bibliografie

1. **Buzdugan, Gh.** – *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București, 1979.
2. **Muscă G.** – *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași, 2006.
3. * * * - *Documentația tehnică a excavatorului EsRc 1400*.

PROIECTAREA UNEI INSTALAȚII PENTRU REABILITAREA PUȚULUI CAROL DE LA SALINA SLĂNIC PRAHOVA

Stud. Moldovan R. Flavius-Traian – B41

Coord. Șef lucr.dr.ing. Itu Vilhelm

1. Introducere

Pentru reabilitarea puțului Carol, de la Salina Slănic Prahova, au fost propuse următoarele variante tehnologice:

V1 – Înlocuirea susținerii actuale cu alta similară din lemn de stejar, cu consolidarea și impermeabilizarea rocilor din jurul puțului prin injectarea în spatele susținerii vechi a unui amestec de ciment și zgură de termocentrală;

V2 - Căptușirea susținerii vechi cu lemn de stejar, cu consolidarea și impermeabilizarea rocilor din jurul puțului prin injectarea în spatele susținerii vechi a unui amestec de ciment și zgură de termocentrală;

V3 – Înlocuirea susținerii vechi din lemn cu alta din beton;

V4 - Înlocuirea susținerii actuale cu alta similară din lemn de stejar, cu excavarea în prealabil a rocilor din copertina și umplerea și impermeabilizarea golurilor cu argilă.

Analizând din punct de vedere tehnico-economic cele patru variante propuse, se pot trage următoarele concluzii:

- *Varianta V1* este apropiată, din punct de vedere economic, de varianta *V2* (costul fiind mai mare cu cca.10%), având avantajul față de cea de a doua prin faptul că se înlocuiește integral susținerea puțului cu lemn de stejar, crescând durabilitatea susținerii. Față de varianta *V4*, care este mai scumpă cu cca.20%, varianta *V1* are deficiența faptului că umplerea golurilor nu se poate controla pe deplin.

- *Varianta V2* are avantajul că este cea mai ieftină, având dezavantajul imposibilității controlului umplerii golurilor din spatele susținerii și dezavantajul păstrării susținerii vechi.

- *Varianta V3* este cea mai scumpă variantă de execuție a puțului, cu aprox.50% mai scumpă față de varianta cea mai ieftină *V2*. Aceasta are avantajul durabilității susținerii și umplerii integrale a golurilor cu beton.

- *Varianta V4* este a 2-a variantă, din punct de vedere economic, al cheltuielilor de execuție, fiind cu cca. 30% mai scumpă decât varianta de referință *V2*. Față de celelalte variante de susținere în lemn, are avantajul durabilității susținerii, care este înlocuită integral, și umplerii integrale a golurilor cu argilă.

2. Construcția și funcționarea instalației

În figura 1 este prezentată soluția constructivă a instalației de reabilitat puțul Carol de la Salina Slănic Prahova, care se compune din: 1 – cadru metalic de susținere; 2 – platforme de lucru; 3 – coș de transportat materiale; 4 – trolie manual de 4 tone; 5 – pod de lucru; 6 – acoperiș.

Puțul Carol de la Salina Slănic Prahova se folosește pentru aerajul salinei, având o secțiune dreptunghiulară cu două compartimente de 2000x1300 mm. Armătura din lemn a puțului este deteriorată și trebuie refăcută, iar pentru această a fost propusă soluția constructivă a instalației prezentată în figura 1. Aceasta se compune dintr-un cadru metalic de susținere, reper 1, care este amplasat pe gura puțului și se sprijină pe un pod de lucru, reper 5.

Pe traversele ramei superioare ale cadrul metalic de susținere sunt montați pe un capăt scripeții pentru cablurile de susținere și deplasare a platformelor de lucru, reper 2.

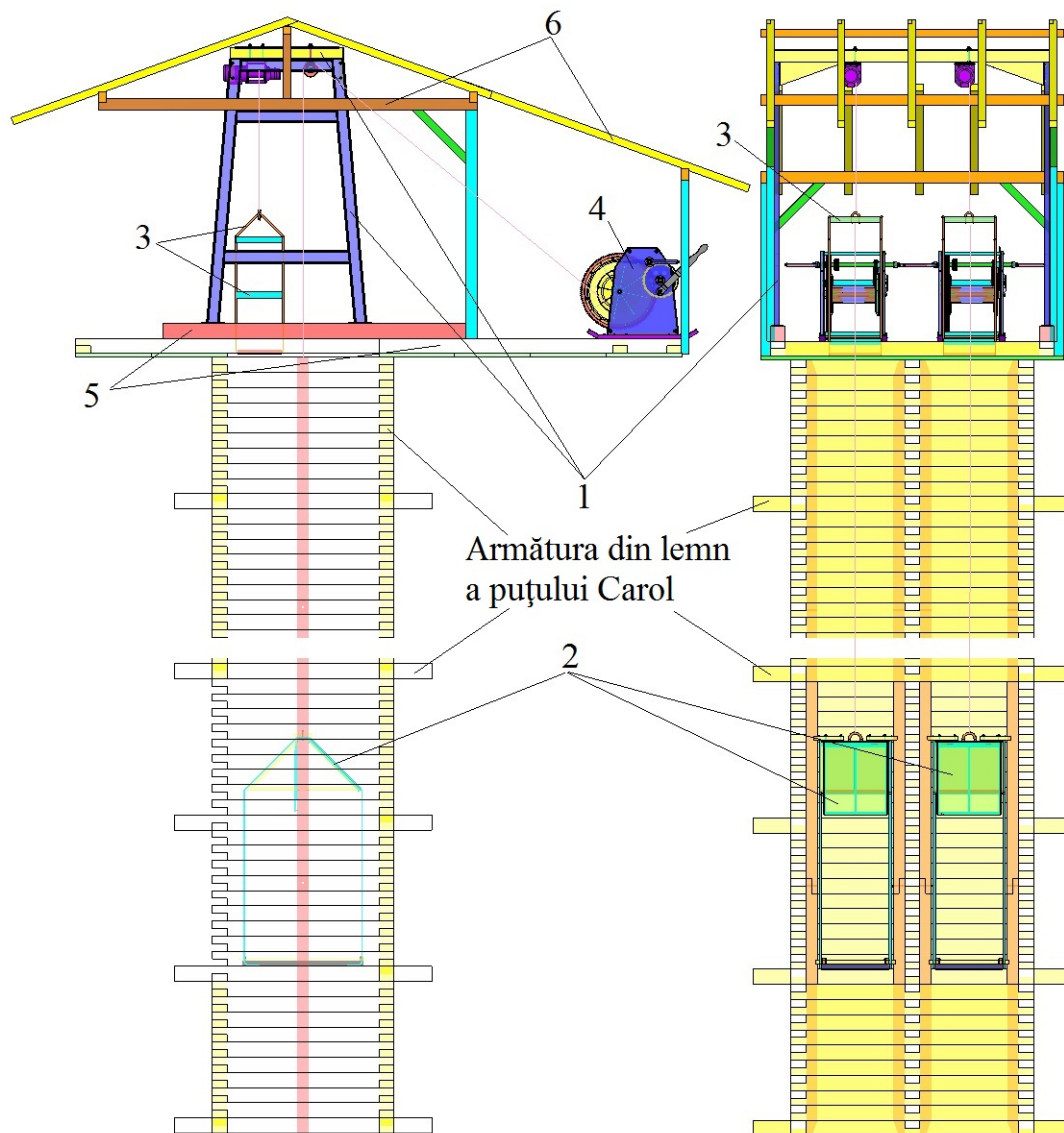


Fig. 1. Instalația de reabilitat puțului Carol de la Salina Slănic Prahova

Platforma de lucru este deplasată în interiorul unui compartiment al puțului cu ajutorul troliului manual de 4 tone, reper 4, și este ghidată la partea superioară și inferioară de glisierile din lemn ce glisează pe ghidajele compartimentului puțului. În momentul poziționării în interiorul puțului pentru efectuarea operațiilor de reabilitare a armăturii, aceasta se blochează suplimentar prin cele patru urechi basculante ce se prind prin cuie de armătura refăcută a puțului. Acoperișul platformei este cu două versante la 45°, iar unul este mobil, cu fixare în balamale și închizătoare, pentru a permite transportul materialelor de la suprafață pe platforma de lucru cu ajutorul coșului de transport, reper 3. Sarcina maximă pe care poate să o preia o platformă de lucru este 7,50 kN.

A fost utilizat pentru manevrarea platformei un troliu manual de 4 tone (40 kN) pentru că sarcina maximă este de 10 kN, iar deplasarea platformei se face cu viteză mică, sub 1 m/min, și la intervale mari de timp.

Coșul pentru transportul materialelor este tractat de un troliu electric PRO-CP500, produs al firmei PROLIFT Constanța, ce poate ridica o masă de 500 kg pe o înălțime de 58 m

și la o viteză de 10 sau 15 m/min. Trolul PRO-CP500 este fixat cu ajutorul unei plăci pe traversa ramei superioare a cadrului metalic, la capătul opus scripetelui pentru platforma de lucru, și are un cablu de 6 m pentru cutia cu butoanele de comandă.

Pentru că durata lucrării de reabilitare a puțului este mare, întreaga instalație și gura puțului este protejată de un acoperiș, reper 6.

Construcția cadrului metalic de susținere este prezentată în figura 2, unde s-au notat: 1 – picior; 2 – ramă superioară; 3 – trolu electric PRO-CP500; 4 – scripete $\Phi 200$; 5 – șurub M16x40; 6 – șabă Grower N16; 7 – piuliță M16.

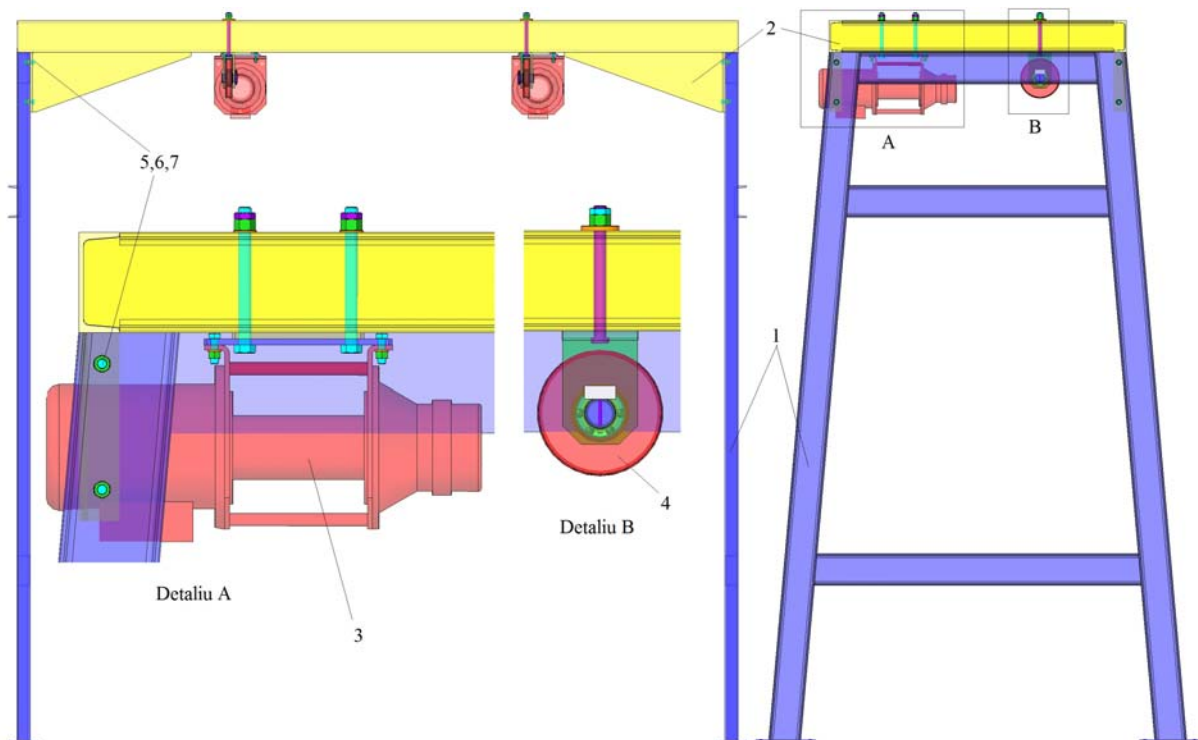


Fig. 2. Soluția constructivă a cadrului metalic de susținere

Cadrul metalic este compus din două picioare de susținere, reper 1, pe care se sprijină și este fixată prin opt șuruburi M16x40 ramă metalică, reper 2. Aceasta are două traverse, amplasate pe planurile de simetrie a celor două compartimente, la distanța de 1500 mm, pe care sunt fixate trolurile PRO-CP500, reper 3, pentru ridicarea și coborârea coșurilor de transport materiale și scripeți, reper 4, pentru cablurile de tractare a platformelor de lucru.

Picioarul cadrului metalic are o formă trapezoidală, fiind executat din profil laminat U16, cu două lonjeroane verticale și două traverse orizontale de rigidizare, iar la partea inferioară a lonjeroanelor se găsesc două tălpi din tablă de 10 mm, cu suprafață de 300x150 mm. Acestea sunt prevăzute cu patru găuri de $\Phi 11$ pentru fixarea cu holțșuruburi pe grinda de lemn. La partea superioară este prevăzută cu patru găuri $\Phi 18$ mm pentru fixarea de rama superioară. De asemenea, sub traversa superioară se află o traversă din U16, ieșită cu 45 mm în exteriorul picioarelor, pentru susținerea acoperișului.

Rama superioară este compusă din două grinzi din profil laminat U16 cu aripile înspre interior, cu lungimea de 3630 mm, între care sunt amplasate patru traverse din U16. Aceste traverse sunt poziționate două câte două, spate în spate, cu o distanță între ele de 22 mm pentru a trece tija filetată a scripetelui și șuruburile de M20x220 de prindere a plăcii trolului.

La capetele grinzilor ramei superioare sunt montate prin sudare plăcile de fixare a picioarelor, din tablă de 10 mm, ce au o distanță față de capătul grinzii de 65 mm și între

exteriorul acestora trebuie să existe o distanță de 3500 mm. Aceste plăci sunt rigidizate față de grinda ramei printr-un guseu din tablă de 10 mm.

Construcția de rezistență a cadrului metalic de susținere, picioare și rama superioară, a fost realizată demontabilă pentru a putea fi executată și transportată ușor.

3. Modul de utilizare a instalației de reabilitat puțul Carol

Modul de utilizare a instalației de reabilitat puțul Carol în cazul realizării prin betonare a armării puțului, faza 1, este prezentat în figura 3a, unde s-au notat: 1 – bloc de sare; 2 – armătura din lemn a puțului; 3 – platformă de lucru; 4 – reprofilarea cilindrică a puțului; 5 – platforma betonată de pe coama sării; 6 – armătura din beton a puțului spre suprafață; 7 – umplutura din pământ; 8 – platformă din beton de la suprafață; 9 – instalația de reabilitat; 10 – coș de transportat materiale.

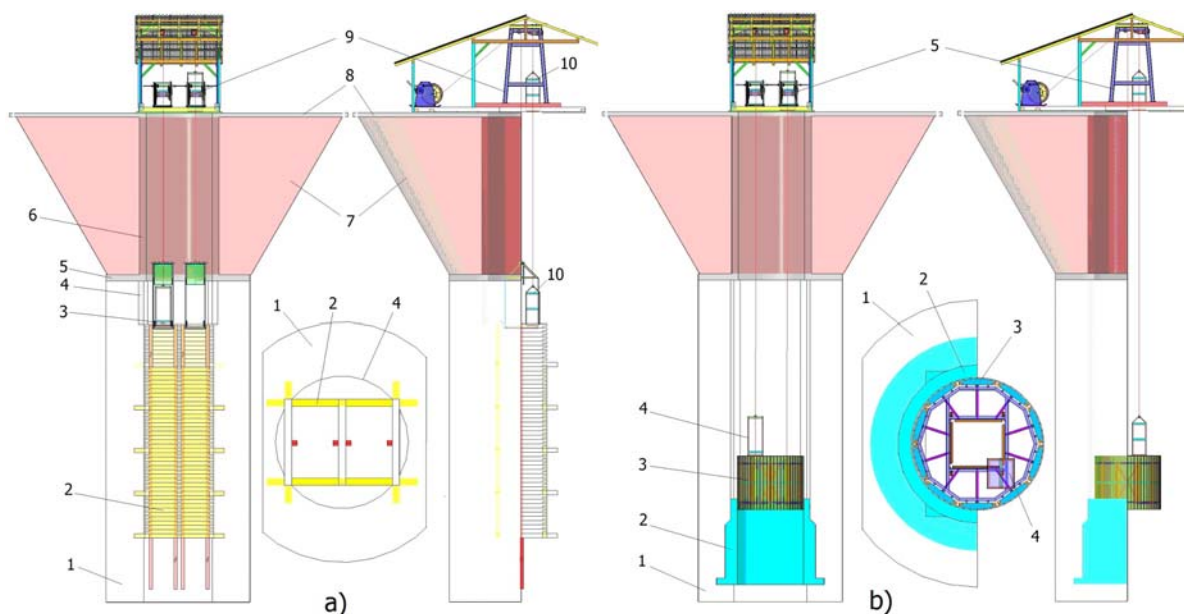


Fig. 3. Utilizarea instalației la reabilitarea puțului prin betonare, faza 1 și 2

În figura 3b este prezentat modul de utilizare a instalației la reabilitarea puțului prin betonare, faza 2, unde s-au notat: 1 – bloc de sare; 2 – piciorul armăturii din beton a puțului din sare; 3 – cofraj glisant interior; 4 – coș de transportat materiale; 5 – instalația de reabilitat.

După demontarea armăturii din lemn și reprofilarea puțului în sare cu realizarea profilului piciorului de susținere a armăturii betonate a puțului se trece la turnarea acesteia. Se demontează platformele de lucru și în locul acestora se prinde scheletul metalic al cofrajului glisant interior (3). Acesta se coboară până la nivelul rampei galeriei de costă, unde a fost amenajat un pod de lucru peste deschizătura puțului și se montează cele zece segmente ale cofrajului. Cofrajul glisant interior a fost prezentat în subcapitolul 3.2, montarea segmentelor cofrajului se face puțin conic, cu o diferență între diametre de 10 ... 20 mm și baza mare la partea superioară pentru a ușura demularea cofrajului după turnare.

Turnarea betonului se realizează de la suprafață cu ajutorul unui furtun flexibil, iar manevrarea acestuia în vederea umplerii spațiului dintre cofraj și sare se face de către un muncitor ce a fost coborât cu coșul de transport materiale. Dacă coșul de transport materiale se folosește pentru transportat muncitori se montează prin sudare două bucăți de tablă de 2

mm cu dimensiunile de 690x450 mm între brațele de susținere pentru a realiza un acoperiș de protecție.

Pasul de ridicare a cofrajului glisant interior este de 2000 mm, rămânând un guler de 500 mm peste tronsonul turnat anterior.

În figura 4a este prezentat modul de utilizare a instalației de reabilitat puțul Carol în cazul realizării prin schimbarea armăturii din lemn cu excavare, varianta IV, faza 1, unde s-au notat: 1 – bloc de sare; 2 – armătura din lemn a puțului; 3 – platformă de lucru; 4 – profilul dreptunghiular al puțului în sare; 5 – coș de transportat materiale; 6 – armătura nouă din lemn a puțului spre suprafață; 7 – umplutura din pământ; 8 – platformă din beton de la suprafață; 9 – instalația de reabilitat; 10 – rampa puțului din galeria +400.

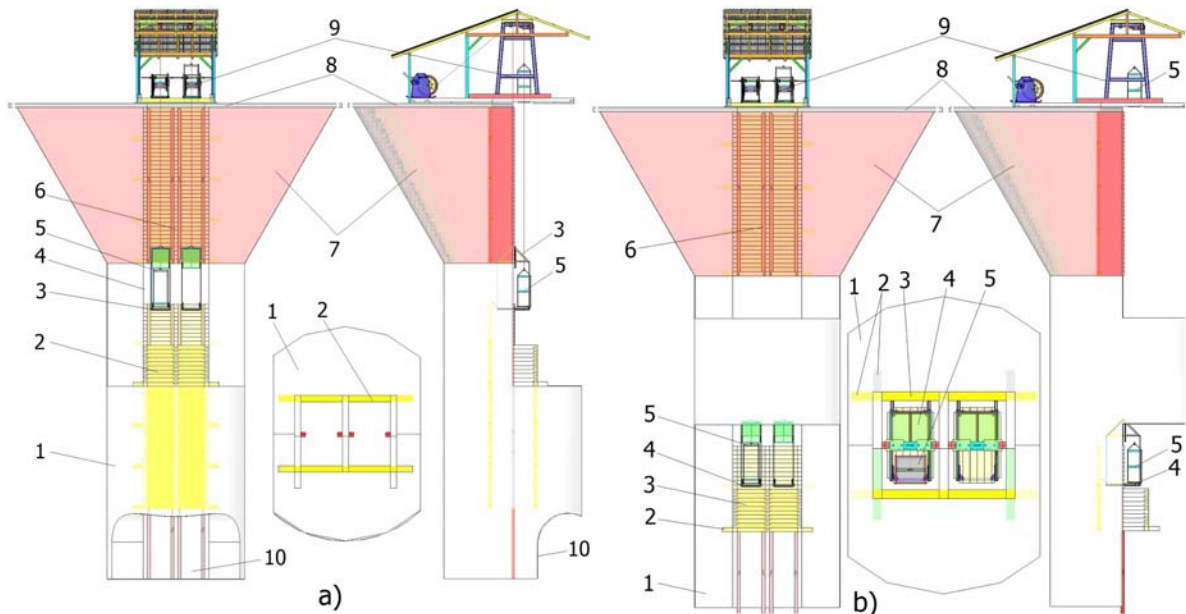


Fig. 4. Utilizarea instalației la reabilitarea puțului prin schimbarea armăturii din lemn prin excavare, varianta IV, faza 1 și 2

După realizarea excavației în pământ până la coama sării și executarea armăturii din lemn a puțului spre suprafață (6), a umplerii cu pământ a conului de excavație (7) și a platformei din beton de la suprafață (8) se montează instalația de reabilitat pe gura puțului. Poziționarea instalației se face astfel ca planul de simetrie a canalului roții scripetelui să fie în planul de simetrie al compartimentului puțului, iar planul de simetrie al ghidajelor din lemn să fie tangent la roata scripetelui.

Se coboară platformele de lucru (3) până în zona armăturii din lemn veche de sub coama sării și realizează demontarea acesteia și a umplerii cu argilă dintre armătură și blocul de sare. Armătura demontată și argila sunt transportate la suprafață cu ajutorul celor două coșuri de transport materiale (5).

În figura 4b este prezentat modul de utilizare a instalației la reabilitarea puțului prin betonare, faza 2, unde s-au notat: 1 – bloc de sare; 2 – ramă suport; 3 – armătură nouă din lemn; 4 – platformă de lucru; 5 – coș de transportat materiale; 6 – armătura nouă din lemn a puțului spre suprafață; 7 – umplutura din pământ; 8 – platformă din beton de la suprafață; 9 – instalația de reabilitat.

După demontarea armăturii din lemn și curățirea puțului în sare se realizează profilurile locașelor de susținere a ramei suport (2) în rampa puțului și se trece la montarea acesteia. Se coboară platformele de lucru (4) până pe podul de lucru realizat în rampa puțului și se îmbarca oamenii și materialele pe acestea și se ridică până la nivelul ramei suport. În

continuare se execută noua armătură (3) cu umplerea golurilor dintre armătură și blocul de sare cu argilă bătătorită.

Transportul elementelor armăturii și a argilei ambalată în saci se face de la suprafață cu ajutorul coșurilor de transportat materiale (5). Dacă coșul de transportat materiale se folosește pentru transportat muncitori se montează prin sudare două bucăți de tablă de 2 mm cu dimensiunile de 690x450 mm între brațele de susținere pentru a realiza un acoperiș de protecție.

Pentru execuția instalației de reabilitare a puțului Carol de la Salina Slănic Prahova s-a întocmit un deviz estimativ privind executarea construcției metalice, scripetelui și a produselor achiziționate din comerț. De asemenea, devizul a fost efectuat pentru cazul execuției unei singure platforme de lucru, un singur coș de transport și un singur troliu. Valoarea totală de realizare a instalației de reabilitare a puțului Carol pentru cele două situații:

- de a lucra pe un singur compartiment al puțului – 21 318,4 lei;
- de a lucra simultan pe ambele compartimente ale puțului – 30 026,2 lei.

În costul instalației de reabilitare a puțului Carol nu au intrat cele două troliuri manuale de 4 tone, care există în dotarea Salinei Slănic Prahova.

4. Concluzii

Instalația de reabilitare a puțului Carol de la salina Slănic Prahova poate fi utilizată cu mici adaptării pentru cele patru variante tehnologice de refacere a susținerii puțului. În cazul refacerii susținerii puțului din beton armat, instalația se folosește pentru susținerea și deplasarea cofrajelor glisante.

Construcția instalației este simplă, ușor de transportat, manevrat și montat, având un preț de cost redus. Acest preț de cost este mic datorită posibilității de utilizare a celor două troliuri manuale de 4 tone existente în dotarea salinei Slănic Prahova.

Deplasarea platformei de lucru se face cu ajutorul troliului manual de 4 tone. De asemenea, aceasta poate fi ancorată de susținerea de lemn a puțului prin cele patru urechi basculante. Platforma este prevăzută cu acoperiș în două versante la 45°, iar unul este mobil, cu fixare în balamale și închizătoare, pentru a permite transportul materialelor de la suprafață pe platforma de lucru cu ajutorul coșului de transport.

Comandarea troliului de deplasare a coșului de materiale se poate face manual de la tabloul de comandă sau prin telecomandă de pe platforma de lucru.

Bibliografie

1. Buzdugan, Gh. – *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București, 1979.
2. Dalban, C., ș.a. – *Construcții metalice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
3. Muscă G. – *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași, 2006.
4. * * * - *Catalog produse firme*, PROLift, DamilaD, Sculesiechipamente.ro.
5. * * * - *Refacere susținere puț Carol, consolidare și impermeabilizare teren din jurul puțului, construcție platformă betonată și casă puț*, contract nr. 14512/10.12.2013 cu Salina Slănic Prahova.

STUDIUL ADAPTĂRII COMBINEI KŞ-3M LA TRANSPORTORUL RYBNIK 295/842 DE LA E.M.PAROŞENI

Stud. Negoită D. Ştefan – B41

Coord. Şef lucr.dr.ing. Urdea Gh. Bogdan

1. INTRODUCERE

Combina de abataj KŞ-3M cu transportorul Rybnik 295/842, împreună cu susţinerea mecanizată CMA-5H formează un complex mecanizat de abataj utilizat pentru extragerea cărbunelui în abatajul frontal panoul 4/strat 3/blocul VI de la Exploatarea Minieră Paroşeni.

Caracteristicile tehnice ale combinei şi transportorului concepute de către firmele producătoare, nu au fost corelate, având în vedere că ele provin de la firme diferite şi din ţări diferite. Cu toate acestea, cele două utilaje prezintă şi unele compatibilităţi: capacitatea de tăiere a combinei poate fi suportată de către transportorul cu raclete; dimensional, combina poate fi montată pe transportor prin adoptarea de modificări corespunzătoare, fără a efectua schimbări esenţiale care să conducă la diminuarea caracteristicilor de rezistenţă a acestora; construcţia robustă a transportorului suportă masa de circa 24 de tone a combinei.

Principala necorelare dintre cele două utilaje constă în faptul că transportorul este prevăzut cu cremalieră pentru partea de ghidare, care impune un sistem de avans pe combină cu roţi de antrenare verticale (sistem de avans pe cremalieră), pe când combina este prevăzută cu mecanism de avans cu lanţ calibrat la care roţile de antrenare sunt montate în plan orizontal.

La aceasta se poate adăuga că pe capetele de acţionare şi de întoarcere a transportorului nu sunt prevăzute modalităţi de fixare a lanţului de tracţiune.

Datorită acestui fapt a fost necesar a se modifica caracteristicile tehnice principale ale sistemului de avans. În lucrare este prezentată soluţia tehnică de adaptare a sistemului de avans al combinei KŞ-3M la transportorul Rybnik 295/842.

2. ADAPTAREA SISTEMULUI DE AVANS AL COMBINEI KŞ-3M LA TRANSPORTORUL RYBNIK 295/842

Adaptarea sistemului de avans al combinei la transportorul cu raclete, conform figurii 1, constă în:

- conceperea şi realizarea ghidajelor captive, poziţiile 1 şi 3. Ghidajele sunt montate pe reductorul combinei, respectiv pe mecanismul de avans, înspre susţinerea mecanizată (spaţiul exploatat). Acest lucru presupune înlocuirea ghidajelor captive alunecătoare existente pe combină. Soluţia nou adoptată nu necesită modificarea cremalierii de pe transportor, deci nu se modifică soluţia propusă de către firma constructoare, ea constituind cale de rulare pentru rola din componenţa ghidajului;

- înlocuirea cilindrilor (cricuri) hidraulici din componența săniilor de ghidare dinspre front cu elemente fixe, poziția 2, montată pe reductor și poziția 4, montată pe mecanismul de avans. Prin utilizarea elementelor fixe se elimină circuitul hidraulic aferent, schema hidraulică generală de pe combină se simplifică și se elimină posibilitatea de apariție a defectelor;

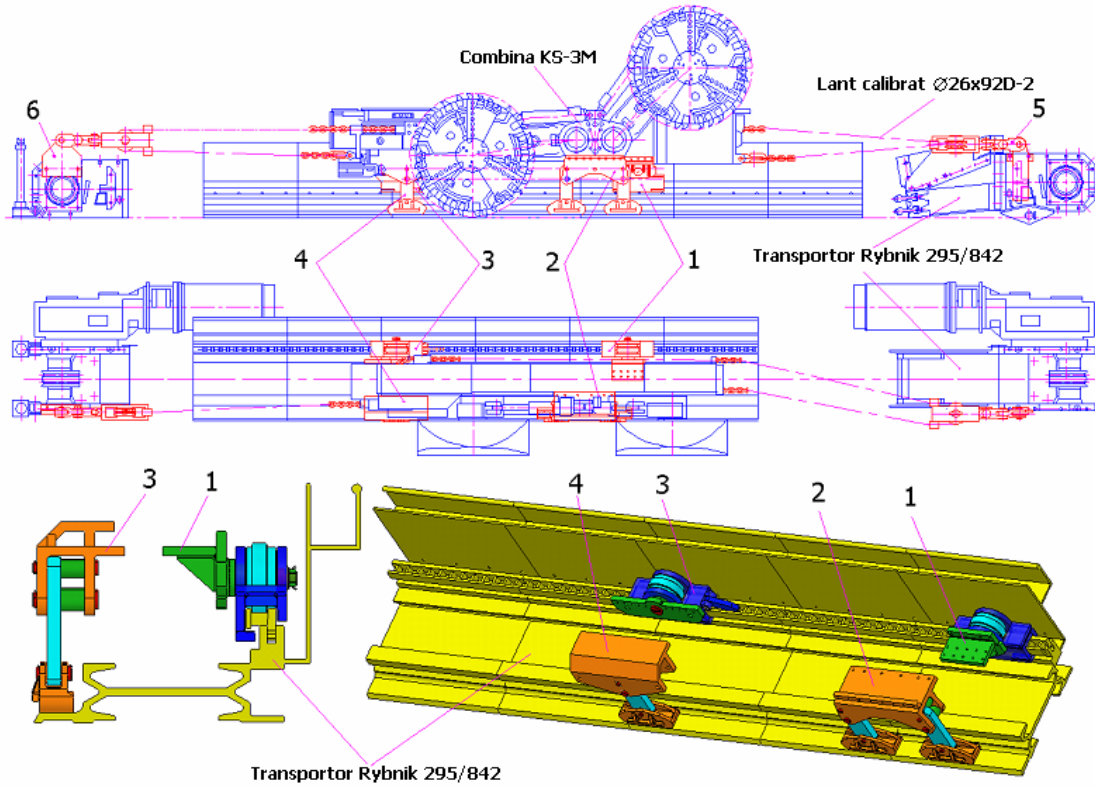


Fig.1. Sistem de avans KS-3M pentru transportor Rybnik 295/842

- conceperea și realizarea elementelor de fixare a lanțului de tracțiune, la cele două capete ale transportorului, poziția 5 la capătul de întoarcere și poziția 6 la stația de acționare. Acest lucru este necesar întrucât transportorul, conceput pentru sistem de avans pe cremalieră, nu dispune de asemenea elemente.

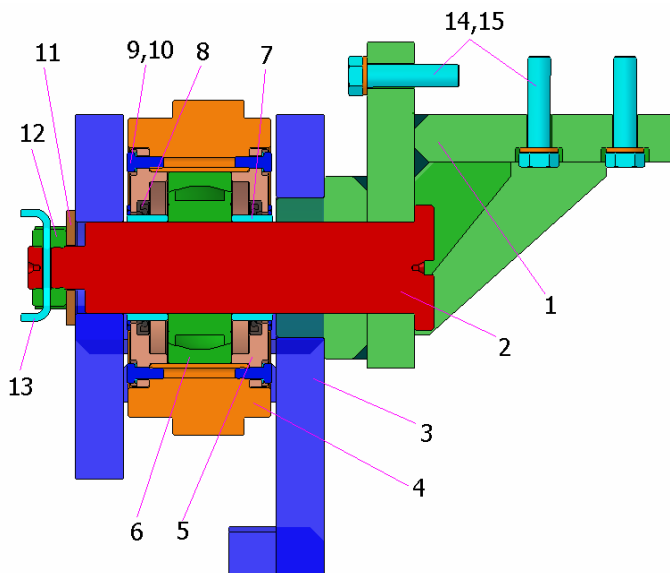


Fig.2. Soluția ghidajului cu rolă montat pe reductor

Soluția constructivă de ansamblu a ghidajului cu rolă montat pe reductorul combinei înspre spațiul exploatat este prezentată în figura 2. Principalele părți componente ale ghidajului sunt suportul rolei, bolțul rolei, ghidajul,

rola cu elementele aferente pentru montarea și etanșarea lagărului cu rostogolire.

Întreaga structură a ghidajului se montează pe corpul reductorului principal al combinei prin intermediul suportului rolei, poziția 1, și 15 șuruburi M24×100 și a șaibelor Grower, pozițiile 14 și 15. Suportul rolei este o construcție sudată care permite fixarea acesteia pe reductor prin 10 șuruburi M24 montate vertical dinspre partea de jos a combinei și 5 șuruburi montate orizontal dinspre laterala reductorului. Utilizarea a 15 șuruburi de fixare a ghidajului se explică prin faptul că acesta se montează în zona în care este concentrată masa mare a reductorului principal și a reductoarelor de acționare a tamburilor.

Elementele componente ale ghidajului sunt asamblate cu ajutorul unui bolț cu diametrul Ø95, poziția 2, asigurat prin șaibă, poziția 11, o piuliță M45×3, poziția 12, și o sârmă de blocare a piuliței, poziția 13. Datorită condițiilor de montare a rulmentului, poziția 6, și a inelului distanțier, exteriorul bolțului se execută în câmpul de toleranță k7. Bolțul se sprijină printr-un ajustaj F8/k7 pe ghidajul rolei, poziția 3, care asigură în același timp și un ghidaj captiv care ghidează combina pe transportor.

Rola, poziția 4, care reprezintă elementul esențial din construcția ghidajului, are montată în interiorul ei, prin intermediul capacului, poziția 5, a distanțierului, poziția 7, a șuruburilor M12×30 și șaibelor Grower aferente, pozițiile 9 și 10, rulmentul oscilant seria 22319, poziția 6, și manșeta B110140 care asigura camera de lubrifiere a rulmentului.

Soluția constructivă de ansamblu a ghidajului cu rolă montat pe mecanismul de avans al combinei înspre spațiul exploatat este prezentată în figura 3. Soluția constructivă a ghidajului este identică cu aceea a ghidajului cu rolă montat pe reductor cu două deosebiri.

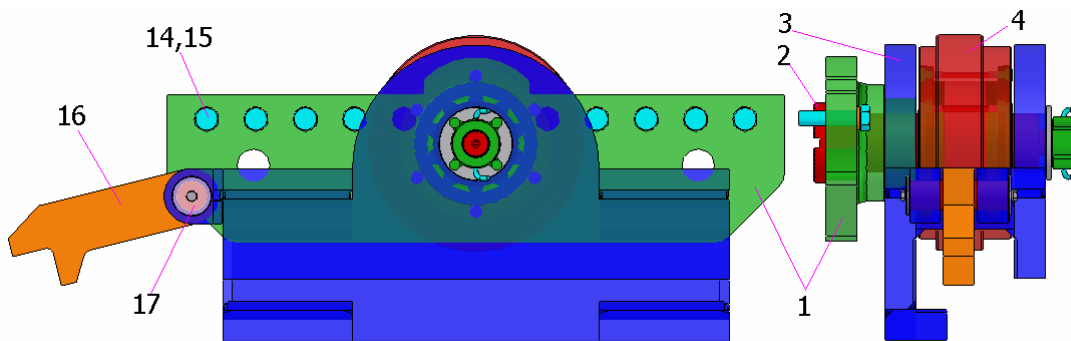


Fig.3. Soluția ghidajului cu rolă montat pe mecanismul de avans

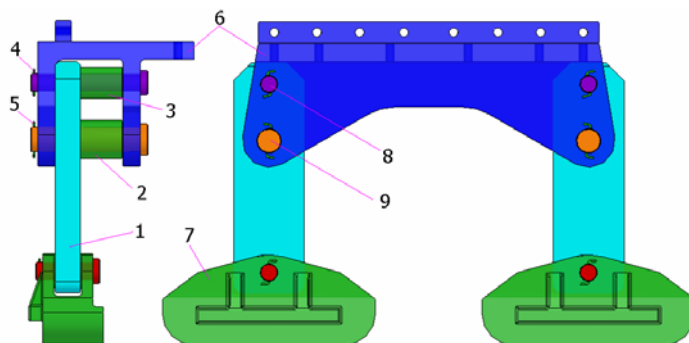


Fig.4. Modificările efectuate în construcția patinei dinspre front montată pe reductor

Prima este legată de fixarea acesteia pe mecanismul de avans care are altă configurație și necesită un alt tip de suport pentru rolă, poziția 1. Fixarea suportului pe mecanismul de avans se face prin intermediul a 10 șuruburi M24×100.

A doua deosebire se referă la echiparea ghidajului cu un clichet, poziția 16,

montat printr-un bolt, poziția 17, pe corpul ghidajului, cu rol de siguranță în deplasarea combinei.

Elementele componente ale patinelor dinspre front care se montează pe reductorul combinei sunt prezentate sintetic în figura 4.

Modificarea acestui sistem de deplasare a constat în înlocuirea celor doi cilindri (cricuri) hidraulici cu două plăci de legătură fixe, poziția 1, și prevederea celor două tipuri de distanțiere, pozițiile 2 și 3, care să rigidizeze construcția. Au fost păstrate celelalte elemente componente ale sistemului, respectiv, suportul reductor, poziția 6, patinele, poziția 7, bolțurile cu diametrele $\varnothing 50$ și $\varnothing 70$, pozițiile 8 și 9, pentru care s-au prevăzut sârme de blocare, pozițiile 4 și 5.

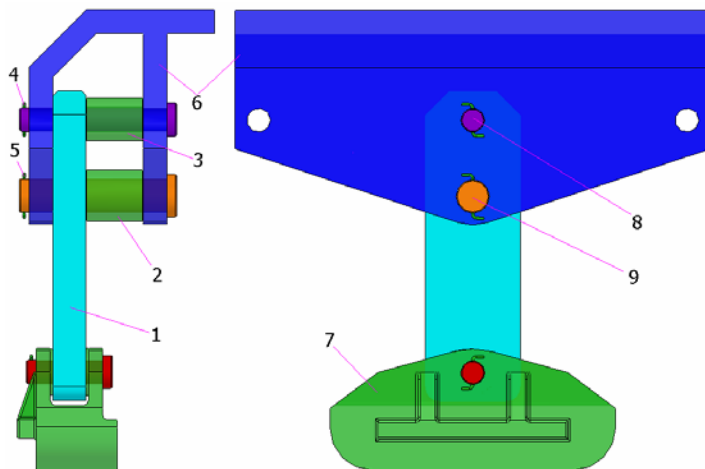


Fig.5. Modificările efectuate în construcția patinei dinspre front montată pe mecanismul de avans

În figura 5 este prezentată soluția de ansamblu a patinei montată pe mecanismul de avans.

Soluția de ansamblu a modificărilor făcute la legătura dintre lanțul mecanismului de avans și structura metalică a stației de întoarcere a transportorului este prezentată în figura 6. Este păstrată soluția de legătură a lanțului la transportorul TR-7A, poziția 1, soluție care este verificată în

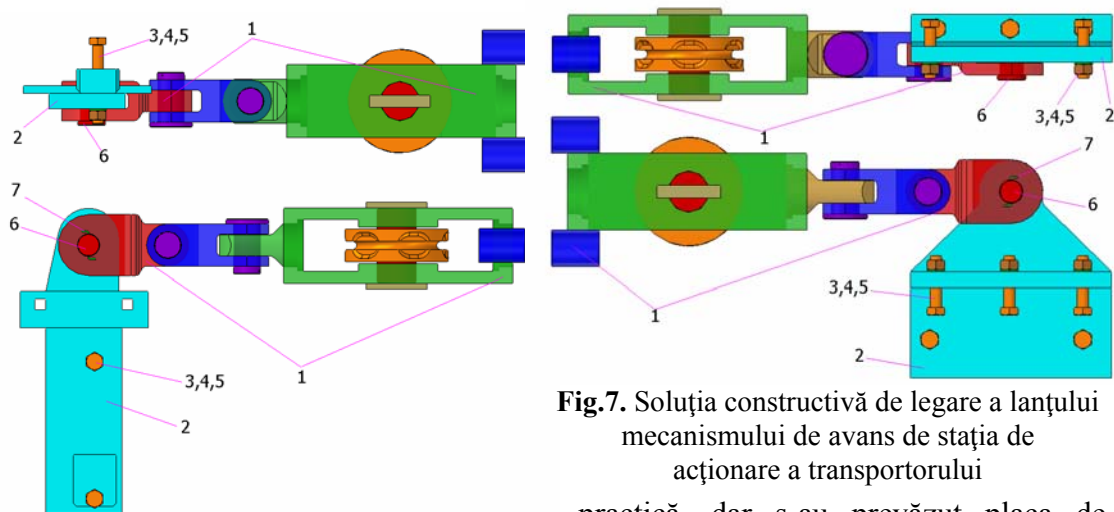


Fig.6. Soluția constructivă de legare a lanțului mecanismului de avans de stația de întoarcere și descărcare a transportorului

Fig.7. Soluția constructivă de legare a lanțului mecanismului de avans de stația de acționare a transportorului

practică, dar s-au prevăzut placa de legătură, poziția 2, montată prin intermediul a două șuruburi $M36 \times 200$, piulițelor și șaiabelor Grower, pozițiile 3, 4 și 5, pe structura metalică a stației de

întoarcere. Elementul care susține lanțul și îi asigură schimbarea de direcție se cuplează la placa de legătură prin bolțul Ø74, poziția 6, asigurat de o sârmă de blocare, poziția 7.

Soluția de ansamblu a modificărilor făcute la legătura dintre lanțul mecanismului de avans și structura metalică a stației de acționare a transportorului este prezentată în figura 7.

3. VERIFICAREA ANSAMBLULUI SUPORT GHIDAJ, GHIDAJ ROLA ȘI BOLȚ

Elementele sistemului de avans au fost modelate geometric cu ajutorul soft-ului Solid Edge și analizate prin metoda numerică a elementului finit cu ajutorul soft-ului COSMOS Designs STAR, după cum urmează:

În figura 8 este prezentat modul de discretizare, fixare și încărcare a ansamblului compus din suportul ghidajului, care se fixează pe corpul reductorului combinei, ghidajul rolei și bolțul Φ95, care realizează susținerea rolei și poziționarea acesteia și a ghidajului față de suport. Analiza s-a realizat pentru cazul de avarie, când ghidajul se blochează pe cremalieră.

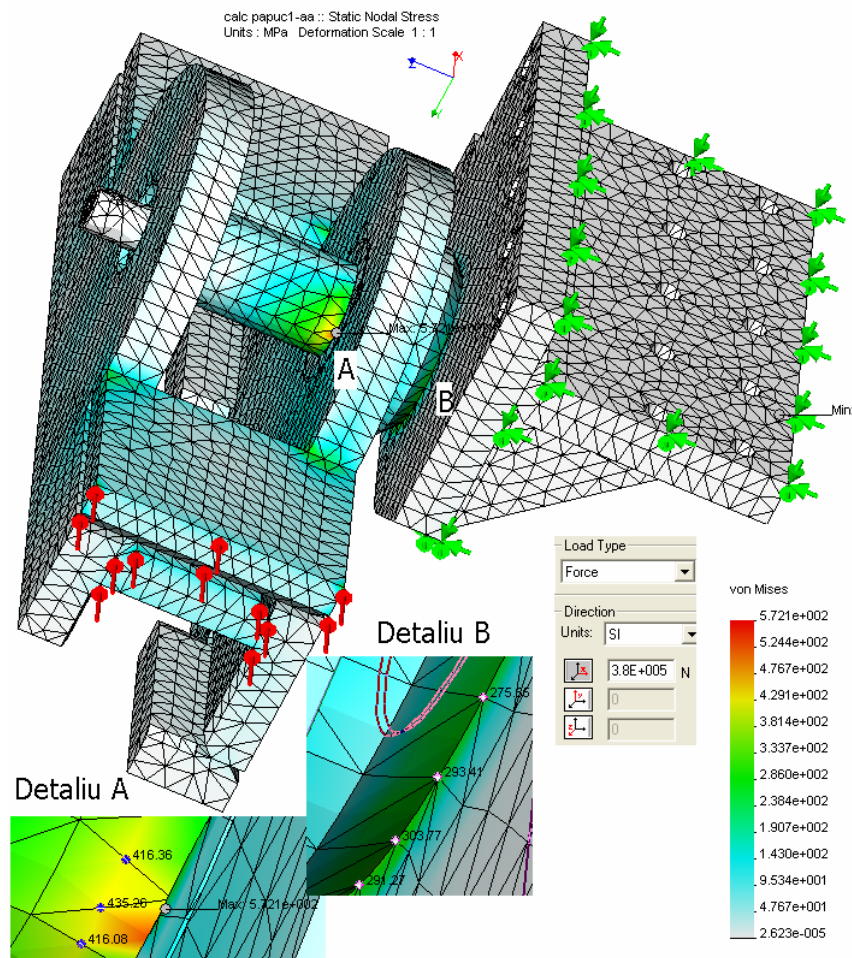


Fig.8. Verificarea ansamblul suport ghidaj, ghidaj rolă și bolț Φ95

În această modelare, bolțul este asamblat cu strângere, din această cauză el preia forțele transmise de la ghidaj la suport, având în zona bușei o tensiune maximă de 572,1 MPa (Detaliu A), iar în zona de îmbinare a bușei cu suportul există o tensiune maximă de 303,77 MPa (Detaliu B). Aceste valori ale tensiunilor nu depășesc valorile rezistențelor de rupere.

4. CONCLUZII

În urma elaborării soluției modificate al sistemului de avans al combinei KȘ-3M adaptat pentru transportorul Rybnik 295/842 în vederea respectării cerințelor de securitate și sănătate în muncă, utilizat la E.M. Paroșeni în abatajul frontal pan. 4, str. 3, bl. VI, felia I, au rezultat următoarele concluzii:

- sistemul de avans utilizat nu a modificat parametri tehnologici de funcționare și exploatare a combinei de abataj KȘ-3M și a transportorului Rybnik 295/842;
- soluția tehnică corespunde cerințelor de securitate și sănătate în muncă;
- prin înlocuirea ghidajelor captive alunecătoare dinspre spațiul exploatat, utilizate la transportorul TR-7A, cu ghidaje captive cu rolă s-au redus frecările din ghidaje și s-a îmbunătățit coeficientul de putere al combinei utilizat pentru tăierea cărbunelui;
- înlocuirea cricurilor hidraulice a patinelor dinspre front cu elemente fixe a dus la reducerea posibilităților de reglare a poziției combinei în raport cu transportorul, dar a mărit fiabilitatea în exploatare a sistemului de deplasare cu patină alunecătoare;
- prin utilizarea a trei patine alunecătoare în loc de două patine, câte existau la vechiul sistem de avans, s-a redus valoarea presiunii de contact dintre patină și jgheabul transportorului, respectiv gradul de uzură și forța de tracțiune a combinei;
- valori ale tensiunilor din elementele componente ale ansamblului ghidaj cu rolă al sistemului de avans al combinei KȘ-3M adaptat pentru transportorul Rybnik 295/842 nu depășesc valorile rezistențelor de rupere.

În urma analizei soluției tehnice a sistemului de avans se propun următoarele îmbunătățiri constructive:

- realizarea rolei fără umăr de ghidare pentru a elimina dubla ghidare pe cremalieră (atât prin rolă cât și prin ghidajul captiv);
- pentru îmbunătățirea condițiilor de montaj ale rolei în ghidaj și suport să se folosească în locul celor două inele distanțiere o bușă de lățimea rolei pe care să se monteze un rulment radial-axial cu role butoi 23222 ($\phi 110 \times \phi 200 \times 70$), cu capacitate dinamică mai mare decât cel actual;
- realizarea unui umăr de centrare pe bușă ghidaj și a unui locaș pe placa verticală care să îmbunătățească poziționarea celor două elemente și modul de transmitere a forței de la ghidajul rolei la suportul fixat pe combină;
- sudarea pe circumferința rolei ghidajului de avans a unor dinți care să realizeze curățirea cremalierei.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * *Întocmirea documentației de execuție a sistemului de avans al combinei KȘ-3M în tandem cu transportorul Rybnik și certificarea soluției tehnice adoptate din punct de vedere al respectării cerințelor minime de securitate și sănătate în muncă*, Contract nr. 528/07.06.2007, E.M. Paroșeni.

PROIECTAREA ȘI EXECUȚIA HIDRAULICII DE ACȚIONARE ȘI COMANDĂ A UNEI PRESE DE BALOTAT DOZE DE ALUMINIU

Stud. Popescu C. David-Marian – B41

Coordonator conf.dr.ing. Dumitrescu Iosif

Rezumat

Presă compactează doze de aluminiu, cutii de conservă de compot, suc de roșii de 0,8 kg în baloturi cu secțiunea de 600x400 mm, lungimea între 350 și 400 mm și masa între 40 și 60 kg.

Lucrarea prezintă aspecte legate de proiectarea și execuția hidraulicii de acționare și comandă a unei prese de balotat doze de aluminiu. Elementele de acționare sunt cilindrul utilizat pentru deplasarea pe verticală a stăvilărilor, în scopul deschiderii și închiderii camerei de presare, iar presarea balotului făcându-se cu cilindru hidraulic $\Phi 140 \times \Phi 110 \times 1150$ mm, care se deplasează pe direcție orizontală punând în mișcare berbecul de presare. Cilindrii hidraulici sunt comandați de un bloc de comandă cu trei distribuitoare și două supape de siguranță, ce dirijează uleiul sub presiune produs de grupul electrohidraulic cu pompă cu pistoane axiale cu debit reglabil.

1. Construcția și funcționarea preseii pentru balotat doze de aluminiu

Presă compactează doze de aluminiu, cutii de conservă de compot, suc de roșii de 0,8 kg în baloturi cu secțiunea de 600x400 mm, lungimea între 350 și 400 mm și masa între 40 și 60 kg. Pâlnia preseii permite preluarea unui container de 1,1 m³. Balotul este expulzat la sfârșitul ciclului de presare cu cilindru hidraulic de presare, 140x110x1150 mm, care realizează o forță de presare de peste 400 kN. Parametrii tehnologici, forță și viteză, ai operațiilor de presare și evacuare a balotului sunt controlate de panoul de comandă, ce are în componență un microprocesor.

În figura 1 este prezentat modelul 3D al preseii pentru balotat doze de aluminiu, care se compune din: 1 – jgheab; 2 – berbec; 3 – stăvilărilor; 4 – pâlnie; 5 – instalația hidraulică; 6 – cilindru de presare; 7 – cilindru stăvilărilor; 8 – jgheab de evacuare balot. În figura 1,a este prezentat berbecul retras la cap de cursă, iar în figura 1,b este prezentat berbecul la cursa maximă de presare de 950 mm.

În momentul când cursa berbecului este între 520 și 570 mm, iar presiunea din cilindru de presare a atins valoarea maximă reglată între 20 și 25 MPa, se consideră încheiată operația de formare a balotului ce are dimensiunile 600x400x(350...400) mm, se comandă ridicarea stăvilărilor și evacuarea balotului format, cilindru de presare realizând cursa maximă de 1150 mm.

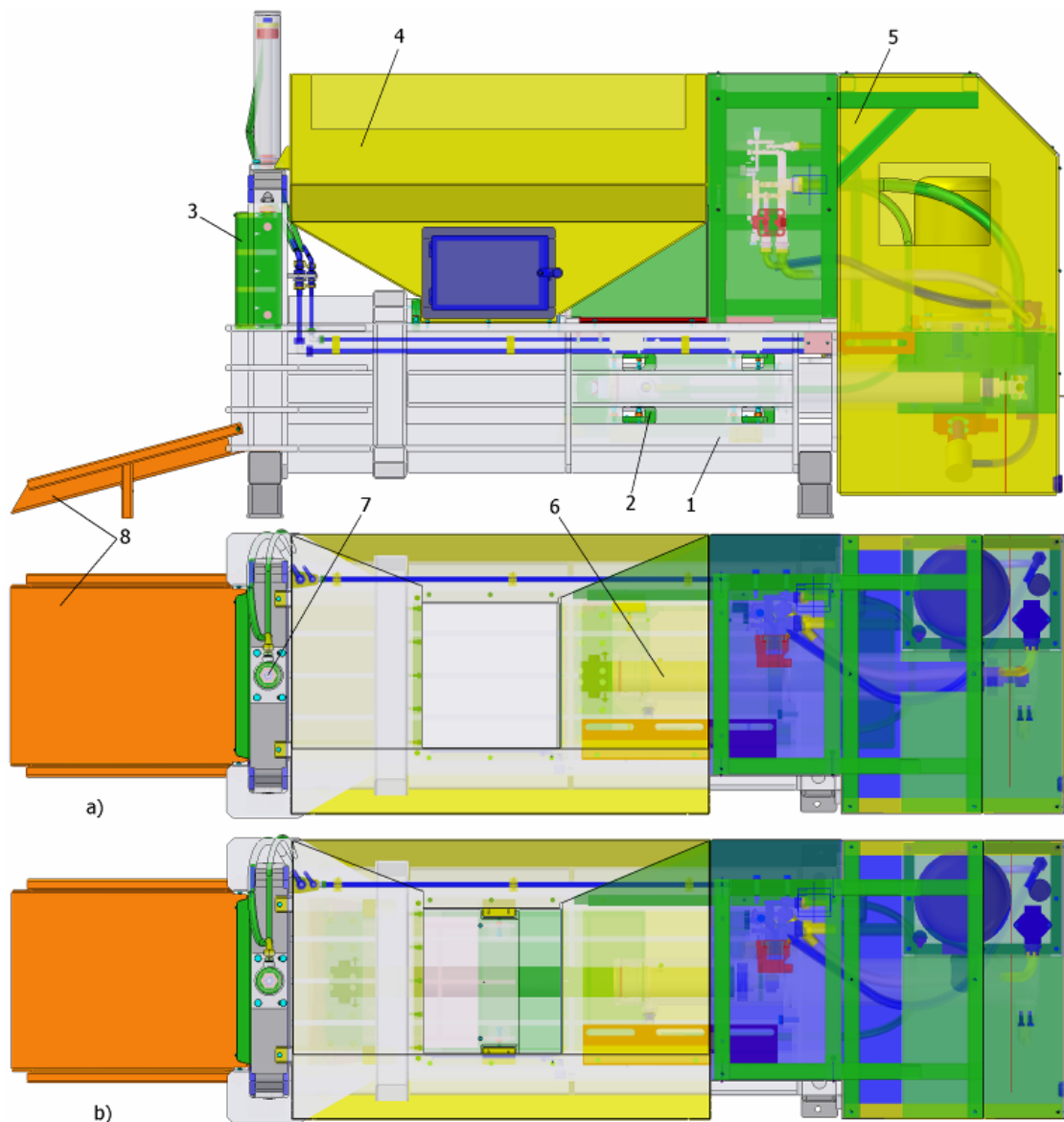


Fig. 1. Modelul 3D al presei pentru balotarea dozelor de Al [1, 3]

2. Instalația hidraulică a presei pentru balotat doze de Al

În figura 2 este prezentată schema instalației hidraulice a presei pentru doze de aluminiu, aceasta se compune din: 1 - grup electrohidraulic; 2 – bloc de comandă; 3 – cilindru de presare; 4 – cilindru stăvilar.

Grupul electrohidraulic este prezentat în figura 3 și se compune dintr-un motor electric 1, de 15 kW, care acționează o pompă cu pistoane axiale cu debit reglabil 2, tip PVPC-LQZ-3029/D, printr-un cuplaj elastic 3, tip ND108B. Motorul electric este fixat cu patru șuruburi M16x65 pe capacul 4 al rezervorului, iar pompa este fixată pe carcasa 5, tip TH4-101E, cu două șuruburi M14x40. Pompa are un filtru de aspirație 6, tip 100-1G1, fixat de corpul

pompei prin două bride 11/4FH 3004, iar refularea se face printr-un furtun Dn 19 KP420, rep. 7, care este prins de pompă prin două bride 3/4FH6002 și de placa rezervorului printr-o mufă de trecere Dn19-M36x2 – XSV NW20HS.

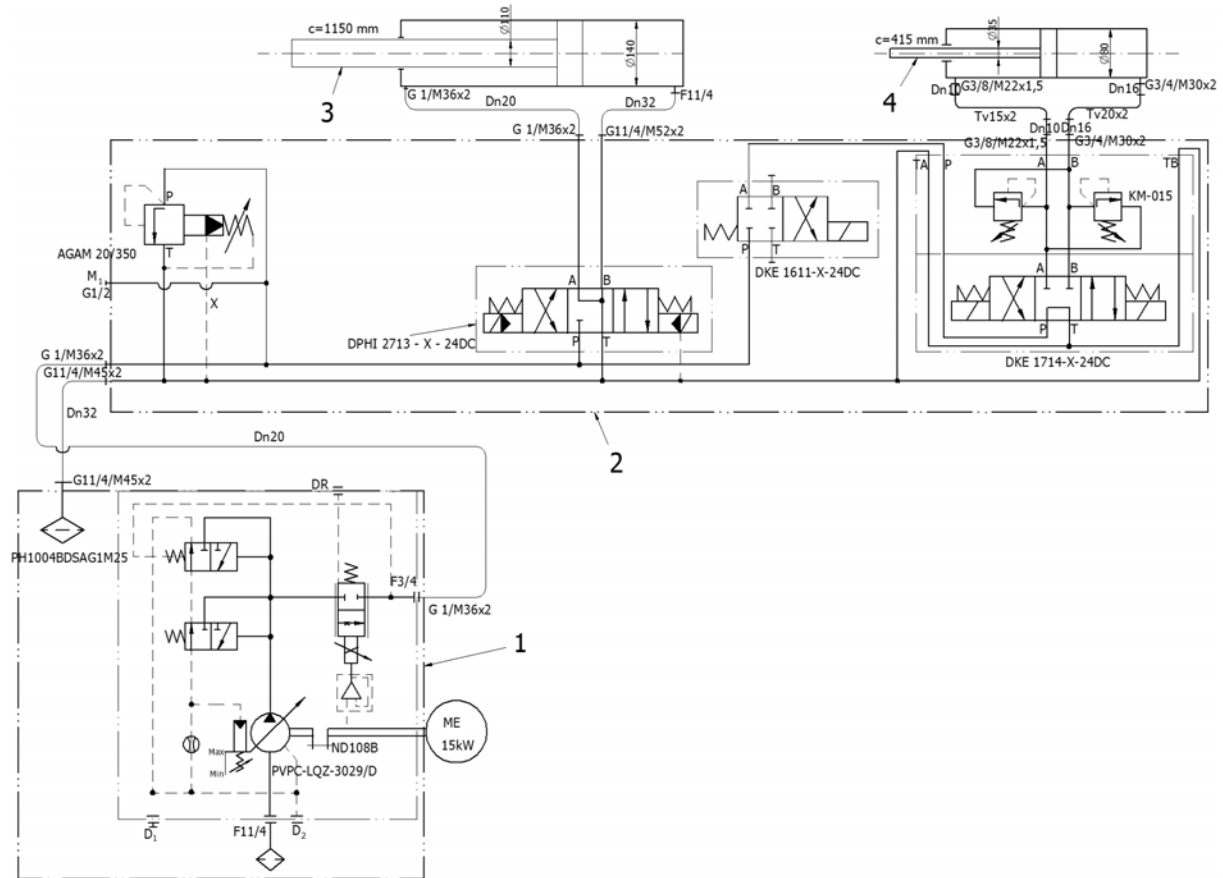


Fig. 2. Schema hidraulică a presei de 350kN [1, 5]

Pe placa rezervorului se mai găsesc montate filtrul de retur 8, tip MPH100A10 4 105, capacul cu filtru pentru umplere cu ulei 9, tip TA80B03A1L1P01, și indicatorul electronic de nivel 10, tip LENA2001A1AFSP01.

În figura 4 este prezentat grupul hidraulic al presei, care se compune din: 1 – cadrul metalic al rezervorului; 2 – grupul electrohidraulic; 3 – suport bloc de comandă; 4 – bloc de comandă; 5 – furtun Dn 19 pentru tur; 6 – furtun Dn32 pentru retur; 7 – dop de golire rezervor; 8 – acoperiș; 9 – capac de vizitare.

În figura 5 este prezentat blocul de comandă al presei, unde s-au notat: 1 – corp bloc hidraulic; 2 – supapă de siguranță AGAM 20/350; 3 – distribuitor hidraulic pilotat DPHI 2713-x-24DC; 4 – supapă de siguranță modulară KM-105; 5 - distribuitor hidraulic DKE 1714-x-24DC; 6 – distribuitor hidraulic DKE 1611-x-24DC; 7 – racord pentru furtun tur G1-M36x2; 8 – racord pentru retur G11/4-M45x2; 9 - racord furtun secțiunea plină a cilindrului de presare G11/4-M45x2; 10 – racord furtun secțiunea inelară a cilindrului de presare G1-

M36x2; 11 - racord furtun secțiunea plină a cilindrului stăvilor G3/4-M30x2; 12 – racord furtun secțiunea inelară a cilindrului stăvilor G3/8-M22x1,5; 13 – dop pentru priză manometru.

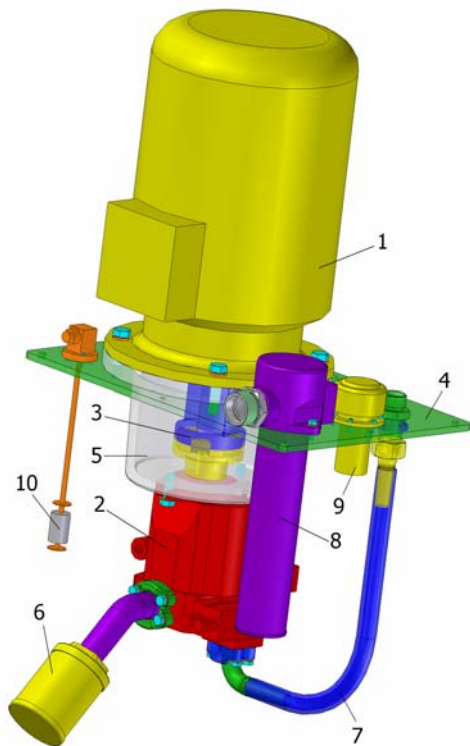


Fig. 3. Grupul electrohidraulic [1, 3]

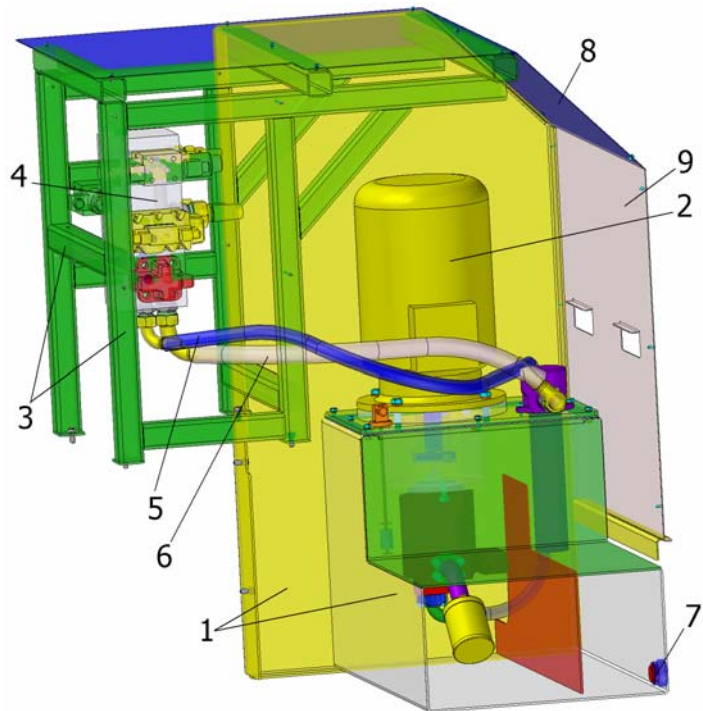


Fig. 4. Grupul hidraulic al preseii [1, 3]

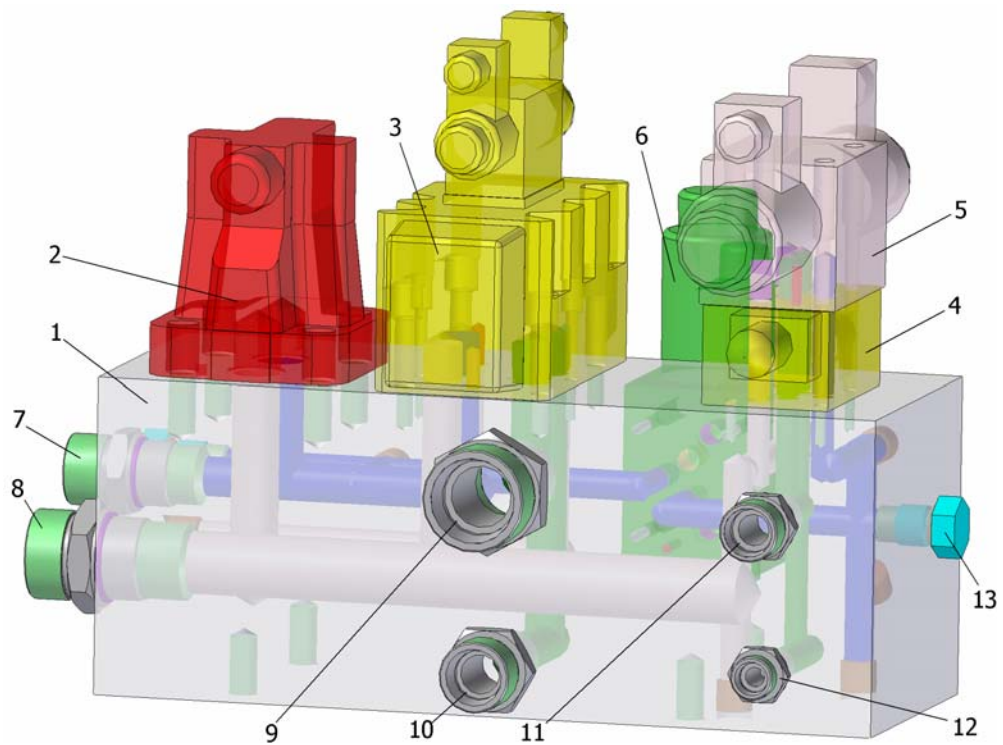


Fig. 5. Bloc hidraulic de comandă [1, 3]

În figura 6 este prezentat corpul blocului de comandă, unde cu albastru sunt găurile pentru presiune, cu galben găurile pentru retur, cu violet găurile de alimentare a cilindrilor, cu verde găurile filetate pentru racorduri și șuruburi și alb găurile unde se montează prin sudare dopuri de închidere a găurilor de legătură.

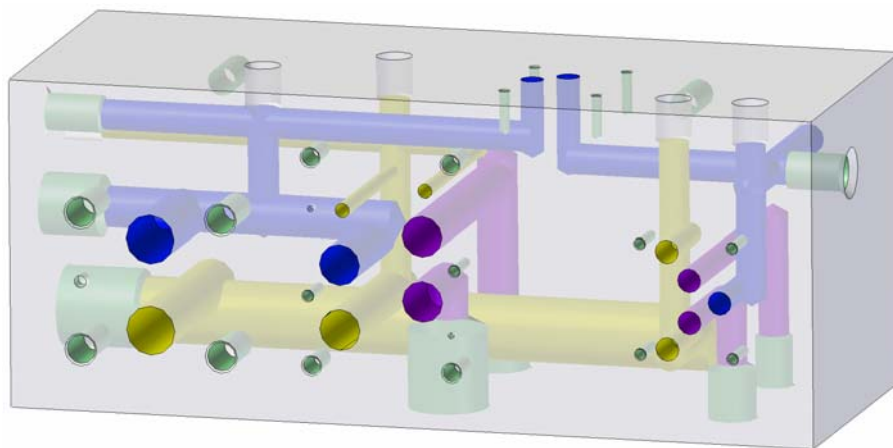


Fig. 6. Corpul blocului de comandă [1, 3]

3. Construcția cilindrilor hidraulici

În figura 7 este prezentată soluția constructivă a cilindrului de presare $\Phi 140 \times \Phi 110 \times 1150$ mm, care se compune din: 1 – țeava cilindrului; 2 – tijă; 3 – piuliță M48x3; 4 – piston; 5 – inel de ghidare EV8513514015; 6 – manșetă pentru piston TPM551472; 7 – inel O 35506300; 8 – inel distanțier; 9 – presetupă; 10 – inel O 35513200; 11 – inel de ghidare EV8511011515; 12 – manșetă pentru presetupă TTI1101251; 13 – inel raclor GHK110122712.

Pentru amortizare la cap de cursă, la închiderea cilindrului, este practicat în capac un locaș pentru capătul filetat al tijeii prevăzută cu canal de $\Phi 3$ mm pentru evacuarea uleiului. De asemenea, pentru îmbunătățirea ghidării tijeii și pistonului s-au folosit trei inele de ghidare, unul pe piston în spate și două pe presetupă spre interiorul cilindrului pentru a avea ungere.

În figura 8 este prezentată soluția constructivă a cilindrului pentru stăvilare, unde s-au notat: 1 – țeava cilindrului; 2 – tijă; 3 – piuliță M20; 4 – piston; 5 – racord G3/4-M30x2; 6 – inel de ghidare EV85758015; 7 – manșetă pentru piston TPM314236ISO; 8 – inel O 26502000; 9 – inel de ghidare EV85354056; 10 – presetupă; 11 – racord G3/8-M22x1,5; 12 – inel O 35507300; 13 – manșetă pentru presetupă TTI35451ISO; 14 – inel raclor GHK354357.

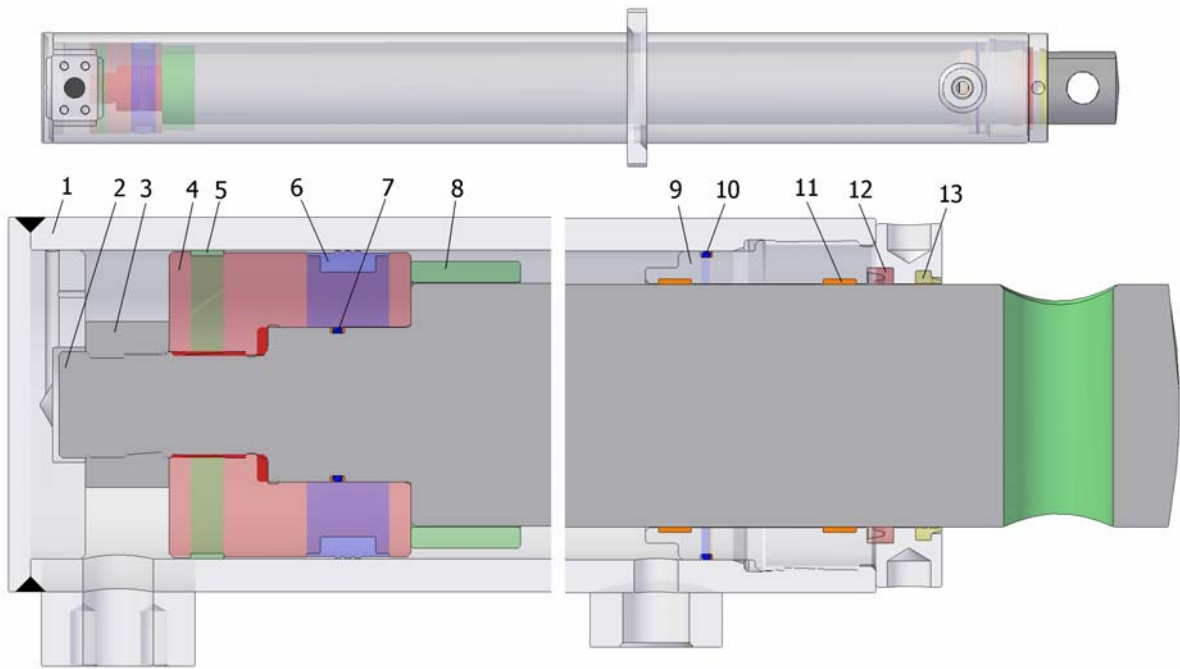


Fig. 7. Cilindru hidraulic de presare [1, 3]

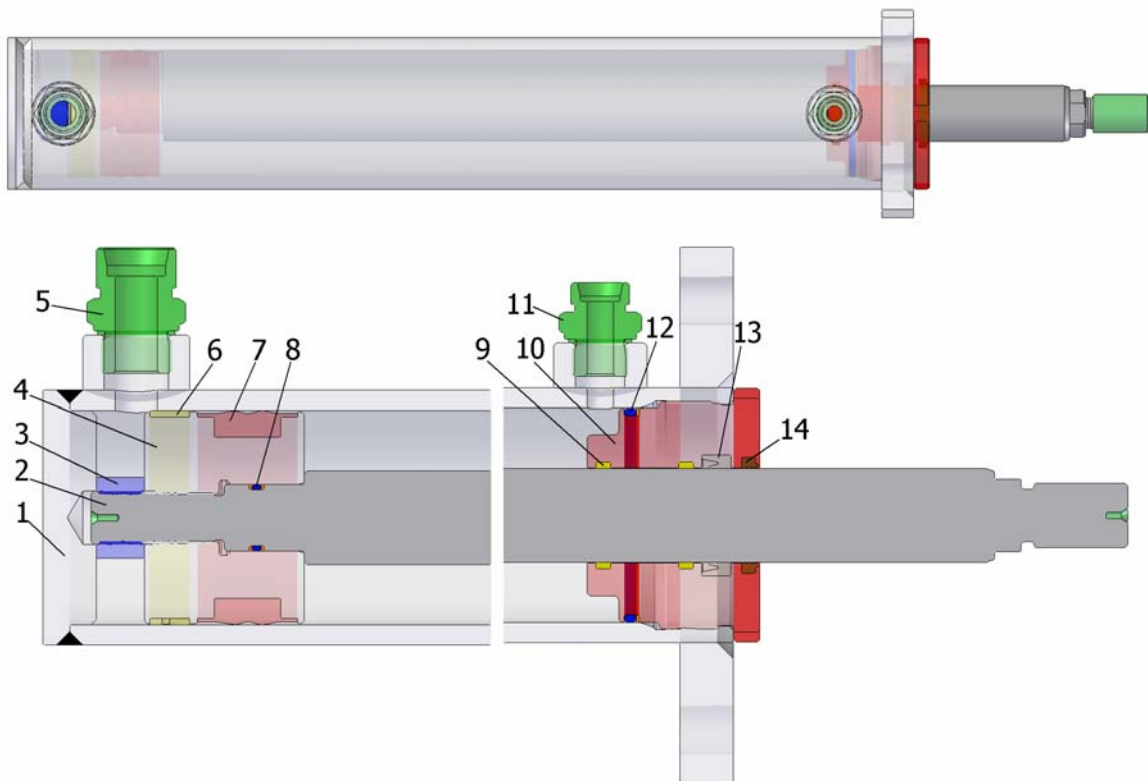


Fig. 8. Cilindru hidraulic pentru stăvilă [1, 3]

Cu ajutorul programului COSMOSDesignSTAR 4.0 s-a realizat o analiză statică lineară a cilindrului stăvilărilor la o presiune de 16 MPa, iar modul de solicitare a țevii, pistonului și tijei sunt prezentate în figura 9. Se observă că tensiunile în țevă nu depășesc valoarea de 76,34 MPa, care sunt apropiate de 85,33 MPa determinată prin calcul analitic.

Valoarea maximă rezultă pe umărul exterior al pistonului unde se montează inelul de ghidare.

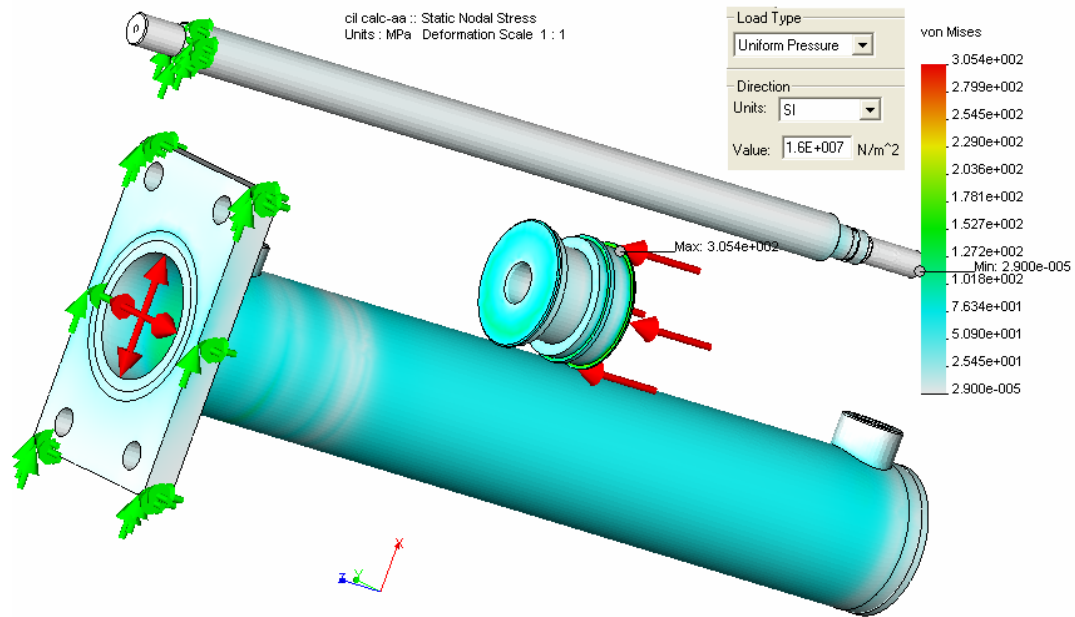


Fig. 9. Analiza cu elemente finite a cilindrului stăvilărilor

5. Concluzii

Pe baza documentației tehnice elaborate a fost realizată presa de balotat doze de aluminiu la SC Adarco Invest SRL Aninoasa.

O problemă importantă de rezolvat la presele de balotat doze de aluminiu este realizarea și păstrarea coeziunii balotului în timpul evacuării și manevrării acestuia. În cazul preseii prezentate această problemă a fost rezolvată de instalația hidraulică, prin păstrarea constantă a volumului balotului și creșterea presiunii, a forței de presare, la fiecare cursă, 10 – 12 curse/balot, până la atingerea presiunii maxime de 32 MPa, o forță de 500 kN.

O noutate a instalației hidraulice este pompa cu pistoane axiale cu debit reglabil, tip PVPC-LQZ-3029/D, care permite reglarea debitului electronic, printr-un driver, de la procesorul pupitrului de comandă în funcție de ciclul de funcționare, alimentare cilindru de presare, cilindru stăvilărilor sau funcționare în gol.

În figura 10 este prezentat modul de amplasare a preseii pentru compactat doze de aluminiu tip PCD 500 în cadrul halei stației de la Onești.



Fig. 10. Presa pentru compactat doze tip PCD-500

Soluțiile tehnice alese și mai ales forța mare de presare utilizată în procesul de presare determină obținerea unor baloturi bine formate și compacte, care nu necesită să fie legate. Comanda preseii poate fi făcută la alegere, manual sau automat.

Golirea în presă a pubelelor în care sunt stocate dozele goale din aliaje ușoare se face de obicei cu ajutorul dispozitivului de basculat DBP 1100L ca în figura 11.



Fig. 11. Modul de alimentare a preseii cu dispozitivul de basculat DBP 1100L

Bibliografie

1. * * * - *Documentație tehnică de execuție presă de balotat doze de aluminiu*, SC Adarco Invest SRL Aninoasa;
2. Muscă G. – *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași, 2006.
3. Dumitrescu I., Jula D. - *Tehnologia construcțiilor de mașini*, Editura Universitas, Petroșani, 2010.
4. * * * - *Catalogul de produse al firmelor ATOS, EVCO, HANSA FLEX și MPFILTRI*.

PROIECTAREA ȘI REALIZAREA UNEI MAȘINI DE FREZAT CU COMANDĂ NUMERICĂ DUPĂ TREI AXE

Stud. Stocker Robert – B41
Stud. Blaga Maria – B21

Coord. Conf.dr.ing. Dumitrescu Iosif

1. Introducere

Controlul numeric computerizat al mașinii-unelte presupune existența unui calculator („Controller”) care citește instrucțiuni pentru deplasarea și controlul mașinii (numite și G - code). Controller-ul execută interpolarea numerică a poziției sculei în contextul de lucru al mașinii.

Primele controllere pentru mașinile unelte cu comandă numerică (MUCN) au fost dezvoltate în jurul anului 1950, la MIT - Laboratorul pentru servomecanisme.

Dezvoltarea calculatoarelor – în special a stațiilor grafice – a dus la crearea în anii 1970 a celei de a treia generații de mașini cu comandă numerică, cele la care controller-ul era, de fapt, un microprocesor. De aici și numele lor: CNC – *Computerized Numerical Control*. Acestea sunt capabile să efectueze o gamă largă de operații de prelucrare și pot memora complet programe de execuție. De asemenea, operatorul poate edita/modifica programul din memoria controller-ului. Totodată, prețul părții electronice a scăzut, ca pondere, în prețul total al mașinii. Partea electronică este din ce în ce mai complexă, iar partea mecanică din ce în ce mai precisă inversându-se structura prețului mașinii.

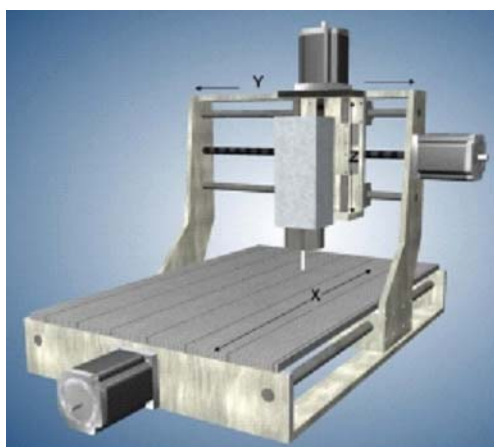


Fig.1. CNC cu masă fixă

Principalele trei modele de sisteme CNC folosite pentru gravare, frezare, realizare cablaje, decupare laser, etc., în industrie există și alte tipuri, dar pentru producția individuală de hobby cele mai folosite sunt:

a) *CNC cu masă fixă* este modelul cel mai des folosit (fig. 1) pentru mașini de gravat, de tăiere cu laser, de debitare cu plasma și de frezare a materialelor moi.

Acestea prezintă următoarele avantaje față de alte modele: deoarece masa este fixă se pot freza, grava materiale de dimensiuni mari și cu greutate ridicată fără să afecteze funcționalitatea mașini; datorită construcției se utilizează fără

pierderi majore pe lungimea axei X; are construcție foarte stabilă și bine echilibrată; se pot folosi 2 motoare identice pentru axele X și Y și unul de dimensiuni mai mici pentru axa Z greutatea acestuia fiind cea mai mică.

Dezavantajele modelului sunt: axa X trebuie construită foarte robust deoarece suportă greutatea axelor Y și Z; nu este indicat folosirea unui motor de frezare cu gabarit mare, vibrațiile frezei fiind resimțite în întreaga construcție; erorile axelor sunt cumulative.



Fig.2. CNC cu masă mobilă

b) CNC cu masă mobilă este prezentat în figura 2. Acest model este folosit în special pentru gravări precise, găurire cablaje.

Avantajul principal este dat de faptul că erorile axelor X și Y nu sunt cumulate, oferind o foarte bună precizie.

Dezavantajele soluției constructive sunt: piesa mărește greutatea mesei ce este în mișcare; gabaritul pieselor prelucrate este limitat de construcția axei X; este utilizată doar jumătate din întreaga suprafață de rulare a axei X.

c) CNC cu masă în cruce este prezentat în figura 3 și se folosește în special la frezarea precisă a metalelor.

Avantajele acestui model sunt: cel mai important avantaj este că permite folosirea unui motor de frezare cu o greutate mai mare fără ca vibrațiile acestuia să afecteze calitatea frezării; precizie superioară modelului cu masă fixă.



Fig.3. CNC cu masă în cruce

Dezavantajele sunt: axa X nu este în echilibru în special la capăt de cursă; piesa este în mișcare; pentru o stabilitate și echilibrare bună necesită o construcție masivă; suprafața de lucru mai mică decât la restul modelelor.

2. Proiectarea unei mașini de frezat CNC după trei axe cu ghidaje liniare

Pe baza celor prezentate anterior și al ghidajelor liniare cu sănii cu bile, din gama de fabricație a firmei Bosch Rexroth Blaj, a fost proiectată mașina de frezat cu comandă

numerică după trei axe (X, Y, Z), prezentat în figura 4, și cu posibilitatea în viitor de a adăuga și a patra axă de rotație, pentru a realiza și prelucrări de strunjire.

Utilizarea profilurilor din aluminiu 50x50L, din gama de fabricație a firmei Bosch Rexroth Blaj, față de o construcție metalică sudată prezintă următoarele avantaje:

- se reduce manopera de realizare a structurilor mecanice prin utilizarea elementelor de cuplare tipizate (colțare, șuruburi cu cap în T etc.);
- reduce masa elementelor aflate în mișcare (cadru vertical) la un modul de rezistență bun, profilul de aluminiu 50x50L are masa specifică 2,5 kg/m și $W = 8,5 \text{ cm}^3$;
- profilurile din aluminiu au o precizie ridicată privind rectilinitatea și planeitatea;
- fixarea rapidă și ușoară a șinelor cu ajutorul piulițelor T.

Dezavantajele utilizării profilurilor din aluminiu sunt: costul ridicat al profilurilor și ale elementelor de cuplare a acestora; obținerea greoaie a rigidității îmbinărilor profilurilor.

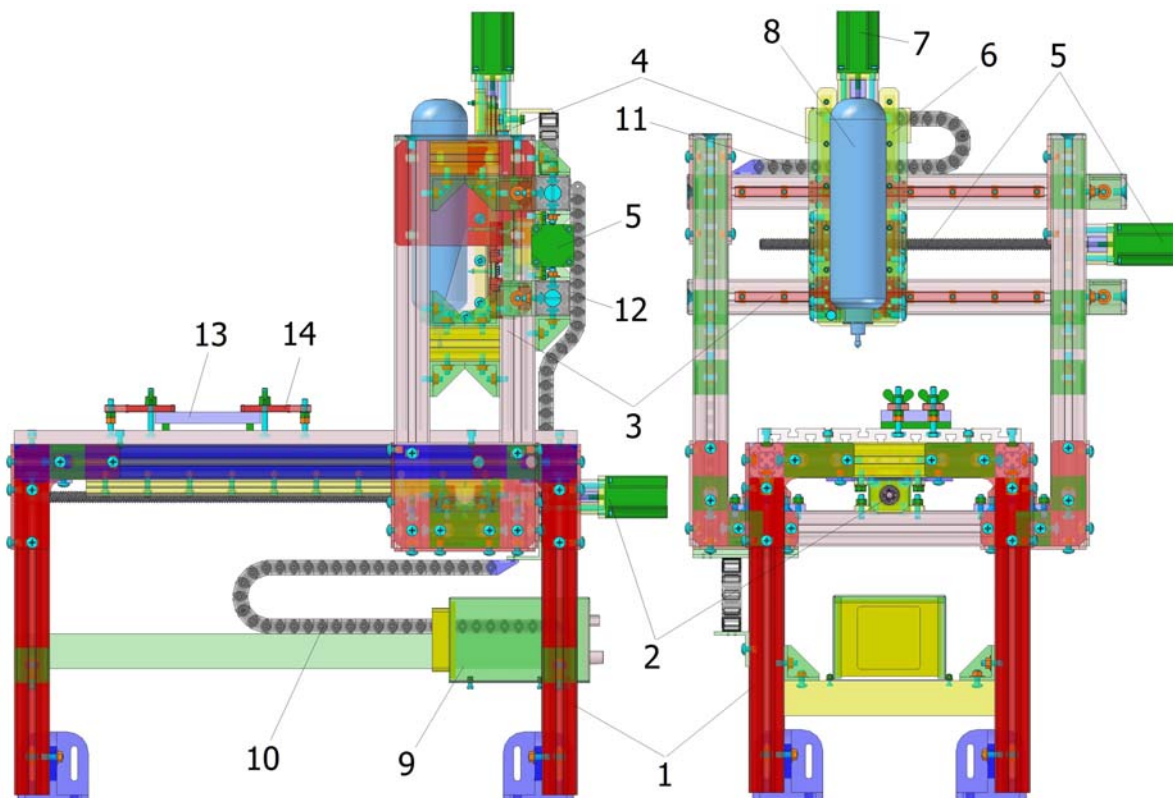


Fig. 4. Construcția sistemului CNC cu ghidaje liniare

Mașina de frezare CNC după trei axe cu ghidare pe șine, ce este prezentat în figura 4, se compune din: 1 – masă; 2 – grup de acționare 1; 3 – cadru vertical; 4 – sanie transversală; 5 – grup de acționare 2; 6 – sanie verticală; 7 – grup de acționare 3; 8 – motor de frezare; 9 – instalația electrică; 10 – lanț pentru cabluri axa X; 11 – lanț pentru cabluri axa Y; 12 – lanț pentru cabluri vertical fix; 13 – piesa de prelucrat; 14 – bridă de fixare a piesei.

În figura 5 este prezentată construcția din profiluri de aluminiu 50x50L a cadrului vertical, care se compune din: 1 – distanțier; 2 – colțar interior; 3 – lonjeron vertical; 4 – colțar dublu; 5 – colțar exterior; 6 – traverse superioare; 7 – șină de mărimea 15 cu lungimea de 440 mm; 8 – sanie cu bile mărimea 25; 9 – placă suport sanie; 10 – placă suport piuliță; 11 – piuliță antijoc Tr 16x4.

Șina este fixată de lonjeron prin șurub cu cap cilindric și locaș hexagonal M6x25 și piuliță T de M6, colțarele exterioare sunt fixate cu șuruburi cu cap cilindric bombat M8x20 și piuliță T de M8, iar colțarele interioare cu șurub cu cap T M8x25 și piuliță șaibă M8. Săniile se fixează pe plăcile metalice prin șase șuruburi cu cap cilindric și locaș hexagonal M6x16, plăcile suport sunt fixate pe profilurile de aluminiu prin patru șuruburi cu cap T M8x30, iar piulița Tr 16x4 este fixată prin două șuruburi M6x40.

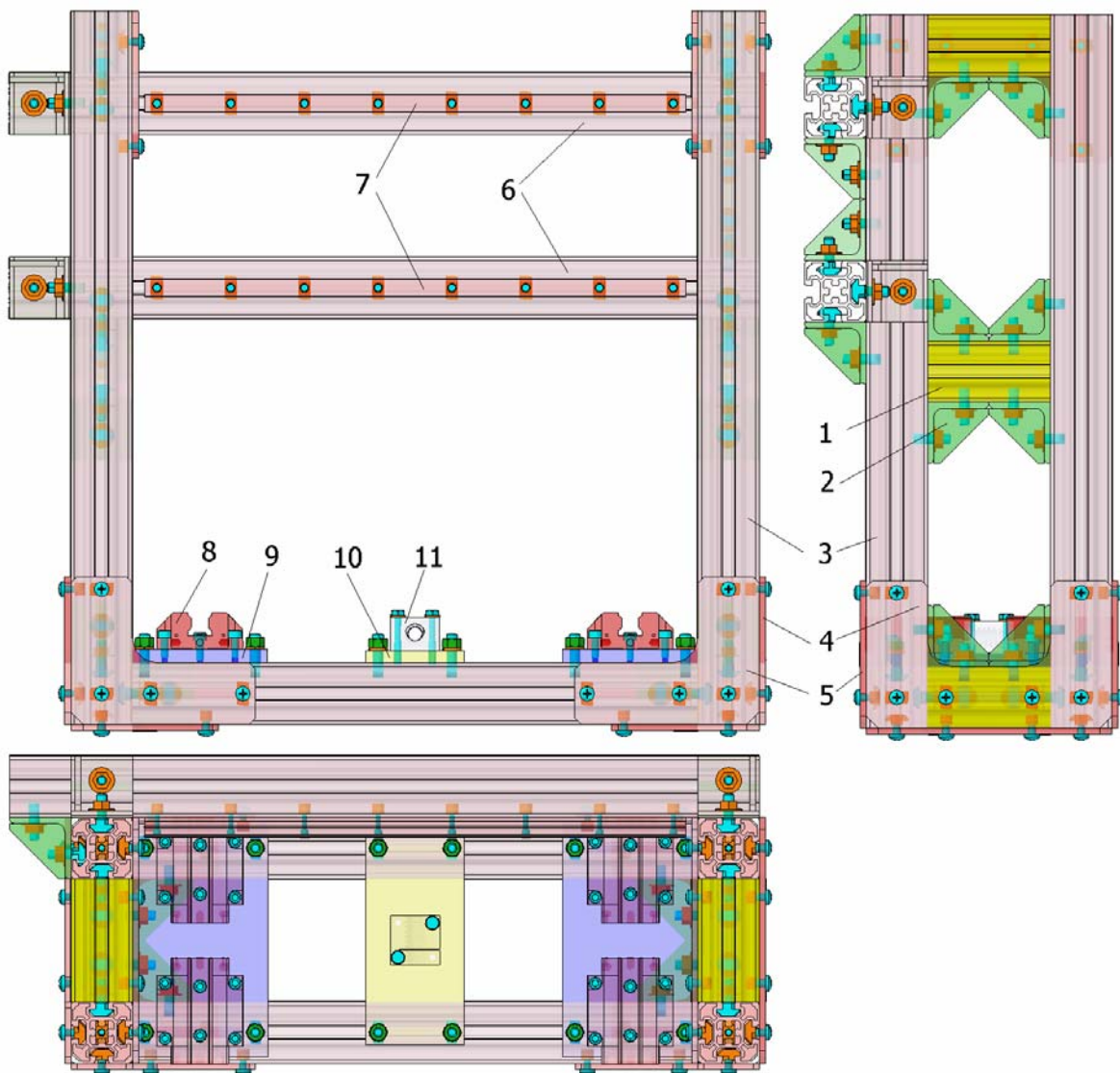


Fig. 5. Construcția cadrului vertical din profiluri de aluminiu 50x50L

Construcția grupurilor de acționare este prezentată în figura 6, unde s-au notat: 1 – motor pas cu pas de 3 Nm; 2 – șurub M4x12; 3 – suport motor; 4 – distanțier din țevă de 3/8”; 5 – cuplaj elastic Oldham de 4 Nm; 6 – piuliță fixare rulment M10; 7 – suport lagăr mare 1; 8 – inel elastic $\Phi 30$; 9 – rulment radial-axial cu bile 7200; 10 – inel de etanșare; 11 – șurub Tr 16x4 cu $l = 800$ mm; 12 – rulment radial cu bile 6300; 13 – suport lagăr capăt; 14 – suport lagăr mare 2; 15 – șurub M8x80; 16 – șaibă Grower N8; 17 – șurub Tr 16x4 cu $l = 450$ mm; 18 – șurub cu cap T M8x25; 19 – piuliță M8; 20 – șurub M8x30; 21 – șurub Tr 16x4 cu $l = 300$ mm.

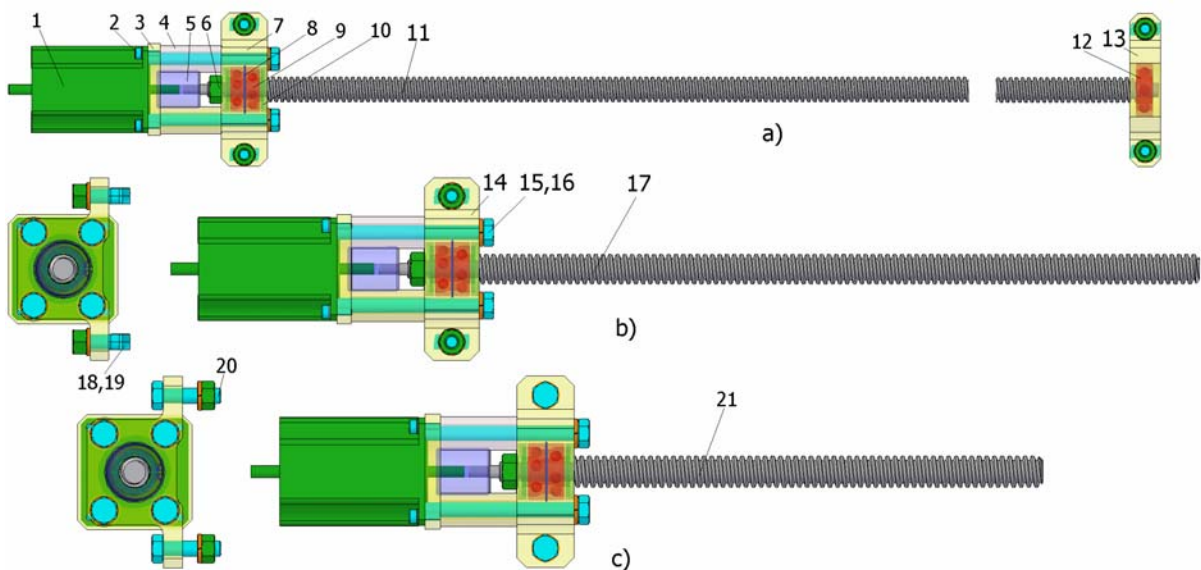


Fig. 6. Construcția grupurilor de acționare

a) – grupul de acționare 1; b) – grupul de acționare 2; c) – grupul de acționare 3.

Forța axială de avans dată de mecanismul șurub-piuliță este preluată de cei doi rulmenți radiali-axiali cu bile 7200 ($\Phi 10 \times \Phi 30 \times 9$), care sunt montați în O pe capătul șurubului și fixați între cele două capace de etanșare prin piulița M10, iar transmiterea acesteia la suportul lagărului mare se face prin inelul elastic interior $\Phi 30$. Suportul lagărului mare 1 diferă de suportul lagărului mare 2 prin înălțimea la axa rulmentului de 35 mm, respectiv, 25 mm.

În figura 7 este prezentată construcția saniei transversale, care se compune din: 1 – placă de bază; 2 – placă suport sănii verticale; 3 - sănii de ghidare cu bile, mărimea 15, verticale; 4 – sănii de ghidare cu bile, mărimea 15, orizontale; 5 - plăcuță suport piuliță; 6 – piuliță Tr 16x4 cu dimensiunile 40x40x27; 7 – șurub M6x40.

Aceasta are montate câte două sănii cu bile pe fiecare șină orizontală, ceea ce a îmbunătățit ghidarea sănii verticale și a mărit durabilitatea de exploatare a săniilor cu bile, mărimea 15.

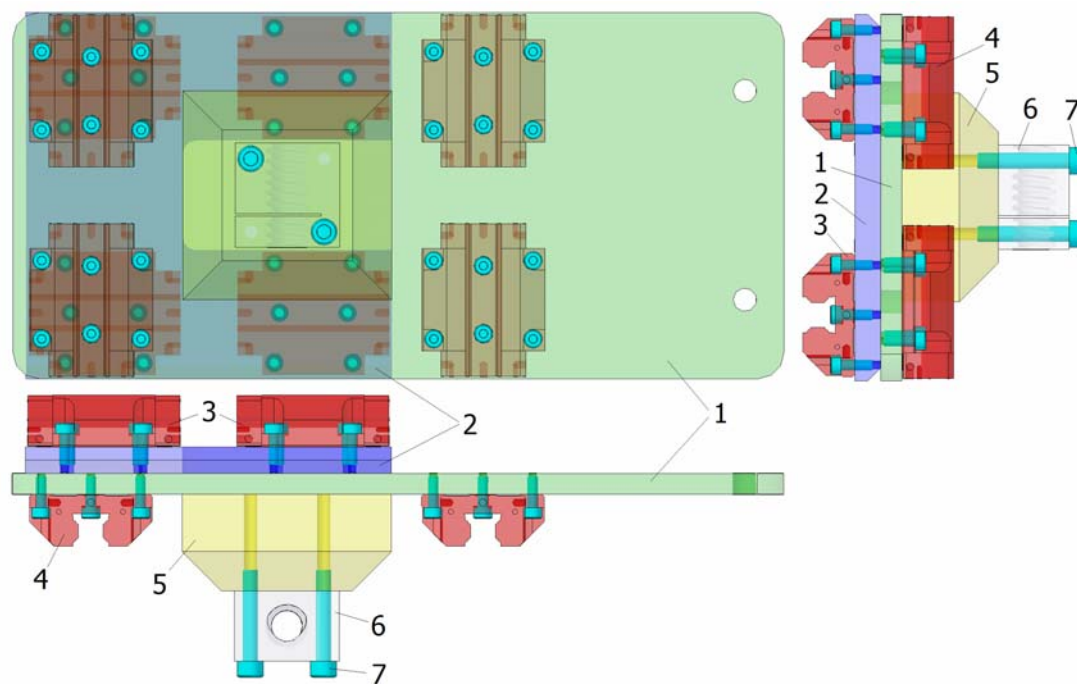


Fig. 7. Construcția saniei transversale

3. Realizarea mașinii de frezat cu comandă numerică după trei axe

În figura 8 sunt prezentate două etape din realizarea mașinii de frezat cu comandă numerică după trei axe. În figura 7.a este prezentată etapa de început când se asamblează masa și cadrul vertical, iar în figura 7.b este prezentată construcția finală a structurii de rezistență.



Fig. 8. Modul de realizare a mașinii de frezat cu comandă numerică după trei axe

În figura 9 este prezentată construcția îmbunătățită a mașinii de frezat cu comandă numerică după trei axe. La care a fost schimbată instalația electrică de comandă a motoarelor pas cu pas, cu montarea unui draiver pentru fiecare motor și izolarea de sursa de alimentare.

De asemenea, au fost schimbate cablurile de alimentare a motoarelor și poziționarea acestora prin lanțuri pentru cabluri și s-au achiziționat o masă cu canale T din aluminiu extrudat cu dimensiunile de 375x800 mm și freze cu pensete de $\Phi 3$ și $\Phi 6$ mm pentru motorul de frezare Kress 800 FNE.

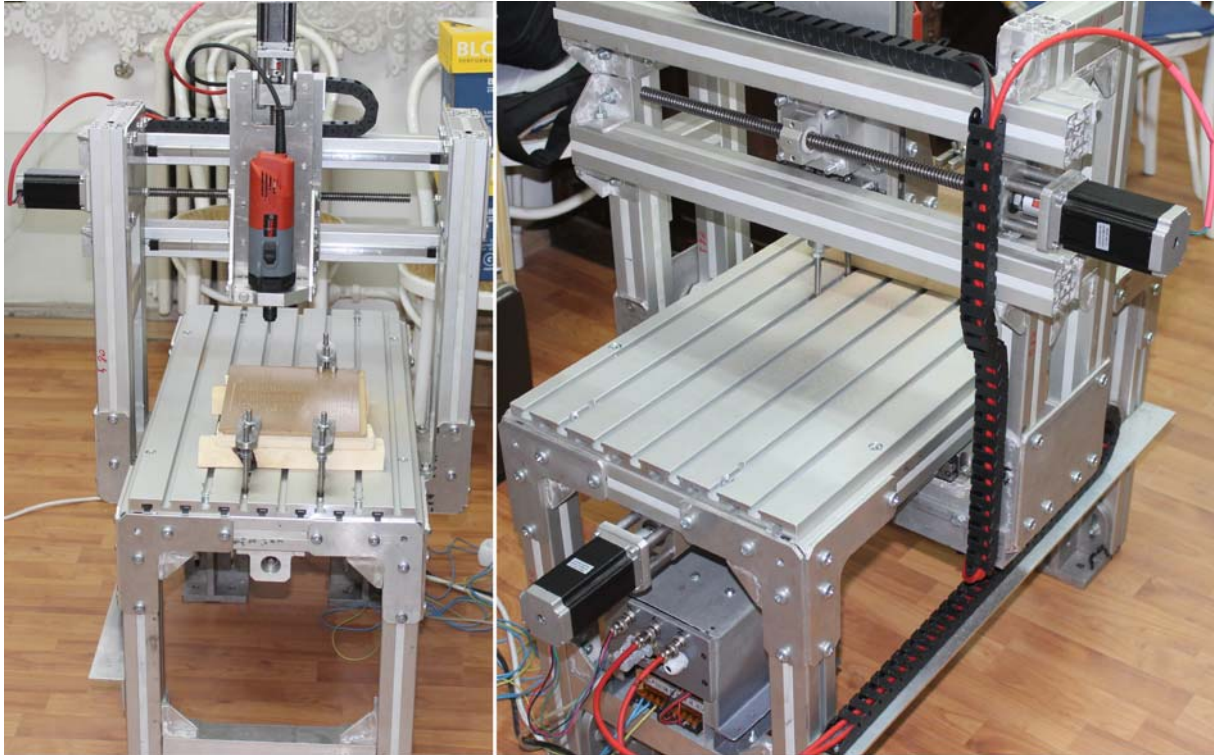


Fig. 9. Construcția îmbunătățită a mașinii de frezat CNC după trei axe

Noua instalație de comandă a sistemului CNC este prezentată în figura 10.a, unde fiecare motor este cuplat la instalație prin mufe cu patru pini, iar legarea la calculator se realizează printr-un cablu cu 25 de pini pe mufa de la calculator și 7 pini pe mufa de la instalația de comandă.

Pentru comandarea mașinii de frezat după trei axe s-a utilizat soft-ul Mach 3 ce operează cu comenzii scrise în cod G, ce a fost instalat pe un calculator, figura 10.b. Generarea comenzilor în cod G se face cu soft-uri dedicate operațiilor de gravare sau prelucrare 3D.

În figura 10.c este prezentată placa ce a fost gravată cu ajutorul mașinii de frezat cu comandă numerică și a unei freze cu diametrul de 3 mm pentru gravare, având unghiul la vârf de 30° și raza de 0,3 mm, în timp de 30 min. Fiind prima testare a mașinii de frezat cu comandă numerică după trei axe, acesta s-a comportat bine, mai fiind nevoie de reglarea părți mecanice pentru a realiza un paralelism bun între deplasarea după axa Y și masa mașinii.



a) b) c)
Fig. 10. Instalația electrică, calculatorul de comandă și placa gravată

4. Concluzii

Utilizarea profilurilor din aluminiu la realizarea structurii de rezistență a mașinii de frezat după trei axe prezintă următoarele avantaje:

- se reduce timpul de realizare și masa elementelor aflate în mișcare (cadru vertical);
- profilurile din aluminiu au o precizie ridicată privind rectilinitatea și planeitatea;
- fixarea rapidă și ușoară a șinelor cu ajutorul piulițelor T.

Dezavantajele utilizării profilurilor din aluminiu sunt:

- costul ridicat al profilurilor și ale elementelor de cuplare a acestora;
- obținerea greoaie a rigidității îmbinărilor profilurilor.

Prin schimbarea instalației electrice de comandă a motoarelor pas cu pas, cu montarea unui draiver pentru fiecare motor și izolarea de sursa de alimentare s-a îmbunătățit funcționarea mașinii de frezat.

Prin utilizarea soft-ului Mach 3 instalat pe calculator, ce operează cu comenzii scrise în cod G, permite utilizarea soft-urilor dedicate operațiilor de gravare sau prelucrare 3D

Bibliografie

1. Muscă, G. – *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași, 2006.
2. * * * - *Catalog de produse ale firmei Bosch Rexroth Blaj*, <http://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/linear-motion-technology/index>.
3. * * * - *Catalog produse CNC, magazin online Nichelina CNC*, <http://nichelina-cnc.ro/>.
4. * * * - *Catalog produse CNC, magazin online PROXXON*, <http://www.proxxon.com.ro/>.
5. * * * - *Componente și mașini cu comandă numerică SSCNC*, <http://www.sscnc.ro/>.

PROIECTAREA UNEI COLIVII CU DOUĂ ETAJE PENTRU PUȚUL UNIREA DE LA SALINA SLĂNIC PRAHOVA

Stud. Trifa I. Silviu – B41

Coord. Șef lucr.dr.ing. Cozma Bogdan-Zeno

1. Introducere

România este o țară cu numeroase destinații turistice foarte atractive datorită potențialului natural existent. În această categorie intră și salinele, cunoscute mai ales pentru efectele terapeutice asupra sănătății. Cele mai cunoscute "palate de sare" sunt la Slănic Prahova, Turda, Praid, Cacica, Târgu Ocna și Ocnele Mari.

Aerosolii salini (micro-particule aflate în suspensie într-un mediu gazos) tratează diverse afecțiuni, în special respiratorii. Printre acestea, astmul bronșic, bronșita asmatică, sinuzită, afecțiuni ale sistemului nervos și chiar insuficiența cardiacă, rinita cronică, amigdalita, alergii, oboseala cronică etc.

Slănic Prahova, una dintre importantele stațiuni balneoclimaterice din România, este situată între văile Prahovei și Teleajenului, la circa 44 km de Ploiești și la o altitudine de 400 m. Salina Slănic Prahova este una dintre cele mai mari saline din Europa, fiind vizitată zilnic de sute de turiști, vârful fiind atins în weekend, când numărul vizitatorilor depășește 1.000.

Lucrările miniere de deschidere a salinei "Unirea" au început în anul 1938, iar exploatarea sării din această salină s-a efectuat între anii 1943-1970. După 1970 salina a devenit obiectiv turistic, în interior fiind amenajat un sanatoriu de tratament cu paturi, locuri de joacă pentru copii, sală de sport, mese, dar și un mic magazin..

Mina este alcătuită din 14 camere cu profil trapezoidal, având 10 m deschidere la tavan și 32 m la vatră cu o înălțime de 54 m (fig. 1).

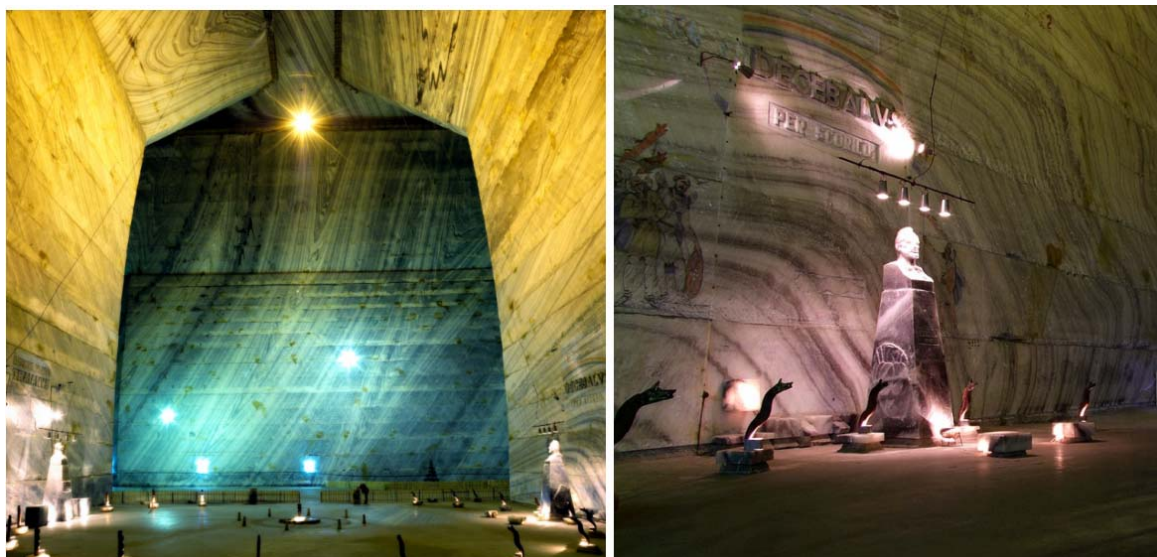


Fig. 1. Forma unei camere trapezoidale și amenajările interioare din mina Unirea

Diferența de cotă între suprafață și vatra minei este de 208 m și este parcursă de colivie în aproximativ 90 - 120 de secunde, cu o viteză de 2,3 m/s.

2. Colivia 1/1 de la Puțul Unirea al Salinei Slănic Prahova

În figura 2 este prezentat desenul de ansamblu al coliviei cu un etaj și un vagonet pe etaj, care a fost executată de SC UMIROM SA Petroșani după documentația realizată de IPROMIN București. Caracteristicile tehnice ale acesteia diferă de coliviile de transport folosite în minele din Valea Jiului și care sunt prezentate în tabelul 1.

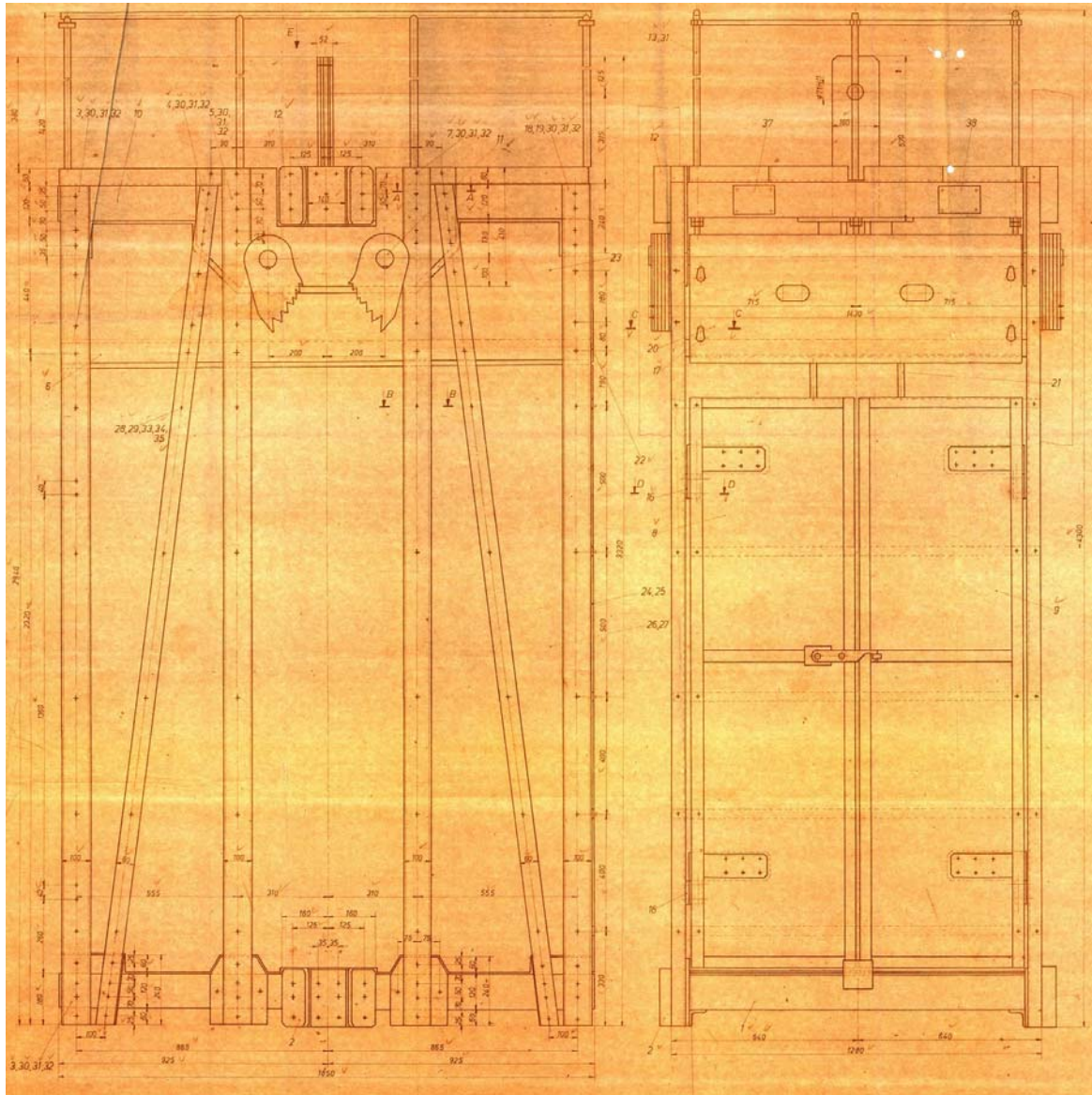


Fig. 2. Desenul de ansamblu al coliviei de la Mina Unirea

Colivia de transport 1/1 de la Mina Unirea este o construcție metalică demontabilă realizată din diferite profile metalice laminată și tablă.

Scheletul de rezistență al coliviei se compune din cutia mecanismului paracăzător la partea superioară și platforma inferioară legate între ele prin lonjeroane.

În cutia superioară se montează mecanismul paracăzător format din arcul cu foi fixat prin împănare în locașul tije coliviei, de care se leagă cablul de extracție prin intermediul dispozitivului de legare a cablului cu autostrângere prin împănare.

Tabelul 1. Caracteristicile tehnice ale coliviei de transport de la Mina Unirea

Nr.crt.	Denumire caracteristică tehnică	U.M.	Valoare
1.	Numărul maxim de persoane din colivie	-	8
2.	Sarcina maximă admisă în colivie (transport utilaje sau mărfuri)	kN	22
3.	Înălțimea coliviei fără balustradă	mm	2940
4.	Înălțimea coliviei cu balustradă	mm	4300
5.	Înălțimea cabinei pentru personal	mm	2060
6.	Lățimea maximă (la axa paracăzătorilor)	mm	1430
7.	Lungimea maximă	mm	1850
8.	Ecartamentul moazelor	mm	1500
9.	Ecartamentul ghidajelor	mm	1220
10.	Dimensiunile ghidajelor	mm	120x140
11.	Dispozitivul de legat cablu	tip	DLC-1
12.	Masa coliviei	kg	2030

3. Soluția constructivă a coliviei cu două etaje

Pornind de la construcția turnului și a modului de realizare a celei de a doua rampe de îmbarcare, pe latura estică a turnului, la o înălțime de 3560 mm față de rampa actuală a rezultat soluția constructivă a coliviei, ce este prezentată în figura 3. Aceasta se compune din: 1 – cadru metalic; 2 – panou superior; 3 – cabina superioară; 4 – panou intermediar; 5 – panou inferior; 6 – cabina inferioară.

Pentru a ușura execuția și a reduce prețul de fabricație al coliviei s-au păstrat același dispozitiv de legat cablu DLC-1, aceeași tijă cu secțiunea 160x52 mm și a același arc cu 12 foi cu secțiunea 60x6 mm.

În vederea încadrării masei coliviei sub valoarea de 2300 kg s-a impus realizarea cabinelor de transport persoane din lemn presat cu densitatea de până la 0,5 kg/dm³, care pot fi realizate ca subansambluri separate și montate în interiorul cadrului metalic. Această soluție permite întreținerea ușoară a cadrului metalic prin demontarea cabinelor și scoaterea acestora în rampele puțului. De asemenea, în timp, se pot face schimbări ale construcției cabinei în vederea îmbunătățirii condițiilor de transport.

În figura 4 este prezentată soluția constructivă a cadrului metalic al coliviei cu două etaje, care se compune din: 1 – cadru superior; 2 – lonjeron central; 3 – mecanism paracăzător; 4 – lonjeron exterior; 5 – lonjeron de rigidizare 1; 6 – cadru suport superior; 7 – treaptă scară de evacuare; 8 – cadru intermediar; 9 – lonjeron de rigidizare 2; 10 – cadru suport inferior; 11 – capac acoperiș; 12 – balustradă.

Cadrul metalic al coliviei este o construcție metalică demontabilă, elementele fiind asamblate prin șuruburi M16x40, ceea ce permite asamblarea acestuia în rampa puțului, prin poziționarea lonjeroanelor centrale pe ghidajele de lemn și introducerea între acestea a celor patru cadre. Transmiterea sarcinilor între cadre și lonjeronul central se face prin elemente de sprijin fixe și nu prin șuruburi. Lonjeroanele centrale se sprijină pe cadrul superior prin câte patru colțare de agățare, iar cadrele suport se sprijină pe lonjeroanele centrale prin câte două table centrale.

Lonjeroanele exterioare și de rigidizare au rolul de a rigidiza cadrul metalic al coliviei, iar asamblarea acestora prin șuruburi de strângere, prin frecare, dă cadrului un grad de elasticitate și amortizare a șocurilor primite în timpul exploatarei.

Elementele cadrului metalic și elementele mecanismului paracăzător au fost verificate dimensional printr-un breviar de calcul, cu obținerea unor coeficienți de siguranță cu valoarea mai mare de 8.

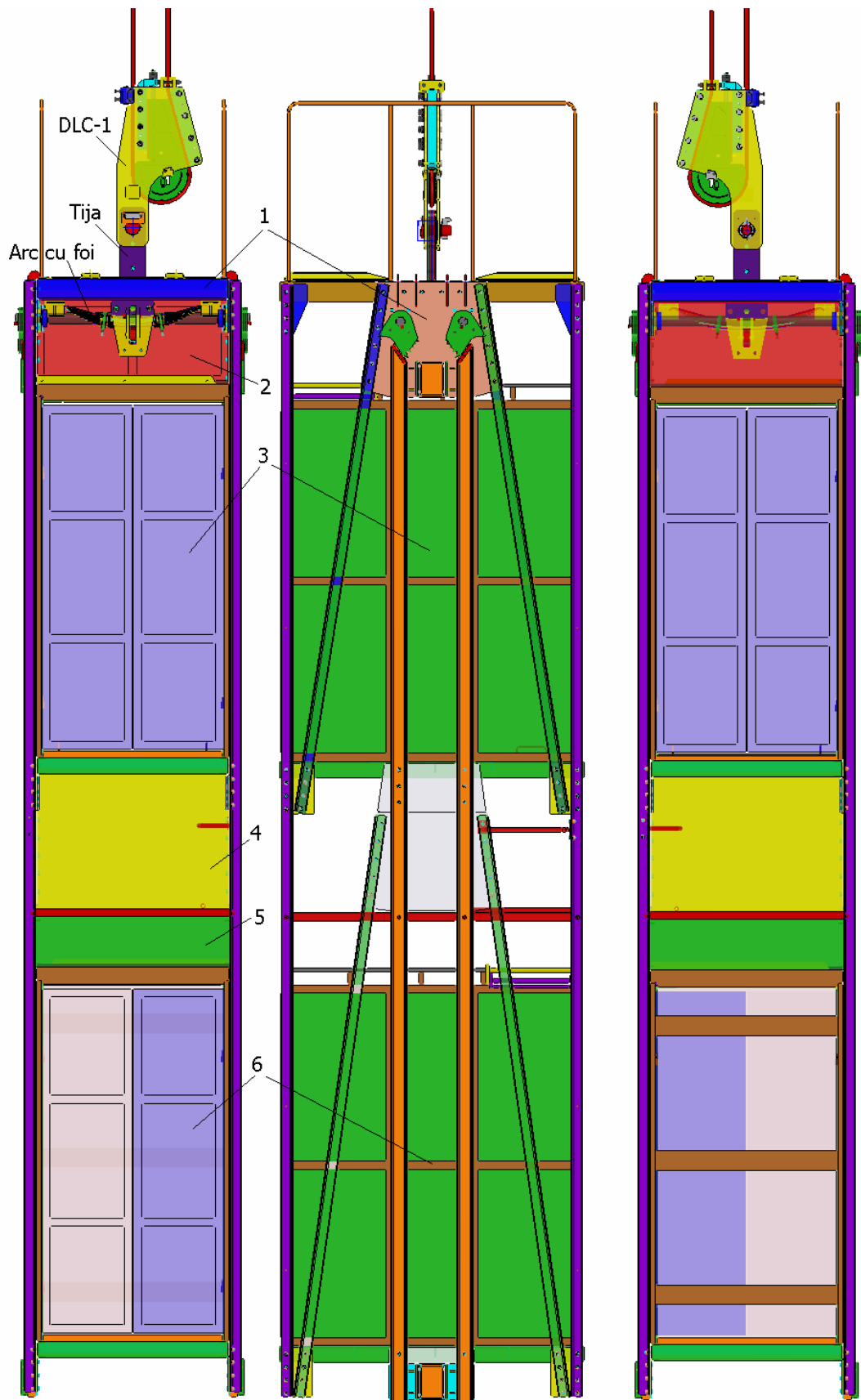


Fig. 3. Construcția coliviei cu două etaje

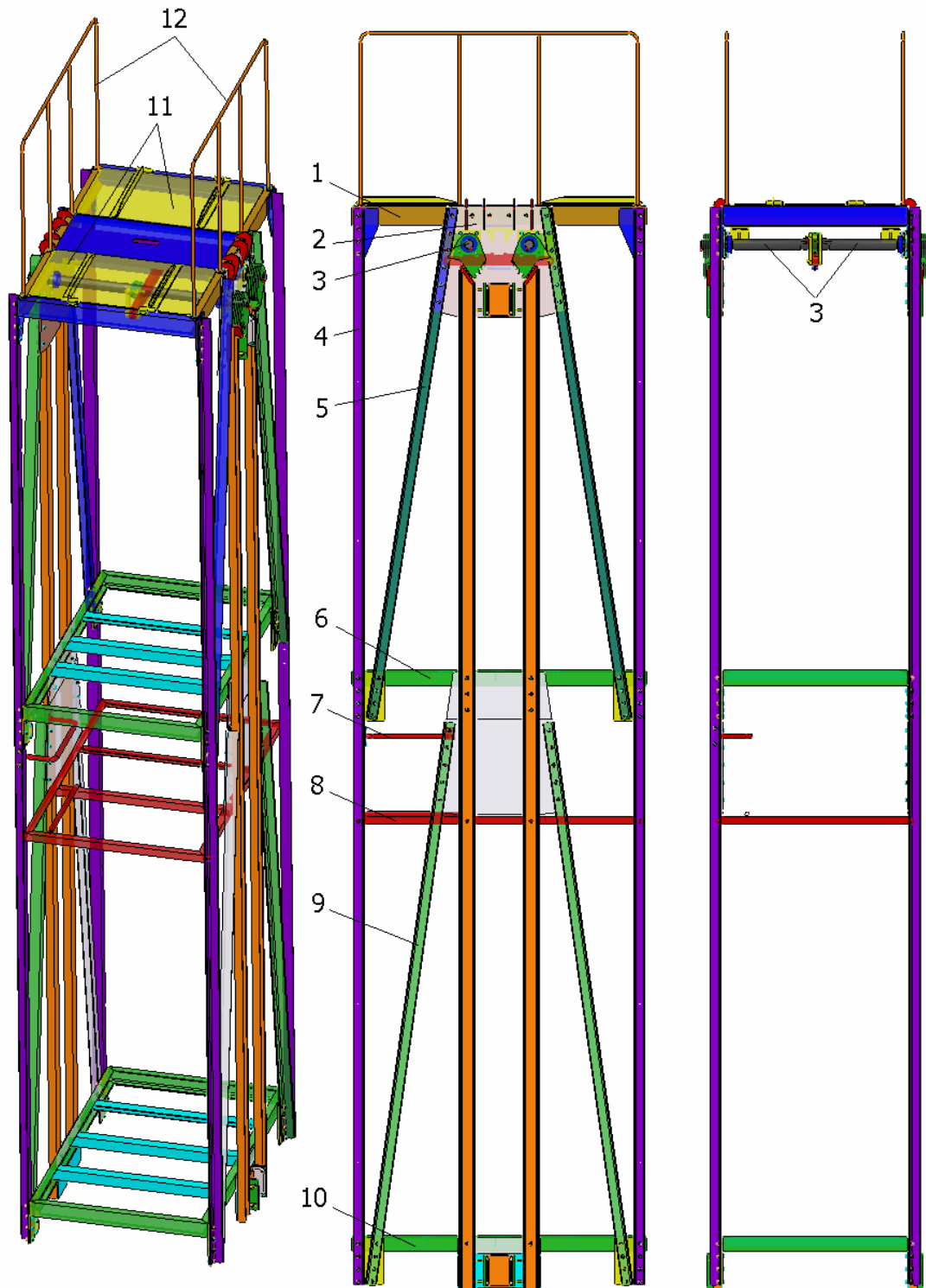


Fig. 4. Construcția cadrului metalic al coliviei cu două etaje

În figura 5a este prezentată poziția de montaj al mecanismului paracăzător pe colivie, când arcul cu 12 foi cu secțiunea 60x6 mm este deformat cu o săgeată de 75 mm, având înmagazinată o energie potențială care produce acționarea mecanismului paracăzător când forța de tractare a tijeii este mai mică de 0,55 din greutatea coliviei, adică s-a produs ruperea cablului. Transmiterea forței de deformare a arcului se transmite pârghiei, reper 10, iar prin

bolțuri și eclise la brațele, reper 7, care produc rotirea axelor, reper 3, și pătrunderea dinților ghearelor în ghidajele de lemn.

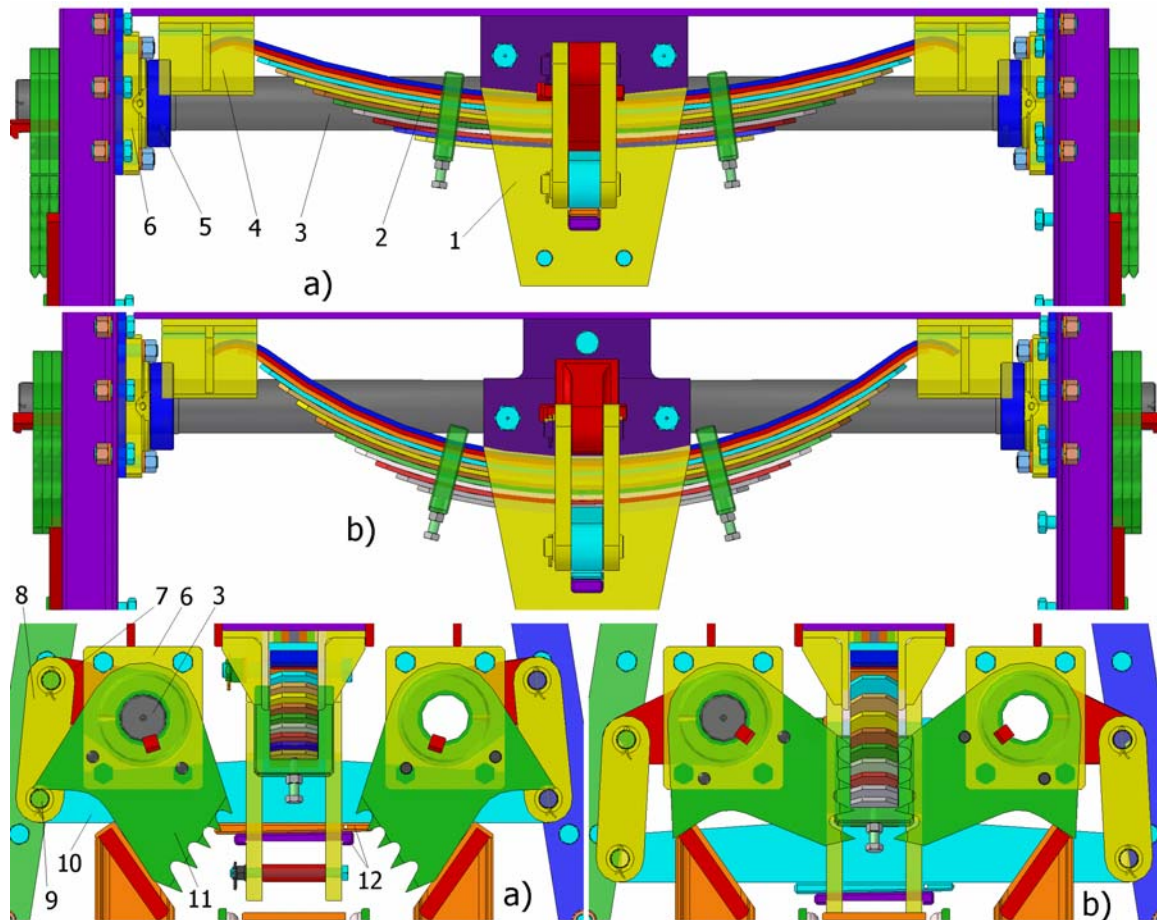


Fig. 5. Construcția mecanismului paracăzător

În figura 5b este prezentată poziția mecanismului paracăzător când arcul s-a destins total, având o înălțime/săgeată interioară de 150 mm. În acest caz dinți gheareii pătrund în ghidajul de lemn pe o adâncime de 41 mm, realizând blocarea coliviei pe ghidajul de lemn. Adâncimea de pătrundere a dinților gheareii este limitată de opritorul de rotire a gheareii de pe lonjeronul central prin forma gheareii, ce are un pînten de oprire, în acest mod se evită posibilitatea de secționare a ghidajului de lemn și căderea coliviei în puț.

În figura 6 este prezentată soluția constructivă a cabinei superioare, care se compune din: 1 – ramă laterală; 2 – perete lateral; 3 – podea; 4 – trapă podea; 5 – ușă dreapta; 6 – ușă stînga; 7 – întăritură tavan; 8 – cadru trapă tavan; 9 – cadru prelungire scară trapă; 10 – acoperiș; 11 – placă tavan.

Cabina superioară este prevăzută cu uși la ambele capete, datorită amplasării rampei de la suprafață pe partea opusă (estică) a puțului față de rampa din subteran, care este pe partea vestică. Ușile cabinei se deschid spre interior cu sistem de închidere și blocare pe exterior, fiind închise și deschise de operatorul uman ce supraveghează rampa puțului.

Rama laterală, podea, trapă podea, ramă ușă și întăritură acoperiș se realizează din lemn presat, iar pereții laterali, placă tavan și placă acoperiș din placa de policarbonat alb cu grosimea de 10 mm. Ușile vor fi prevăzute cu ochiuri din plăci de policarbonat transparent cu grosimea de 6 mm.

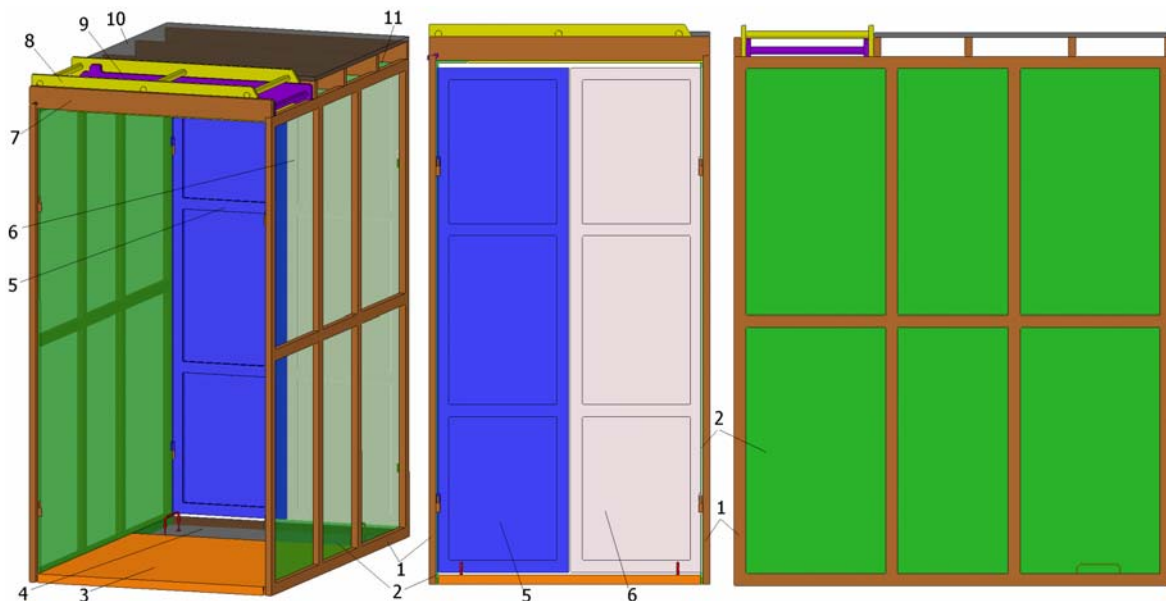


Fig. 6. Construcția cabinei superioare



Fig. 7. Cabină cu trapele deschise

Cadrul trapă tavan și cadrul prelungire scară trapă se realizează din lemn presat, care se blochează și se deblochează din exterior. Cadrul trapei este prins prin două balamale de rama peretelui lateral și prin forma constructivă permite o așezare la 10° față de peretele lateral, ca în figura 7.

În prima fază se deschide trapa din tavan și sunt evacuate persoanele din cabina superioară, după care coboară salvatorul în cabina superioară și ridică trapa din podea și deschide trapa din tavan de la cabina inferioară și se retrage în cabina superioară și supraveghează evacuarea persoanelor din cabina inferioară.

Construcția cabinei inferioare este prezentată în figura 8, fiind compusă din: 1 – ramă laterală; 2 – perete lateral; 3 – podea; 4 – ușă stânga; 5 – ușă dreapta; 6 – întăritură tavan; 7 – cadru trapă tavan; 8 – cadru prelungire scară trapă; 9 – acoperiș; 10 – placă tavan; 11 – întăritură spate; 12 – perete spate.

Construcția cabinei inferioare este asemănătoare cabinei superioare cu deosebirea că un capăt al cabinei este închis prin întărituri din lemn presat, iar peretele din spate se realizează din placă de policarbonat alb cu grosimea de 10 mm.

4. Concluzii

Pe baza soluției constructive a coliviei cu două etaje prezentată în figura 3.1, a breviarului de calcul din capitolul IV și a desenului de ansamblu al coliviei se pot face următoarele precizări:

- dimensiunile coliviei au fost impuse de construcția turnului, respectiv de distanța dintre rampa existentă și primul tronson al turnului de 3560 mm;
- pentru încadrarea în masa actuală a coliviei de 2300 kg s-a impus realizarea coliviei dintr-un cadru metalic, care dă structura de rezistență a coliviei, și două cabine din lemn presat și placi de policarbonat pentru transportat persoane;

- s-au păstrat dispozitivul de legat cablu DLC-1, tija de 160x52 mm și arcul cu 12 foi de pe colivia actuală, ceea ce permite realizarea rapidă și economic a noi colivii cu două etaje;

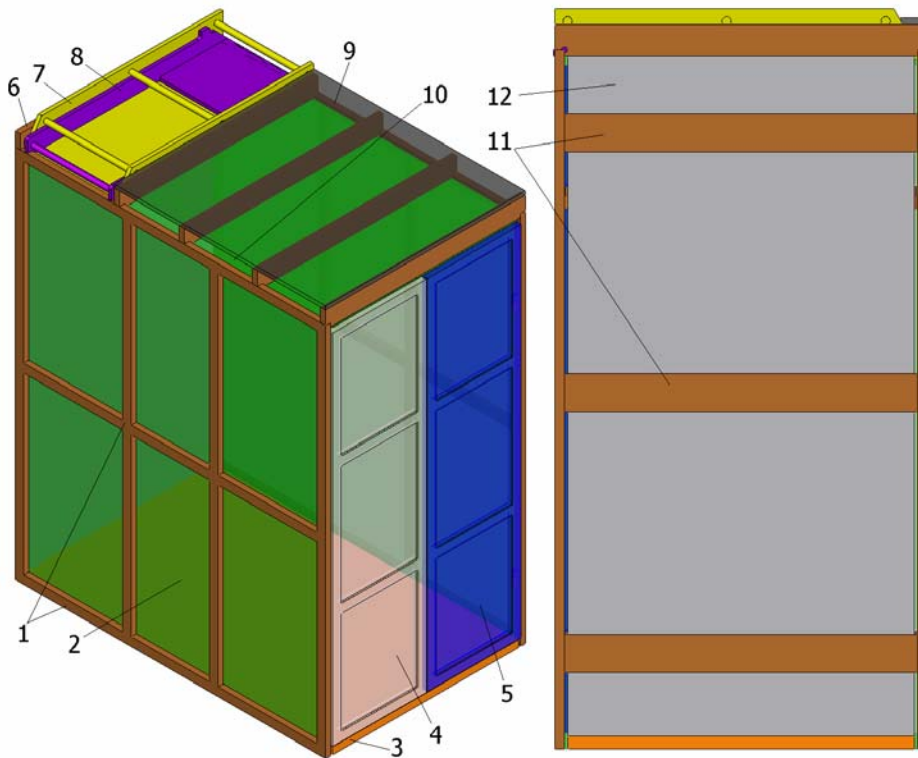


Fig. 8. Construcția cabinei inferioare

- construcția cadrului metalic este ușor de realizat, montat în rampa puțului și de întreținut pe parcursul exploatării, datorită posibilității de montare/demontare a cabinelor de transport persoane și scoaterea acestora în rampele puțului;
- colivia a fost prevăzută cu un cadru intermediar care să permită amenajarea pentru montarea bateriei de alimentare a sistemului de iluminat și instalarea unei stații pentru convorbire între personal și exterior;
- cabina superioară este prevăzută cu uși duble pe ambele părți, datorită amplasării rampelor de la suprafață pe partea estică a turnului și cea din subteran pe partea vestică puțului.
- ușile coliviei se deschid spre interior și se blochează pe exterior, putând să fie deschise doar de operatorul uman de supraveghere din rampa puțului;
- colivia este prevăzută cu sistem de evacuare a persoanelor pe la partea superioară a coliviei în caz de blocare a acesteia pe puț;
- s-a îmbunătățit mecanismul paracăzător, prin limitarea rotirii ghearelor în vederea evitării secționării ghidajului de lemn.

În urma studiului efectuat și a celor precizate mai sus se poate realiza dublarea fluxului de transport persoane pe Puțul Unirea de la Salina Slănic Prahova.

5. Bibliografie

1. Buzdugan, Gh. – *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București, 1979.
2. Magyari, A. – *Instalații mecanice miniere*, Editura Tehnică, București 1990.
3. Muscă G. – *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași, 2006.

STUDIUL STRUCTURII DE REZISTENȚĂ A ROȚII MOTOARE DE LA MAȘINA DE EXTRACȚIE CU SCHIP MK 2,1x4 – E.M. LONEA

Stud. Dicusari Elena – B31

Coordonator conf.dr.ing. Dumitrescu Iosif

Rezumat: Mașina de extracție MK 2,1x4 cu care este echipat puțul vechi cu schip de la E.M. Lonea are o vechime de peste 40 de ani. La roata motoare a acestei mașinii se refăceau anual cordoanele de sudură dintre cele două părți ale butucului și dintre butuc și nervurile corpului roții motoare. Acestea se fisurau după 2...3 luni de funcționare datorită fenomenului de oboseală produs de cele patru cabluri ale schipului. În lucrare se realizează un studiu pe baza unui model de calc privind construcția și dimensiunile roții motoare și solicitările ce apar în funcționarea acesteia. Roata motoare este solicitată de forțele din cele patru cabluri ale schipurilor, de forțele sistemului de frânare și de forțele de fixare prin împănare a inelelor de fricțiune pentru cabluri. De asemenea, toate aceste forțe de solicitare a roții motoare sunt transmise prin butuc arborelui și din arbore la lagărele cu rulmenți. Pe baza studiului efectuat a fost propusă o soluție de refacere a structurii de rezistență a roții motoare ce constă în pretensionarea/strângerea cu 12 șuruburi M36x340 din grupa 8.8 a celor două șaibe de frânare cu butuci aferenți. În acest mod se anulează forța laterală produsă de strângerea inelelor de fricțiune pentru cabluri și se realizează și o presare a părților butucului asemănătoare cu prinderea prin flanșe a țevilor.

1. Introducere

Extragerea din subteran a cărbunelui și a sterilului la E.M. Lonea se realizează prin intermediul instalației de extracție Puț cu schip vechi, ce are în componența sa o mașina extracție MK 2,1x4, amplasată în turn, prevăzută cu două schipuri cu capacitatea de 6,5 tone.

Capacitatea zilnică de producție la E.M. Lonea este de 1200 tone/zi și orice disfuncționalitate în funcționarea mașinii de extracție Puț cu schip vechi poate duce la pierderi importante de producție și periclitarea stării de securitate și siguranța a zăcămintului cât și a personalului muncitor.

În decursul anilor au apărut fisuri la roata mașinii de extracție, fisuri prezente atât pe butuc, cât și pe spițele acesteia, care au evoluat în timp ca dimensiuni și număr.

Pentru reducerea influenței acestor fisuri s-au executat, în decursul anilor, la intervale de 10 - 12 luni operații de reparare prin sudare a zonelor afectate ale roții, fără demontarea acesteia de pe poziția de funcționare.

Pentru determinarea și analiza cauzelor care produc fenomenele descrise mai sus, cât și pentru stabilirea de soluții practice pentru stoparea în timp a fenomenelor mai sus menționate, s-a solicitat din partea E.M. Lonea către Universitatea din Petroșani, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi de a efectua un studiu referitor la funcționarea mașinii de extracție.

2. Prezentarea mașinii de extracție MK 2,1x4 și a problemelor din exploatare

Mașina de extracție propriu-zisă este amplasată în turnul instalației de extracție de la Puț cu schip vechi, figura 1a, axa mașinii este la cota +46,5m față de rampa puțului. Aceasta este destinată transportului cărbunelui și sterilului între stațiile de încărcare din subteran, de la cota -320 m și cea de descărcare de la suprafață, cota +21,5m, având o cursă de 342 m. Forțele necesare pentru deplasarea schipurilor sunt transmise prin forța de frecare dintre cele patru cabluri de extracție și căptușeala de pe roata de fricțiune. Pentru reducerea sarcinii dezechilibrate se folosesc două cabluri de compensare. Tipul mașinii de extracție este MK 2,1x4, a fost achiziționată din fosta URSS și pusă în funcțiune în anul 1967.

Mașina este acționată cu două motoare asincrone, cu $P_n = 2 \times 500$ kW și turația nominală de 490 rot/min, cu rotor bobinat, alimentate la 6 kV, figura 1b. Pornirea și reglarea

vitezei se realizează prin cuplarea sau decuplarea treptelor de rezistențe rotorice, iar la manevrele de poziționare sau la deplasări cu viteze mici (pentru revizia puțului) se utilizează și frâna mecanică de manevră. Pentru amortizarea șocurilor transmise la reductorul principal, la pornirea și oprirea roții motoare, acesta este montat pe două pachete de arcuri de susținere și este fixat de fundație prin două amortizoare. Reductorul este cu două trepte, fiind cu două intrări și o ieșire, având raportul de transmitere 6. Arborele roții motoare este fixat de arborele principal al reductorului printr-un cuplaj rigid cu bolțuri. În figura 1b s-au notat: 1 – motor electric de 500 kW; 2 – cuplaj dințat; 3 – reductor cilindric cu două trepte; 4 – cuplaj rigid cu bolțuri; 5 – roată motoare multicablu cu diametrul de 2,1 m; 6 – pachet de patru arcuri; 7 – amortizor; 8 – cabluri de extracție.

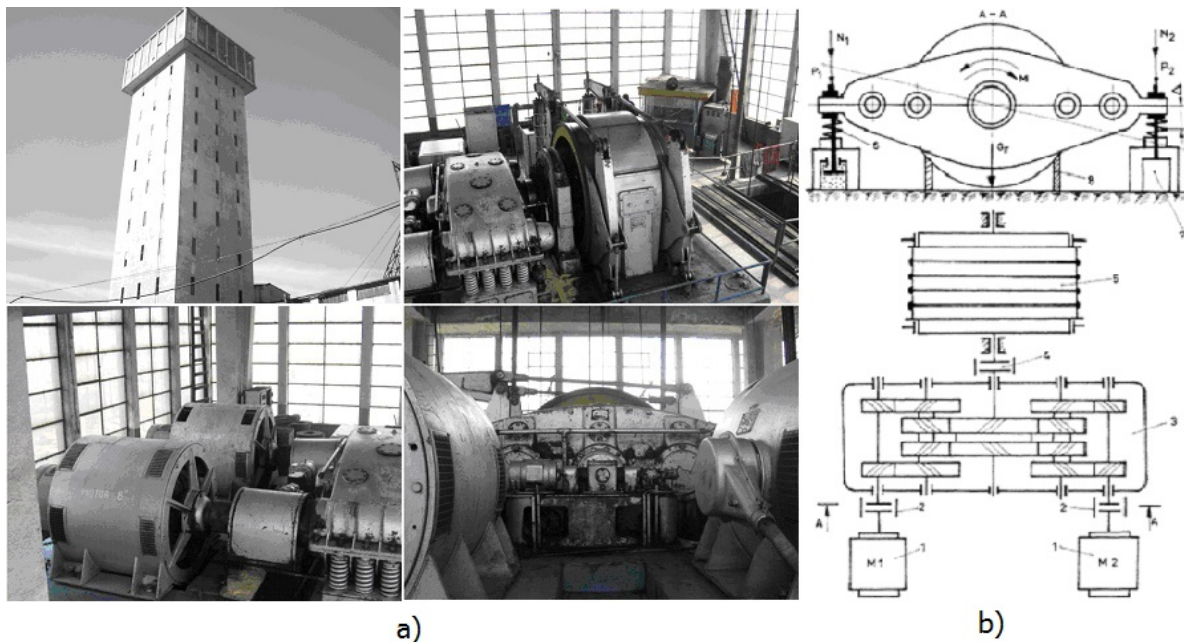


Fig. 1. Mașina de extracție MK 2,1x4 de la Puțul cu Schip Vechi și schema cinematică

Mașina este dotată cu două frâne cu arcuri și contragreutăți, cu deplasarea paralelă a saboților. Comanda frânei de siguranță se realizează prin distribuitor electropneumatic, iar comanda frânei de manevră se realizează cu ajutorul regulatorului electropneumatic și a distribuitorilor electropneumatici. De asemenea, mașina de extracție este dotată cu dispozitive specializate pentru controlul vitezei, controlul integrității lanțului cinematic, controlul supraînălțării în turn.

Recondiționarea anuală a roții motoare prin sudare în zonele de îmbinare a nervurilor radiale cu butucul și în planul de separație a celor doi butuci este prezentată în figura 2a.

Pentru a realiza și influența reductorului asupra roții motoare se prezintă în figura 2b amortizorul de la mașina de extracție E.M. Lonea, iar în figura 2c amortizorul de la mașina de extracție E.M. Livezeni, care a fost montată patru ani mai târziu, 1971. Se observă că cele două amortizoare au construcții diferite și mod de fixare între reductor și fundație diferit, unul prin două articulații iar celălalt fix/rigid, ceea ce face să aibă un mod de funcționare și de amortizare diferit. Cel de la E.M. Lonea are jocuri mari în articulații datorită ovalizării găurilor pentru bolțuri, ce face să se transmită șocuri mari la roata motoare la pornire și oprire.

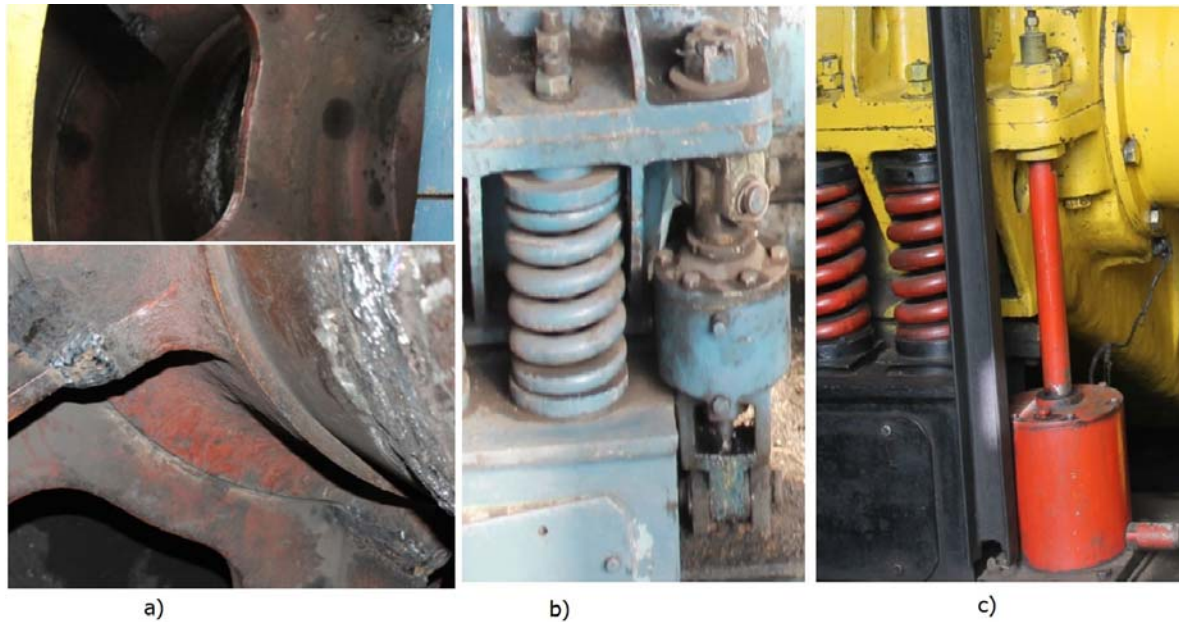


Fig. 2. Tipurile de amortizoare de la mașinile de extracție de la E.M.Lonea și E.M.Livezeni

Toate aceste probleme apărute în exploatarea mașinii de extracție, ce duc la scăderea siguranței în funcționare a acesteia, sunt cauzate de proiectarea, construcția și mai ales de exploatarea mașinii de extracție. Fără a determina cauzele fisurării sudurilor și realizând doar refacerea sudurilor se mărește costul anual de întreținere și exploatare a mașinii de extracție.

3. Studiarea solicitării roții motoare

Pornind de la soluția constructivă, dimensiunile acesteia și modul de asamblare a roții motoare pe arbore, figura 3a, a fost stabilit un model de calcul, figura 3b. În figura 3a s-au notat: 1 - arbore; 2 - roată motoare; 3 - inel de fricțiune; 4 - sabot de strângere; 5 - inel distanțier.

Pe modelul de calcul al roții motoare au fost reprezentate forțele din cele patru cabluri de extracție F_c și forțele laterale F_l . Acestea rezultă în urma strângerii prin împănare a discurilor de fricțiune pe mantaua roții cu ajutorul saboților, respectiv al șuruburilor M24x140, figura 3c. În figura 3c s-au notat: 1 - construcția metalică a roții; 2 - inele de fricțiune; 3 - sabot de strângere; 4 - șurub M24x140.

Forța laterală a fost determinată din momentul de frecare dintre inele de fricțiune și mantaua roții, care trebuie să fie de trei ori mai mare de cât momentul dinamic de acționare sau frânare pentru un coeficient de frecare de 0,15, conform literaturii de specialitate.

S-a considerat că forțele laterale rezultate în urma strângerii inelelor de fricțiune pentru cablu sunt preluate de mantaua cilindrică exterioară, figura 3d, rezultând o tensiune de întindere de 4 N/mm^2 la $\alpha = 7^\circ$.

S-a considerat construcția metalică exterioară a roții ca un cadru dreptunghiular încastrat pe butucul roții motoare, care este montat prin fretare pe arborele roții, având o rigiditate mare. În figura 4 este prezentat modelul de calcul pentru sistemul static nedeterminat la partea superioară, figura 4a, la partea inferioară este același model dar lipsesc forțele date de cabluri, prin tăierea cadrului după axa de simetrie. Pentru a verifica zona de îmbinare prin sudare dintre nervuri și butuc s-a luat din manta o secțiune cu pasul unghiular de 60° și nervura centrală. Pentru a putea rezolva sistemul static nedeterminat au trebuit stabilite momentele de inerție ale tronsoanelor, s-au ales secțiunile cu momentul de inerție cel mai mic pe tronsoanele 2 – 4, figura 5a, și 4 - 5, figura 5b. Pentru determinarea tensiunii în

cordorul de sudură al nervurii cu butucul roții au fost stabilite caracteristicile geometrice ale secțiunii, care sunt prezentate în figura 5c.

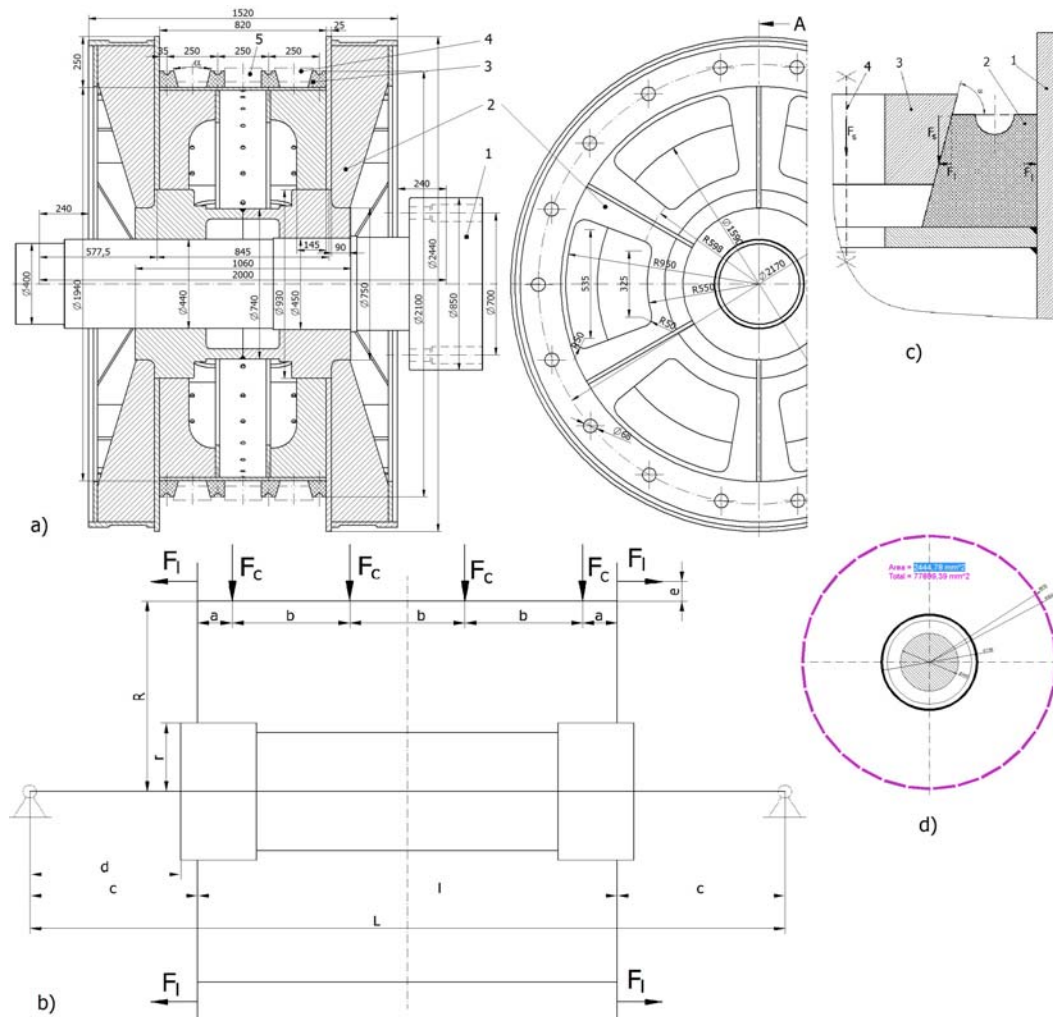


Fig. 3. Soluția constructivă și modelul de calcul pentru roata motoare

Pentru solicitarea sectorului circular al mantalei s-au luat forțele din cablurile de extracție la jumătate, acoperitor după modul de repartizare a presiunii pe unghiul de înfășurare a cablului. Forța laterală a fost considerată pentru șase șuruburi de strângere.

A fost rezolvat sistemul static nedeterminat prin metoda sarcinii unitare - Mohr-Maxwell și procedeul Veresceaghin, atât la partea superioară cât și la partea inferioară. Diagramele de moment încovoietor, forță normală și forță tăietoare sunt prezentate în figura 4b pentru partea superioară și în figura 4c pentru partea inferioară.

Pentru a vedea influența forței laterale s-a ales variabil unghiul de înclinare al laturii sabotului între 10° și 0° , în cazul de la E.M. Lonea unghiul este de aproximativ 7° . Rezultatele obținute sunt prezentate în figura 6, astfel: a – forța laterală produsă prin strângerea inelelor de frecare ale roții motoare; b – tensiunea de încovoiere în secțiunea din figura 5c (1 – pe partea superioară la întindere, 2 - pe partea inferioară la întindere, 3 - pe partea inferioară la compresiune, 4 - pe partea superioară la compresiune); c – coeficienții de siguranță (1 – în manta, 2 – în peretele lateral, 3 – îmbinarea perete lateral cu butucul, 4 – în cordonul de sudură, 5 – la oboseală prin încovoiere).

Din figura 6 rezultă că forța laterală, rezultată în urma strângerii inelelor de fricțiune pentru cabluri, este direct proporțională cu unghiul de înclinare al laturii sabotului și are o

influență mare asupra tensiunilor din manta, peretele lateral și îmbinarea peretelui cu butucul. Tensiunile produse de forțele normală și tăietoare sunt mici în comparație cu tensiunea produsă de momentul încovoietor, care variază direct proporțional cu unghiul de înclinare.

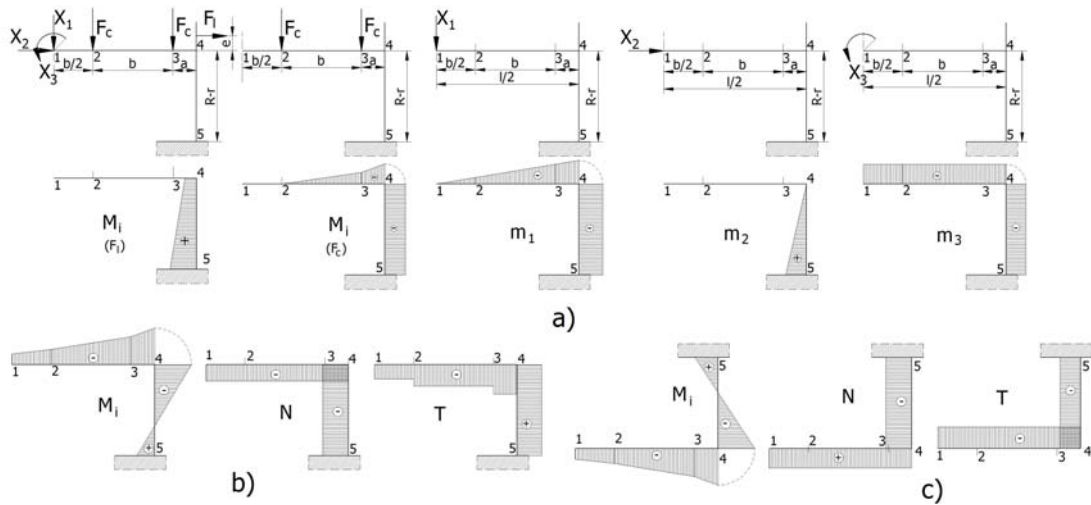


Fig. 4. Modelul de calcul pentru sistemul static nedeterminat al roții motoare și diagramele de moment, forță normală și forță tăietoare pentru partea superioară și inferioară

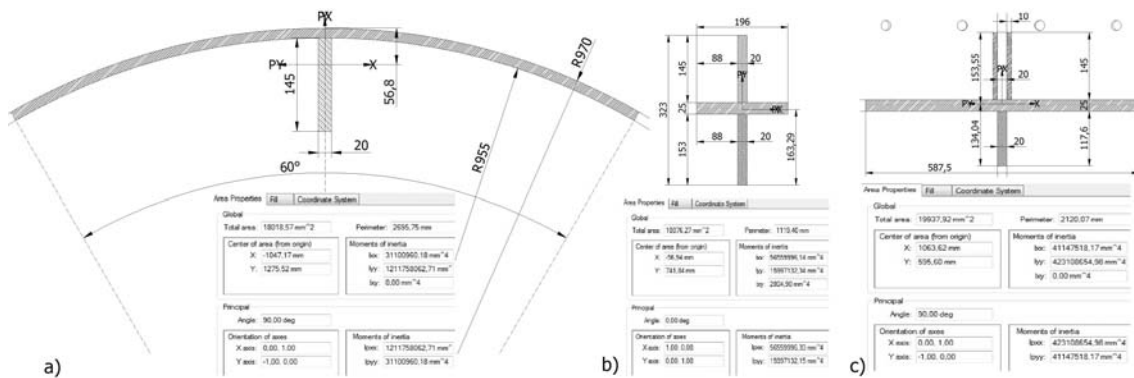


Fig. 5. Caracteristicile geometrice ale secțiunilor critice pe tronsoanele 2-4 și 4 - 5

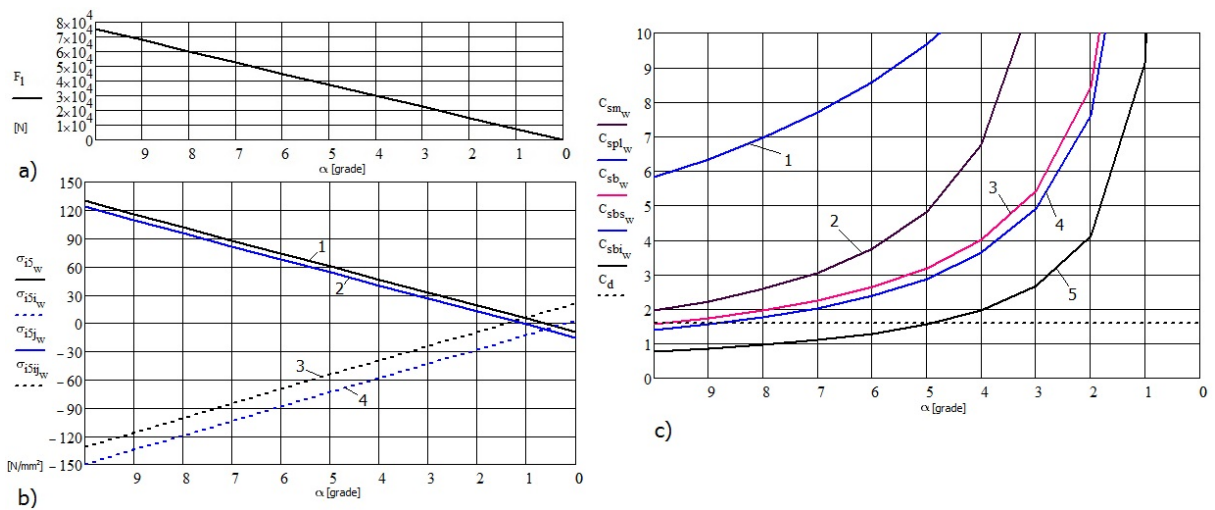


Fig. 6. Rezultatele rezolvării sistemului static nedeterminat al construcției metalice a roții

Coeficienții de siguranță au fost comparații cu coeficientul dinamic al instalațiilor de extracție $C_d = 1,6$. Rezultând că valorile cele mai mici le are coeficientul de siguranță a cordonului de sudură.

Breviarul de calcul al arborelui roții motoare a fost realizat pe baza unui model de calcul al arborelui, figura 7, unde forțele din butuc au fost reduse la axa arborelui și au fost dublate pentru a ajunge la forțele din cablurile de extracție. Pe lângă forțele date de roata motoare pe axa arborelui au mai fost puse greutatea roții motoare, greutatea reductorului și forța elastică dată de cele opt arcuri de compresiune. Aceasta a fost luată variabilă, cu valori pentru trei cazuri, arcurile comprimate la 9,5 mm, la 19,5 mm (conform documentației) și la 29,5 mm.

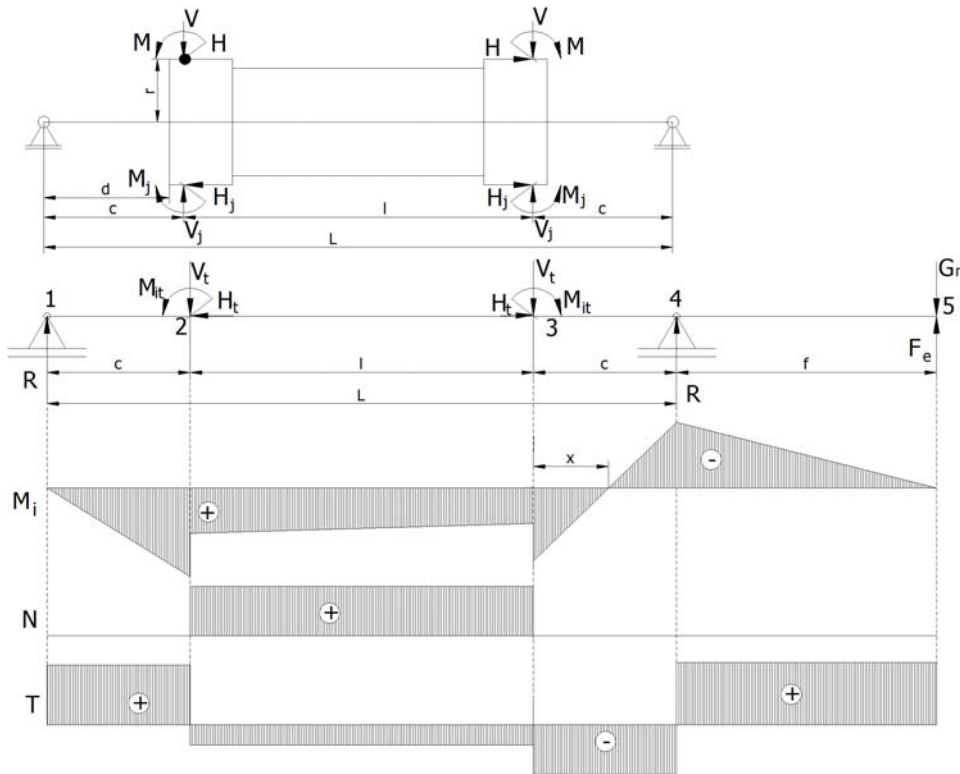


Fig. 7. Modelul de calcul pentru butuc și arborele roții motoare

Pe baza acestui model de calcul au fost determinate reacțiunile în cele două reazeme (lagărele cu rulmenți), momentele încovoietoare, forțele normală și tăietoare și tensiunile de încovoiere, tăietoare și echivalentă pentru zona centrală a butucului unde se află cordonul de sudură și pentru extremitatea butucului roții. Coeficienți de siguranță pentru solicitarea statică în zona cordonului de sudură și în arbore au valori mai mari de 16.

Cu ajutorul tensiunilor de încovoiere determinate, a amplitudinii de variație a acestora și a coeficienților de corecție privind concentratorii de tensiune s-a realizat verificarea la oboseală a arborelui pentru în cele două secțiunii critice, rezultând:

- pentru zona cordonului de sudură nou realizat, executat fără control și prelucrare la nivelul butucului ($v_1=0,5$, $v_2=0,6$), valorile coeficientului de siguranță de $C_{sI}=1,274$, $C_{sII}=0,626$ și $C_{sIII}=0,415$;
- pentru zona cordonului de sudură vechii, executat în clasa de calitate II și prelucrat la nivelul butucului ($v_1=0,8$, $v_2=1,1$), valorile coeficientului de siguranță de $C_{sI}=3,735$, $C_{sII}=1,837$ și $C_{sIII}=1,218$;
- pentru zona marginii butucului valorile coeficientului de siguranță de $C_{sI}=2,272$, $C_{sII}=1,923$ și $C_{sIII}=1,667$;

Valorile tensiunilor de încovoiere și ale coeficienților de siguranță la oboseală nu sunt influențate de valoarea unghiului de înclinare a laturii sabotului. Acestea sunt influențate foarte mult de modul de montare a reductorului pe arcurile de compresiune.

Pentru îmbunătățirea funcționării mașinii de extracție de la puțul vechi cu schip E.M. Lonea se recomandă în primul rând schimbarea celor două amortizoare defecte sau repararea acestora și consolidarea roții motoare pentru a reduce deformația elastică a arborelui acesteia, astfel se va îmbunătăți funcționarea reductorului. Reducerea deformației arborelui se poate realiza prin creșterea momentului de inerție geometric al secțiunii transversale a roții motoare.

4. Soluția de consolidare a roții motoare

În figura 7 sunt prezentate modelele 3D al roții motoare asamblată pe arbore pentru varianta constructivă inițială, figura 7a, pentru varianta consolidată cu șase nervuri pe butuc, figura 7b, și pentru varianta consolidată cu douăsprezece șuruburi M36x340 între șabilele de frânare ale roții motoare, figura 7c. Pentru cele două variante de consolidare au fost determinate masa și momentul de rotație/inerție masic, care are importanță la pornirea și oprirea mașinii de extracție.

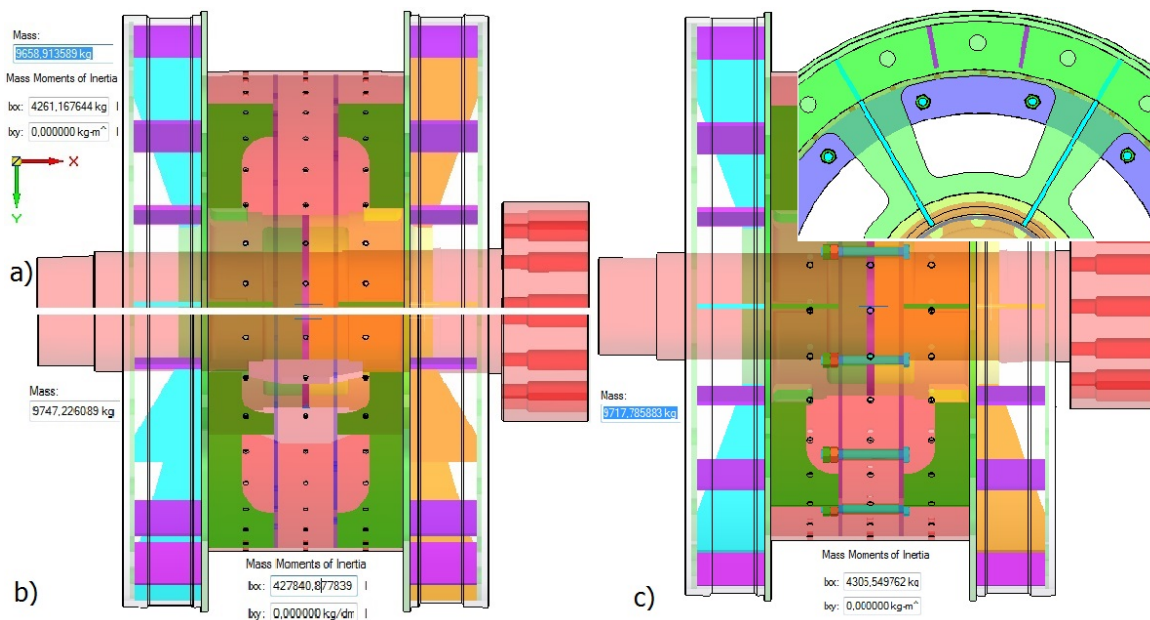


Fig. 7. Modelele 3D ale roții motoare și a variantelor constructive de consolidare

Dintre cele două soluții de consolidare a roții motoare se recomandă consolidarea prin șuruburi M36x340 datorită avantajelor prezentate mai sus.

În figura 8 este prezentată soluția constructivă de consolidare a roții motoare prin șuruburi M36x340, unde s-au notat: 1 – arbore roată motoare; 2 – construcția metalică a roții motoare; 3 – șurub M36x340; 4 – bucsă distanțier; 5 – pachet de șabile de compensare $\Phi 38 \times \Phi 50 \times (2, 1, 0,5, 0,3)$; 6 – piuliță M36.

Executarea găurilor de trecere prin cele două flanșe interioare se realizează cu o mașină de găurit și frezat cu talpă magnetică cu un burghiu carotier cu diametru de 38 mm sau cu burghiu elicoidal și lărgitor tip freză cilindro-frontală, cu poziționare după trasaj. Trasajul se execută cu ajutorul unui șablon pentru două găuri, ce are ca baze de referință suprafața cilindrică interioară a mantalei și nervurile radiale interioare ale roții motoare. Șablonul se va executa doar după verificarea cotelor de gabarit ale mașinii de găurit.

Bucșele distanțier se execută din țevă de $1^{1/2}$ la aceeași lungime de 227 mm și având suprafețele frontale paralele și perpendiculare pe axa țevii. Șabilele de compensare se execută

din tablă cu grosimea de 2 mm, 1 mm, 0,5 mm și 0,3 mm din aluminiu moale. Montarea bușelor distanțiere, șabilelor de compensare, șuruburilor de M36x340 din grupa 8.8 și piulițelor M36 din grupa 8 se face în găurile aflate în planul orizontal ce conține axa arborelui.

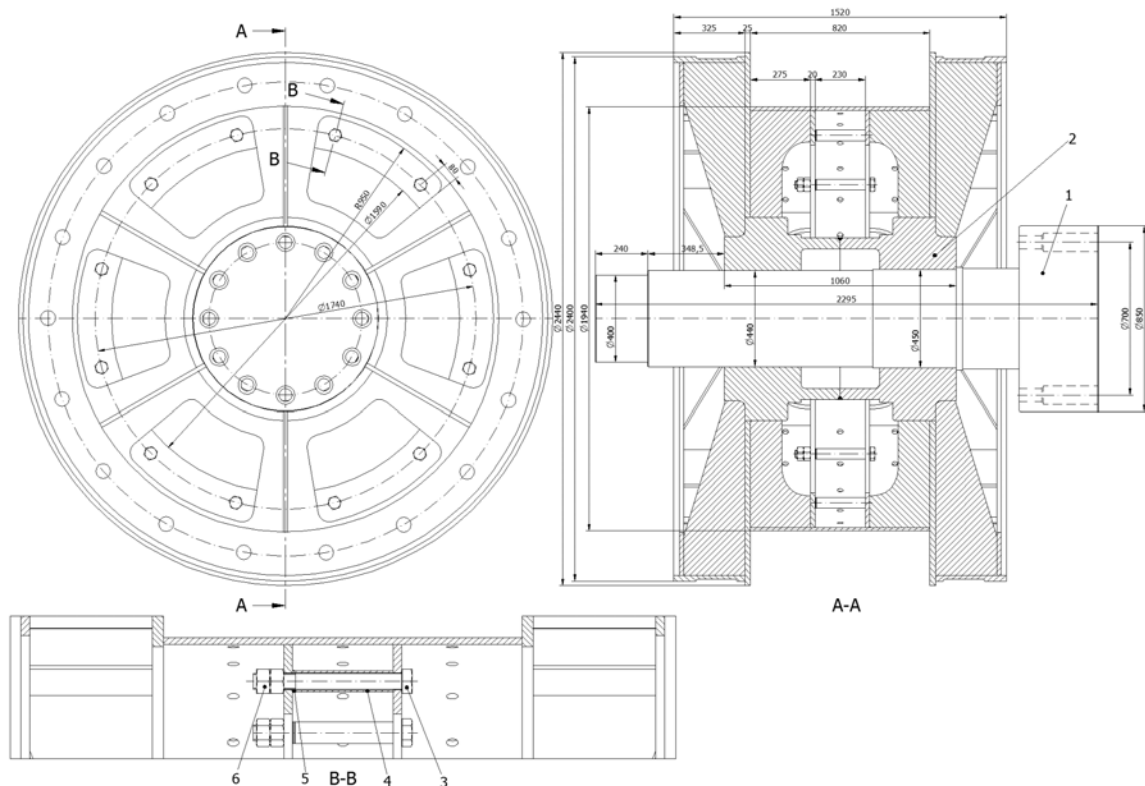


Fig. 8. Soluția constructivă de consolidare a roții motoare prin șuruburi M36x340

5. Concluzii

Soluția de consolidare a roții motoare prin strângere cu șuruburi M36x340 prezintă următoarele avantaje:

- nu este condiționată de compoziția chimică și caracteristicile mecanice ale elementelor constructive ale roții ca la consolidare prin sudare;
- anulează efectul negativ al forței laterale produsă prin strângerea inelelor de fricțiune pentru cabluri asupra îmbinării peretelui lateral cu butucul roții;
- realizează o fixare a butucilor roții, prin fixarea tip flanșă, mai bună de cât cea realizată prin cordonul de sudură și mărește rigiditatea construcției roții motoare;
- permite reglarea forței de strângere a șuruburilor prin măsurarea dinamometrică a momentului de înșurubare, ceea ce poate duce la reducerea săgeții de deformare a arborelui roții centrale a reductorului și la îmbunătățirea funcționării acestuia;
- prețul de realizare este redus, sub 7 000 lei.

6. Bibliografie

1. Buzdugan, Gh. – *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București, 1979.
2. Magyari, A. – *Instalații mecanice miniere*, Editura Tehnică, București, 1990.
3. * * * - *Analiza privind funcționarea mașinii de extracție puț vechi cu schip E.M.Lonea*, Comandă de achiziție nr. 182/ 18.10.2013, E.M.Lonea.

STUDIUL TAMBURULUI DE ÎNFĂȘURARE A CABLULUI DE LA MECANISMUL DE RIDICARE AL EXCAVATORUL CU ROTOR EsRc-1400

Stud. Nicolescu Gh. Ion – M41
Stud. Socîte I. Constantin – M41

Coord. Șef lucr.dr.ing. Cozma Bogdan-Zeno

1. Introducere

Extragerea cărbunelui în cariere se utilizează abia la începutul secolului XX, ea se dezvoltă foarte rapid, odată cu perfecționarea excavatoarelor și a sistemelor de transport adecvate, astfel încât în 1950 din cariere se extrag 48% din producția mondială a substanțelor minerale utile, în 1970 acest procent crește la 75%. În prezent producția mondială de cărbune brun și lignit într-o proporție de peste 90% se extrage din cariere.

În etapa actuală se constată o trecere de la utilizarea extensivă a utilajelor de extragere a cărbunilor la cea intensivă, care duce la creșterea producției nu numai prin investiții, dar mai ales prin creșterea indicilor de utilizare al instalațiilor și utilajelor.

Pe plan mondial, în momentul de față se utilizează două tipuri de mecanisme de ridicare – coborâre a brațului excavatoarelor cu rotor:

- mecanism de ridicare – coborâre hidraulic cu motoare hidraulice liniare de forță;
- mecanism de ridicare – coborâre cu troliu mecanic, scripeți și cabluri.

Mecanismul cu troliu, scripeți și cabluri metalice este cel mai utilizat.

În figura 1 este prezentată o vedere de ansamblu a excavatorului EsRc-1400 în care se poate evidenția mecanismul de ridicare și structura metalică aferentă.



Fig. 1. Vedere de ansamblu a excavatorului cu rotor EsRc-1400

Mecanismul de ridicare a brațului cu roata portcupe este așezat pe cutia contragreutății

de la capătul brațului de echilibrare și permite ridicarea sau coborârea brațului, în plan vertical, în funcție de necesitățile de exploatare.

Platforma superioară a excavatorului este amplasată deasupra șasiului de bază și se poate roti față de aceasta prin intermediul rulmentului de sprijin și rotire, \varnothing 8650 mm, cu coroană dințată.

Coroana dințată și calea de rulare inferioară a rulmentului sunt solidarizate de șasiul de bază, iar calea de rulare superioară este solidarizată de platforma rotitoare. Rotirea platformei cu toată construcția superioară ce se sprijină pe aceasta se realizează cu ajutorul mecanismului de rotire. Mecanismul de rotire este protejat prin cuplajul de siguranță care oprește acționarea la suprasarcină. În mijlocul platformei este amplasată lăgăruirea podului de legătură dintre excavatorul propriu-zis și căruciorul de încărcare.

Pe platforma rotitoare se sprijină cei patru stâlpi ai turnului. De turn este fixat brațul de echilibrare, iar în partea opusă a acestuia este articulată, prin intermediul a două axe, brațul roții cu cupe.

De turn mai este articulată stâlpul care susține blocul rozelor de ghidare a cablului de la mecanismul de ridicare a brațului roții cu cupe. La capătul brațului de echilibrare se găsește cabina basculabilă pentru balast. Pe cutia de balast este montat mecanismul de ridicare a brațului. Pe partea (contravântuirea) superioară a brațului de echilibrare este amplasată calea de rulare pentru macaraua de 10 tone, folosită la montaj și reparații.

Capătul stâlpului articulată la blocul cu role, este legat de cutia pentru balast prin intermediul a două cabluri de ancorare. Platforma rotitoare preia sarcini de compresiune de la construcția superioară, dar și momente din mișcările de rotire ale acesteia.

2. Construcția și funcționarea mecanismului de ridicare

În figura 2 este prezentat mecanismul de ridicare, unde s-au notat: 1 – motor electric 275 kW/1000 rot/min; 2- cuplaj elastic 300 cu șaiabă de frână Φ 710; 3 – frână 710/300 cu saboți, contragreutate și ridicător electrohidraulic, 600 daN·m; 4 – reductor cilindric 2H-M-1060-0; 5 – apărătoare frână; 6 – semicuplaj cu șaiabă de frână; 7 – cuplaj dințat, moment maxim 72 000 N·m; 8- lagăr Φ 200, var. I; 9 – pinion $Z=19$, $m=22$; 10 - lagăr Φ 200, var. II; 11 – roată dințată $Z=172$, $m=22$; 12 – tambur cablu; 13 – șasiu (construcția cutiei de balast); 14 – apărătoare transmisie exterioară.

Acționarea troliului se realizează cu un motor electric ce transmite mișcarea la un reductor.

Reductorul este cu două trepte de transmitere, cu roți dințate cilindrice și ungeri prin barbotare. Arborele pinion de la treapta I iese în afară cu ambele capete. La unul din capete se montează cuplajul elastic cu șaiaba de frână \varnothing 710, ce face legătura cu motorul electric, iar la celălalt capăt se montează o șaiabă de frânare cu același diametru \varnothing 710, iar pe acestea se asamblează cele două frâne cu doi saboți și contragreutăți.

În continuare, mișcarea de la reductor se transmite prin cuplajul dințat la axul pinion, care angrenează cu roata dințată cilindrică, formată din două părți cu diametrul de divizare de 3784 mm. Această roată se îmbină prin flanșe pe construcția metalică a tamburului, tambur ce se sprijină prin intermediul unui ax pe lagărele radiale cu bucșe, având diametrul de așezare a cablului de 1600 mm.

Rezemarea roții cu cupe pe sol este periculoasă, datorită faptului că se deplasează centrul de greutate al întregului ansamblu al excavatorului. Pentru a asigura o funcționare corespunzătoare, pe mecanismul de ridicare-coborâre a brațului sunt montate dispozitive de siguranță (întrerupător centrifugal, limitator de cursă cu rotații, dinamometru hidraulic de compresiune).

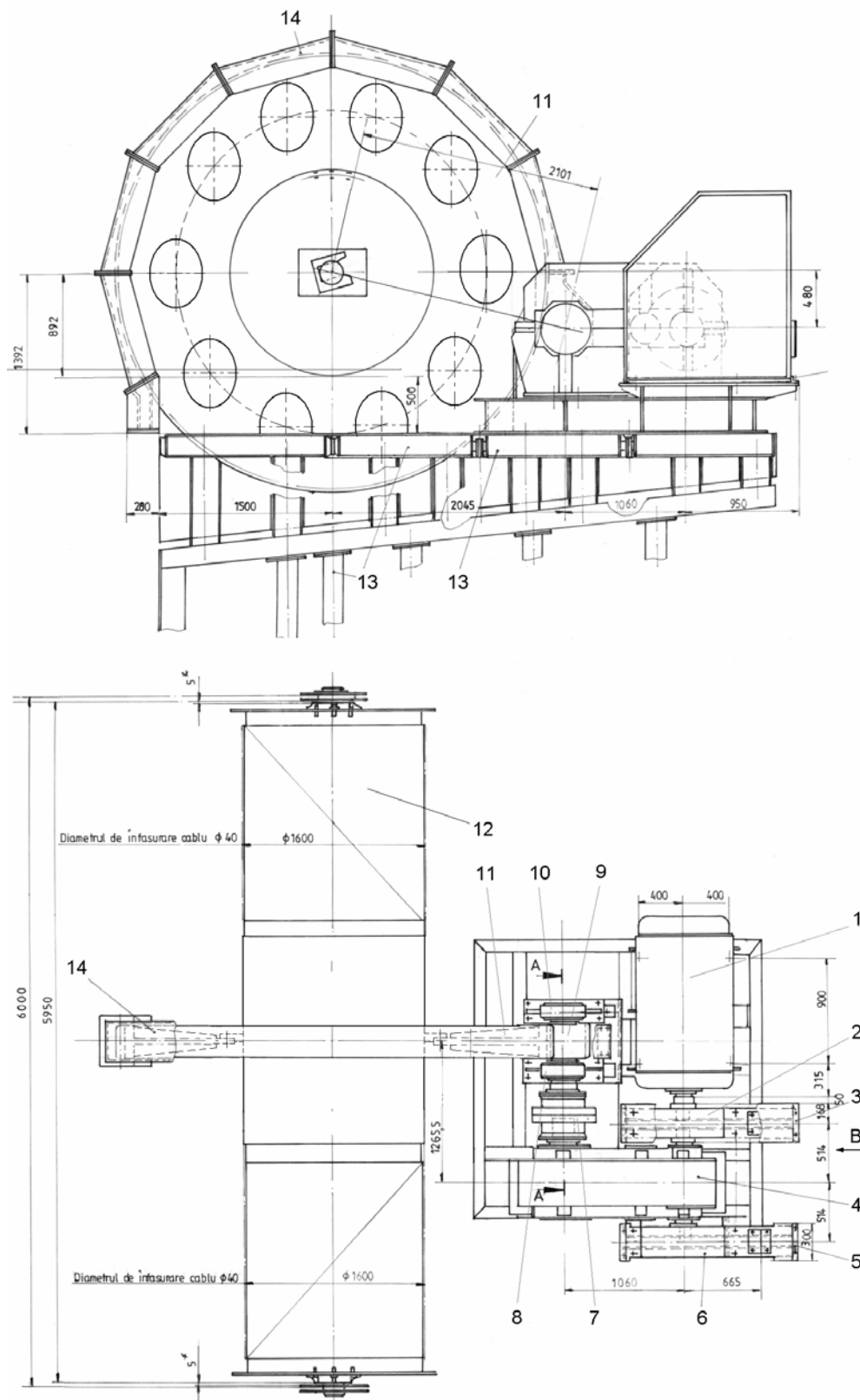


Fig. 2. Mecanismul de ridicare-coborâre a brațului excavatorului

Tamburul pe care se înfășoară cablul de tracțiune, figura 3, este o construcție metalică sudată, pe care se fixează, cu organe de asamblare, roata dințată și capetele cablului. În figura 3 s-au făcut următoarele notații: 1 – arbore tambur Φ 200; 2 – construcția metalică a

tamburului; 3 – roată dințată $z=172$, $m=22$; 4 – plăcuță de blocare a arborelui; 5 – placă de fixare; 6 – placă de uzură; 7 – bucșă lagăr; 8 – bridă de prindere cablu.

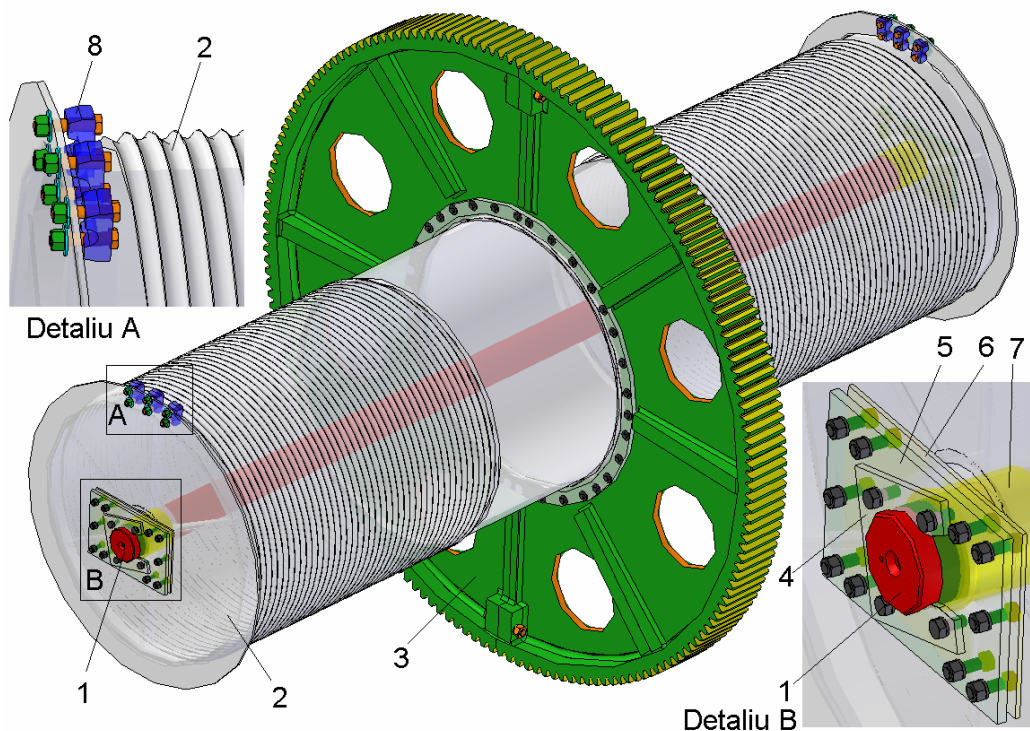


Fig. 3. Tamburul de înfășurare a cablului

Din reprezentarea spațială din figura 3 rezultă modul de realizare a roții dințate din două bucăți, cu montarea acestora pe suportul sudat pe construcția metalică a tamburului, precum modul de fixare a capetelor de cablu pe construcția metalică și modalitatea de blocare a arborelui tamburului.

3. Dimensionarea și verificarea tamburului de înfășurare a cablului

În figura 4 este prezentat modelul de calcul al tamburului de înfășurare a cablului mecanismului de ridicare a excavatorului, cu poziționarea forțelor din cablu în plan orizontal F_{ch} și în plan vertical F_{cv} și a forțelor din angrenajul cilindric F_{ah} și F_{av} . Pentru forțele din cablu s-a luat poziția variabilă a acestora pe plaja $d_{38} = 144 \dots 1816$ mm cu pasul canalului tamburului de 44 mm. Forțele din angrenajul cilindric au fost determinate în funcție de forța tangențială F_t și radială F_r a angrenajului, respectiv de unghiul de poziționare a liniei de angrenare față de planul orizontal.

Cu ajutorul modelului de calcul al tamburului de înfășurare a cablului au fost determinate reacțiunile în lagărele tamburului, momentele încovoietoare în plan orizontal și vertical și s-au determinat tensiunile echivalente în zonele de înfășurare a cablurilor și în zona centrală a tamburului. Valorile tensiunilor de încovoiere prezentate în figura 5 sunt mai mici de cât tensiunea admisibilă pentru solicitare alternant simetrică a oțelului OT400 $\sigma_a = 55$ N/mm².

De asemenea, s-a urmărit influența uzurii axiale și radiale a canalelor de înfășurare a cablurilor asupra alungirii acestora, prezentată în figura 6 pentru 1 canal Δl_1 , pentru 5 canale Δl_5 și pentru 10 canale Δl_{10} .

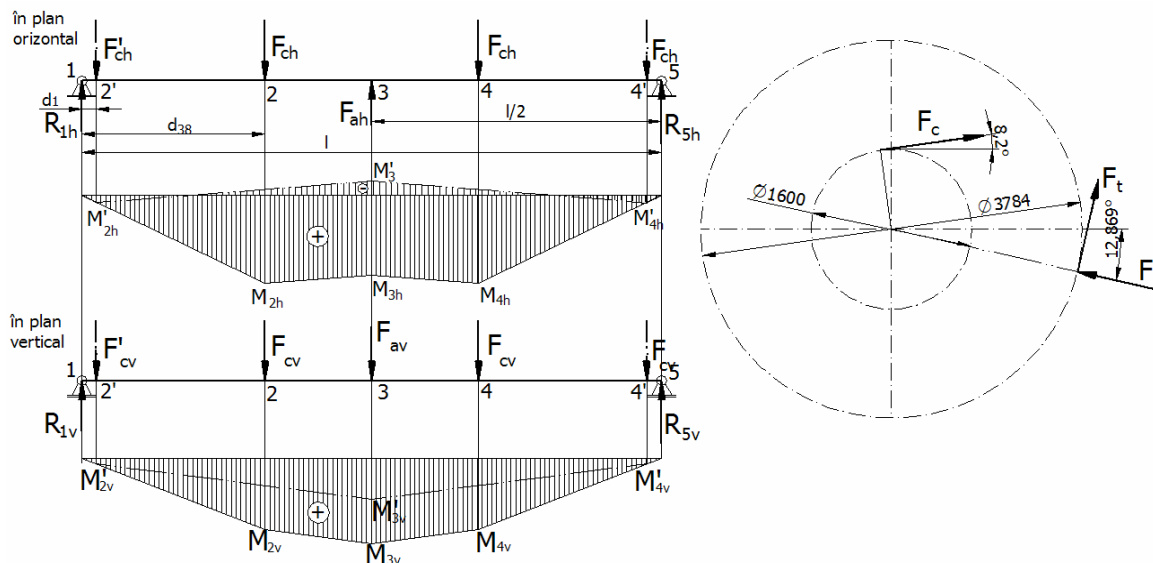


Fig. 4. Modelul de calcul al tamburului de înfășurare a cablului

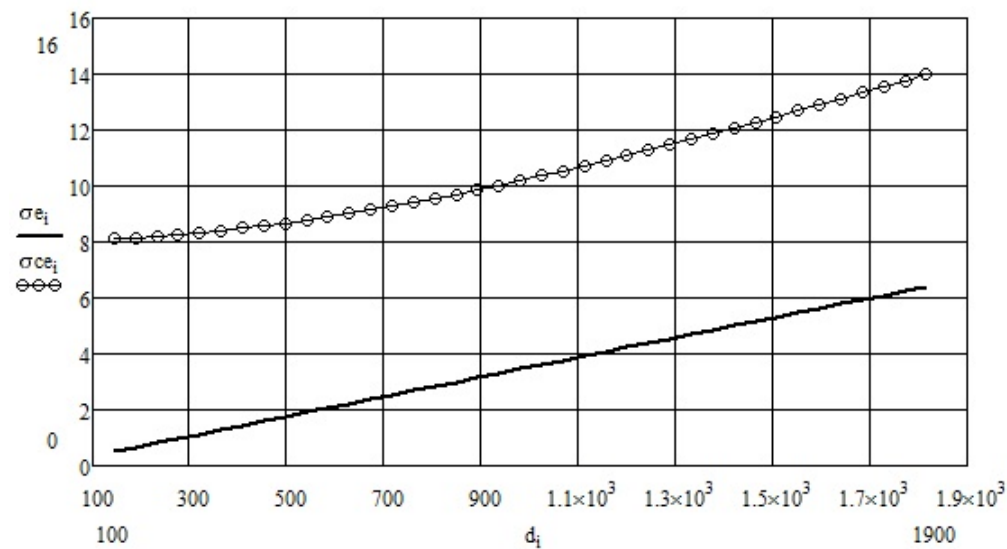


Fig. 5. Modul de variație a tensiunii de încovoiere în funcție de poziția cablului

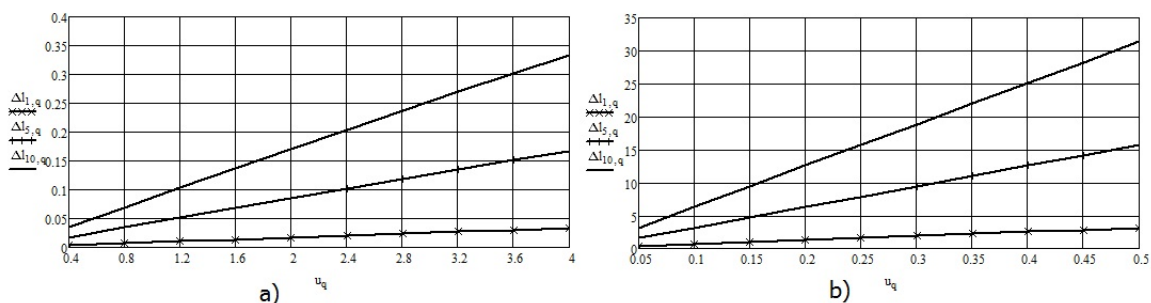


Fig. 6. Influența uzurii axiale și radiale a canalelor tamburului asupra alungirii cablului

Din figura 6 se observă că alungirea cablului crește foarte mult la uzura radială, având o influență de aproximativ 100 de ori mai mare de cât uzura axială.

4. Soluții de îmbunătățire a construcției tamburului de înfășurare a cablului

Pornind de la defectele apărute de-a lungul timpului la mecanismul de ridicare-coborâre a brațului excavatorului cu rotor, coroborat cu experiența dobândită în exploatarea acestora, s-au conceput două variante constructiv-funcționale de tambur pentru înfășurarea cablului de tracțiune, care vor fi codificate în continuare ca fiind varianta I și varianta II.

Prezentarea tamburului pentru înfășurarea cablului – varianta I

În figura 7 este prezentată soluția de ansamblu a tamburului pentru înfășurarea cablului de tracțiune, varianta I, în legenda căreia sunt menționate elementele componente ale acestui subansamblu, și din care, prin comparație cu varianta clasică, prezentată în capitolul I, rezultă modernizările care au fost efectuate. Noul tambur se compune din: 1 – arbore tambur $\varnothing 200$; 2 – construcția metalică a tamburului; 3 – discuri de frână; 4 – roată dințată $z=172$, $m=22$; 5 – colier de prindere cablu; 6 – capac de vizitare; 7 – garnitură din cauciuc; 8 – placă de fixare; 9 – plăcuță de blocare a arborelui; 10 – placă de uzură; 11 – bucsă lagăr.

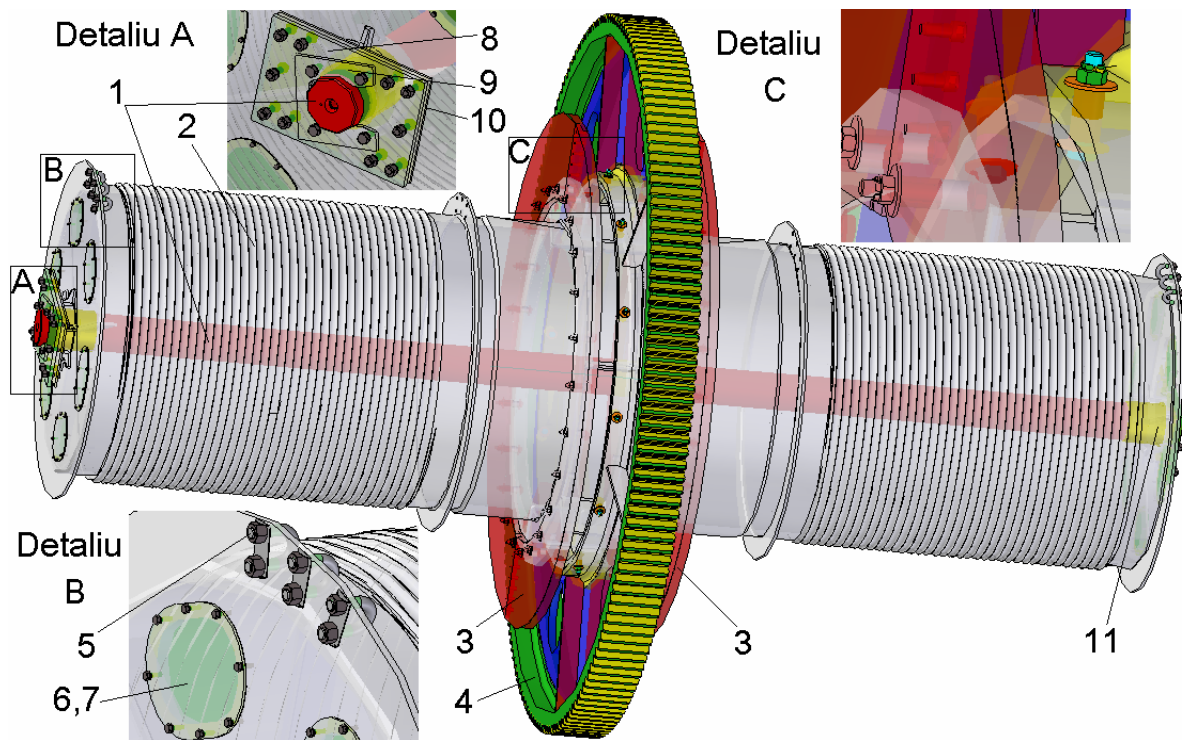


Fig. 7. Soluția de ansamblu a tamburului pentru înfășurarea cablului – varianta I:

Astfel, pot fi evidențiate următoarele modificări, care constituie în același timp îmbunătățiri constructive efectuate asupra sistemului de ridicare în ansamblu:

1. Pe construcția metalică a tamburului, de o parte și alta a roții dințate $z=172$, $m=22$, reper 4, sunt fixate cu ajutorul șuruburilor, detaliul C, figura 7, două discuri de frânare, reper 3. Aceste discuri vin în contact cu suprafața de uzură a cleștilor hidraulici de frânare rezultând frânarea directă a tamburului eliminându-se solicitarea angrenajului cilindric la frânare.

2. Pe construcția metalică a tamburului, figura 7, sunt prevăzute, prin sudare, la extremitățile zonelor de înfășurare a cablului dinspre centrul tamburului două inele suplimentare, utilizate pentru legarea capătului de cablu, detaliul B. Schimbarea legăturii cablului dintr-o parte în alta este necesară deoarece, în zona opusă legăturii, unde cablul se înfășoară și se desfășoară de pe tobă în timpul procesului de ridicare-coborâre apare, datorită eforturilor foarte mari din cablu, o uzură foarte pronunțată a canalelor de ghidare a cablului. Prin schimbarea legăturilor zona neuzată devine zonă activă de înfășurare-desfășurare, ceea ce

conduce la dublarea duratei de viață a tobei.

3. Roata dințată $z=172$, $m=22$ din componența angrenajului cilindric exterior, a fost reproiectată, executându-se în construcție sudată, dintr-o singură bucată, cu avantaje privind precizia de execuție, condițiile de montaj și funcționare.

Prezentarea tamburului pentru înfășurarea cablului – varianta II

În figura 8 este prezentată soluția de ansamblu a tamburului pentru înfășurarea cablului de tracțiune în varianta II, varianta care este reproiectată în proporție de 95%.

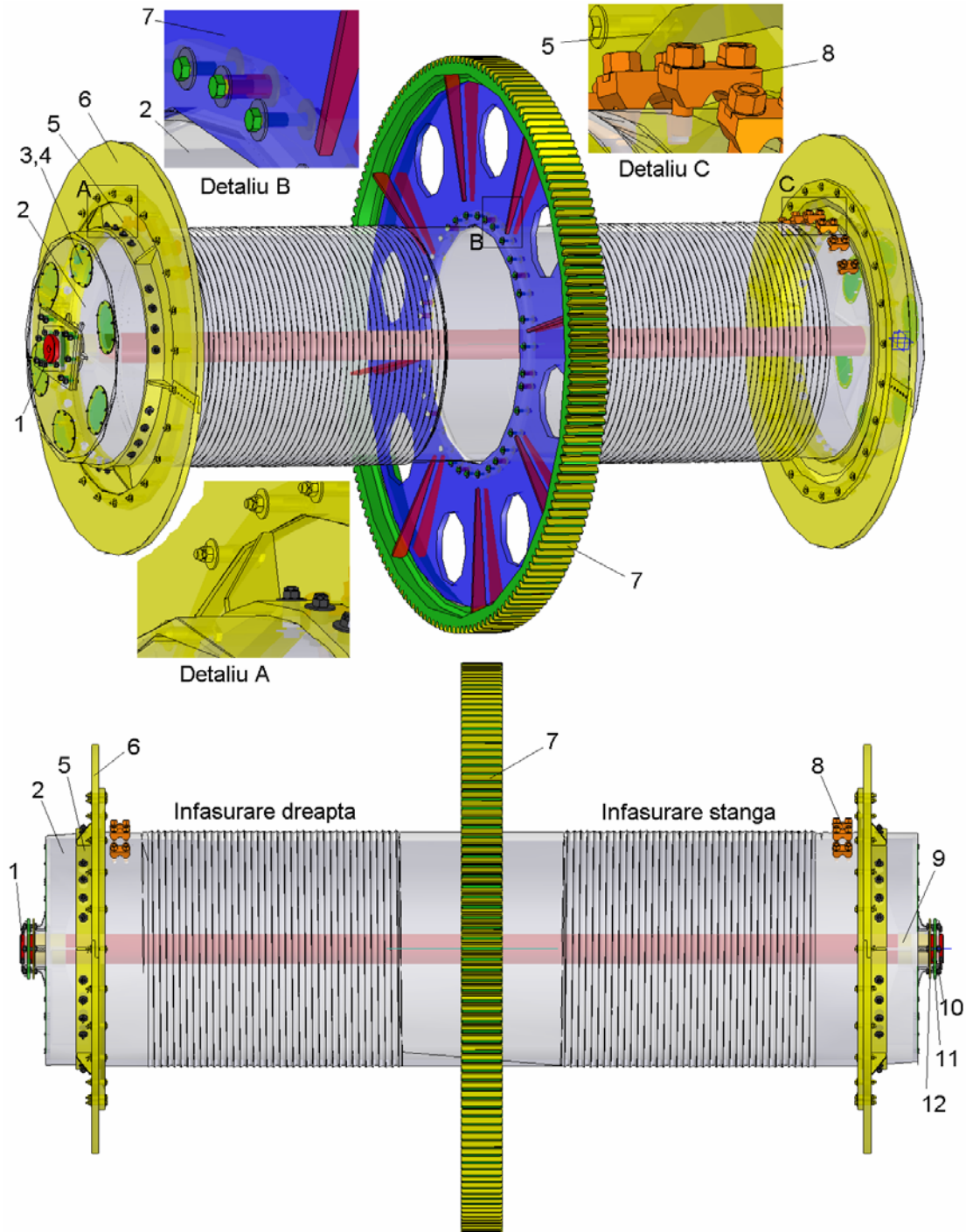


Fig. 8. Soluția de ansamblu a tamburului cu discuri de frână – varianta II

Semnificația reperelor din figură 8 este următoarea: 1 – arbore tambur Ø 200; 2 – construcția metalică a tamburului; 3 – capac de vizitare; 4 – garnitură din cauciuc; 5 – suport demontabil pentru discul de frână; 6 – disc de frână; 7 – roată dințată $z=172$, $m=22$; 8 – bridă de prindere cablu; 9 – bucușă lagăr; 10 – plăcuță de blocare a arborelui; 11 – placă de fixare; 12 – placă de uzură.

5. Concluzii

Sunt prezentate două variante constructive ale tamburului de înfășurare a cablului, la care discurile mecanismului de frânare sunt montate direct pe toba tamburului, după angrenajul cilindric exterior.

Prima variantă presupune montarea discurilor de frânare, și deci a mecanismului de frânare, în vecinătatea centrului longitudinal al tamburului de înfășurare a cablului. Este reconsiderat punctul în care se face legătura cablului de tracțiune la construcția de rezistență a tamburului, este reproiectat colierul de fixare a cablului în vederea creșterii siguranței în funcționare a mecanismului, este reproiectată roata dințată cilindrică din componența mecanismului cilindric deschis.

A doua variantă de tambur, concepută pentru a se încadra în ansamblul mecanismului de ridicare-coborâre a excavatorului, este o concepție nouă, simplă, cu avantaje constructive și funcționale, la care discurile de frânare sunt dispuse înspre extremitățile tamburului. Are marele avantaj că elementele de uzură sunt ușor demontabile, ceea ce simplifică foarte mult activitatea de mentenanță.

6. Bibliografie

1. **Buzdugan, Gh.** – *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București, 1979.
2. **Găfițeanu, M. și** – *Organe de mașini, vol. I și II*, Editura Tehnică, București, 1981 și 1983.
3. **Muscă G.** – *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași, 2006.
4. * * * - *Documentația tehnică a excavatorului EsRc 1400*.

DEFORMAȚIILE ELASTICE ALE SEMIFABRICATELOR PROVOCATE DE ACȚIUNEA FORȚELOR RADIALE DE STRÂNGERE

Autori: Student Gaiță Gabriel B 21,

Coordonator: Șef luct.dr.ing. Itu Vilhelm

Rezumat: Instalarea oricărui semifabricat în vederea prelucrării prin așchiere presupune două operații principale; așezarea și fixarea. Prin așezare sau bazare semifabricatul capătă o orientare precisă în raport cu mașina-unealtă și cu scula așchietoare, iar prin fixare se caută să se mențină această poziție pe toată durata prelucrării.

Strângerea semifabricatelor în mandrine se utilizează mult în cazul strunjirii interioare, exterioare, rectificării și altor operații de prelucrare prin așchiere.

Sub acțiunea forțelor de strângere semifabricatul se deformează inevitabil, în timpul prelucrării, semifabricatele în stare strânsă iau o formă corectă a suprafeței interioare (cazul inelelor). După scoaterea piesei din mandrină, datorită încetării acțiunii forțelor de strângere, suprafața prelucrată se deformează din cauza elasticității materialului, în cazul când semifabricatul are o rigiditate insuficientă, aceste modificări ale formei suprafeței prelucrate pot atinge valori mari. De aceea, la proiectarea proceselor tehnologice de prelucrare prin așchiere, trebuie să se cunoască valorile deplasărilor elastice în funcție de forțele de strângere aplicate.

În lucrare se prezintă calculul deformațiilor elastice provocate de acțiunea forțelor radiale de strângere în cazul centrării și fixării unui inel din oțel într-o mandrină cu n fălci, schemele tip de fixare a semifabricatelor în mandrine, precum și formulele privind deformațiile ce se produc. Convențional, prin scheme de fixare caracteristice (sau tip) se definesc schemele întâlnite cu frecvență maximă în practica prelucrării semifabricatelor, orientate și fixate în dispozitive de lucru pentru mașini-unelte.

Cuvinte cheie: deformații elastice, forțe de strângere

Introducere

Cunoașterea deformațiilor elastice de contact, respectiv a erorilor provocate de strângerea semifabricatelor, creează condiții pentru determinarea corectă a mărimii și condițiilor de aplicare a forțelor de strângere.

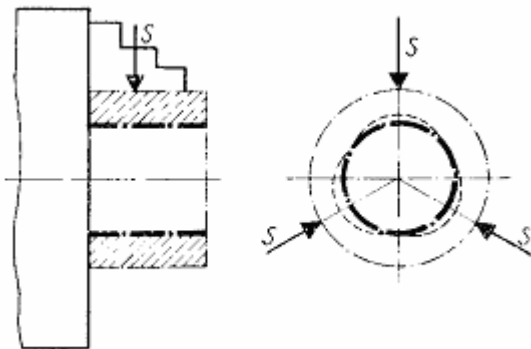


Fig. 1. Abateri de la forma geometrică a suprafețelor generate

Fiecare din relațiile care exprimă dependența dintre forțe și deformații poate servi la determinarea forțelor admisibile de strângere, care trebuie comparate cu forțele limită determinate din condițiile de conservare a schemelor de orientare.

La prelucrarea semifabricatelor ușor deformabile, în general cu pereți subțiri, în timpul strângerii se produc deformații elastice în ansamblul sau în anumite porțiuni ale piesei.

Deformațiile sunt cu atât mai mari cu cât rigiditatea semifabricatelor este mai

scăzută și cu cât forțele exterioare sunt mai mari.

Pentru a determina mărimea deformațiilor elastice produse în ansamblul unui semifabricat și pentru a releva influența acestora asupra preciziei de formă a suprafețelor

supuse prelucrării, se vor analiza unele situații întâlnite frecvent în practică, cum ar fi, centrarea și fixarea în mandrine cu fălci a semifabricatelor de tipul inelelor și bușelor.

Datorită deformațiilor elastice provocate de forțele de strângere, după prelucrare, se înregistrează abateri de la forma geometrică a suprafețelor generate (v. fig. 1). Din acest motiv este necesar să se determine printr-un calcul prealabil mărimea deformațiilor elastice provocate de acțiunea forțelor radiale de strângere.

Deformația inelului cu perete subțire în cazul centrării și fixării acestuia într-o mandrină cu n bacuri

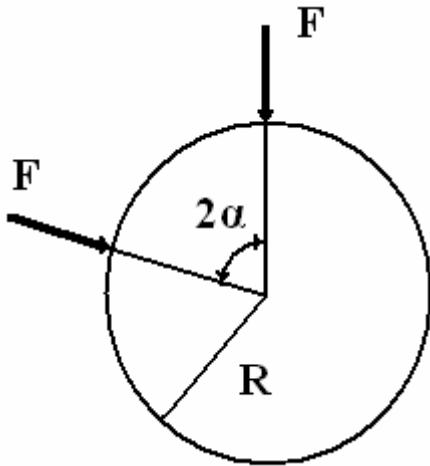


Fig. 2. Inel din oțel este prins într-o mandrină universală cu n bacuri

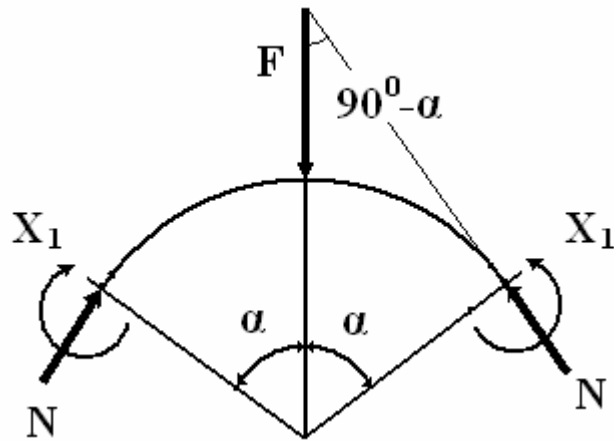


Fig. 3. Porțiune simetrică din inel

Se consideră că un inel din oțel este prins pentru prelucrare într-o mandrină universală cu trei bacuri, adică se află sub acțiunea a n forțe radiale F (fig. 2), formând între ele unghiuri de 2α , cu $\alpha = \pi/n$, n numărul de forțe. În cazul centrării și fixării unui inel din oțel într-o mandrină cu n fălci, inelul închis reprezintă un sistem static nedeterminat, întrucât pentru determinarea eforturilor care apar în secțiunile inelului, ca urmare a aplicării forțelor F de strângere, trebuie studiate deformațiile elastice în ansamblul inelului.

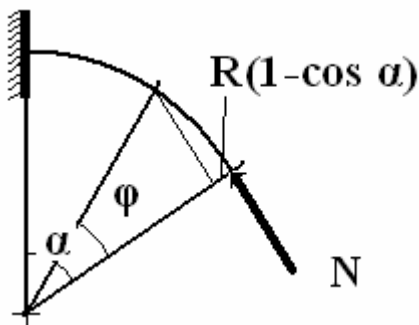


Fig. 4. Porțiunea din inel acționat de forța N

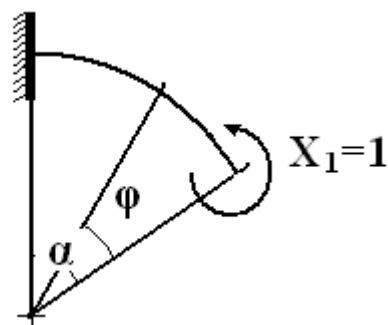


Fig. 5. Porțiunea din inel acționat de forța X1

Proiectând pe verticală (fig. 3) rezultă:

$$2N \sin \alpha - F = 0 \quad N = \frac{F}{2 \sin \alpha}$$

$$M_F(\varphi) = N(R - R \cos \varphi) = \frac{FR}{2 \sin \alpha} (1 - \cos \varphi); \text{ (fig. 4)} \quad \bar{M}(\varphi) = 1; \text{ (fig. 5)}$$

$$\delta_{1F} = \frac{R}{EI} \int_0^\alpha M_F \bar{M} d\varphi = \frac{FR^2}{2EI \sin \alpha} \int_0^\alpha (1 - \cos \varphi) d\varphi = \frac{FR^2}{2EI \sin \alpha} (\alpha - \sin \alpha) = \frac{FR^2}{2EI} \left(\frac{\alpha}{\sin \alpha} - 1 \right)$$

$$\delta_{11} = \frac{R}{EI} \int_0^\alpha \bar{M}^2 d\varphi = \frac{R\alpha}{EI}$$

Din ecuația: $X_1 \delta_{11} + \delta_{1F} = 0$, rezultă $X_1 = -\frac{\delta_{1F}}{\delta_{11}} = -\frac{FR}{2} \left(\frac{1}{\sin \alpha} - \frac{1}{\alpha} \right)$

Momentul încovoierilor în secțiunea arbitrară φ este:

$$M(\varphi) = M_F(\varphi) + X_1 = \frac{FR}{2 \sin \alpha} (1 - \cos \varphi) - \frac{FR}{2} \left(\frac{1}{\sin \alpha} - \frac{1}{\alpha} \right) = \frac{FR}{2} \left(\frac{1}{\sin \alpha} - \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha} - \frac{1}{\sin \alpha} + \frac{1}{\alpha} \right)$$

$$M(\varphi) = \frac{FR}{2} \left(\frac{1}{\alpha} - \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha} \right)$$

Pentru calculul deformatiei f_1 în dreptul forței F , se aplică o forță $F = \bar{1}$ și se obține:

$$\bar{M}(\varphi) = \frac{\bar{1} \cdot R}{2} \left(\frac{1}{\alpha} - \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha} \right)$$

atunci:

$$f_1 = f_F = \frac{2R}{EI} \int_0^\alpha M \bar{M} d\varphi = \frac{FR^3}{2EI} \int_0^\alpha \left(\frac{1}{\alpha} - \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha} \right)^2 d\varphi = \frac{FR^3}{2EI} \int_0^\alpha \left(\frac{1}{\alpha^2} - \frac{2 \cos \varphi}{\alpha \sin \alpha} + \frac{\cos^2 \varphi}{\sin^2 \alpha} \right) d\varphi =$$

$$\frac{FR^3}{2EI} \int_0^\alpha \left(\frac{1}{\alpha^2} - \frac{2 \cos \varphi}{\alpha \sin \alpha} + \frac{1 + \cos 2\varphi}{\sin^2 \alpha} \right) d\varphi = \frac{FR^3}{2EI} \left(\frac{1}{\alpha^2} \alpha - \frac{2}{\alpha \sin \alpha} \sin \alpha + \frac{\alpha}{2 \sin^2 \alpha} + \frac{\sin 2\alpha}{4 \sin^2 \alpha} \right)$$

$$f_1 = f_F = \frac{FR^3}{2EI} \left(\frac{1}{2 \operatorname{tg} \alpha} + \frac{\alpha}{2 \sin^2 \alpha} - \frac{1}{\alpha} \right)$$

Pentru calculul deformatiei f_2 situată între forțele F , se aplică o forță $F = \bar{1}$ și se obține:

$$\bar{M} = -R \sin \varphi \cdot \bar{1}$$

$$f_2 = f_{\text{între-forțe}} = \frac{FR^3}{2EI} \int_0^\alpha \left(\frac{\cos \varphi}{\sin \alpha} - \frac{1}{\alpha} \right) \sin \varphi d\varphi = \frac{FR^3}{2EI} \int_0^\alpha \left(\frac{\sin \varphi \cos \varphi}{\sin \alpha} - \frac{1}{\alpha} \sin \varphi \right) d\varphi$$

$$f_2 = \frac{FR^3}{2EI} \left(\frac{\sin \alpha}{2} - \frac{\cos \alpha - 1}{\alpha} \right)$$

Pentru $\alpha = \pi/3$, avem:

$$f_1 = \frac{FR^3}{EI} \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2 \operatorname{tg} 60^\circ} + \frac{\frac{\pi}{3}}{2 \sin^2 60^\circ} - \frac{1}{\frac{\pi}{3}} \right) = 0,01593 FR^3/EI$$

$$f_2 = \frac{FR^3}{EI} \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{\sin 60^\circ}{2} - \frac{0,5}{\frac{\pi}{3}} \right) = -0,0222 FR^3/EI$$

Pentru $\alpha = \pi/4$, avem:

$$f_1 = \frac{FR^3}{EI} \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2 \cdot 1} + \frac{\frac{\pi}{4}}{2 \cdot \frac{1}{2}} - \frac{1}{\frac{\pi}{4}} \right) = 0,006079 FR^3/EI$$

$$f_2 = \frac{FR^3}{EI} \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{\sin 45^0}{2} - \frac{\cos 45^0 - 1}{\frac{\pi}{4}} \right) = - 0,009684 FR^3/EI$$

În toate relațiile date mai înainte au fost notate: I- momentul de inerție al secțiunii inelului, în m⁴; E - modulul de elasticitate al materialului inelului, în MPa; F - forța radială de strângere, în N și R - raza inelului, în m.

În figurile 6 și 7 sunt date deformațiile unei bușe elastice modelate în Solid Edge și analizat cu elemente finite a modului de sollicitare, cu soft-ul COSMOS DesignSTAR.

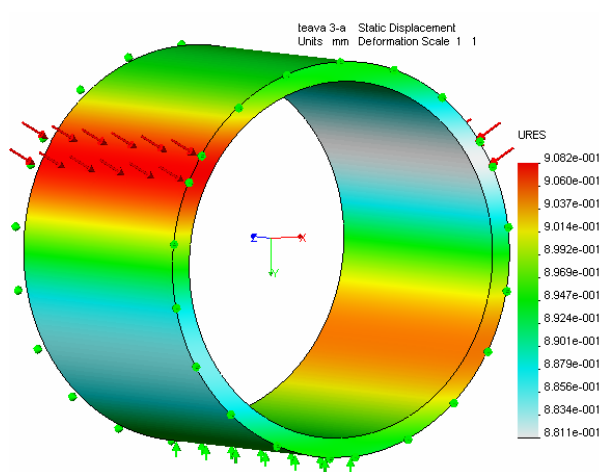


Fig. 6. Deplasări în bușă de Φ70x3,5x50 prinsă în trei bacuri

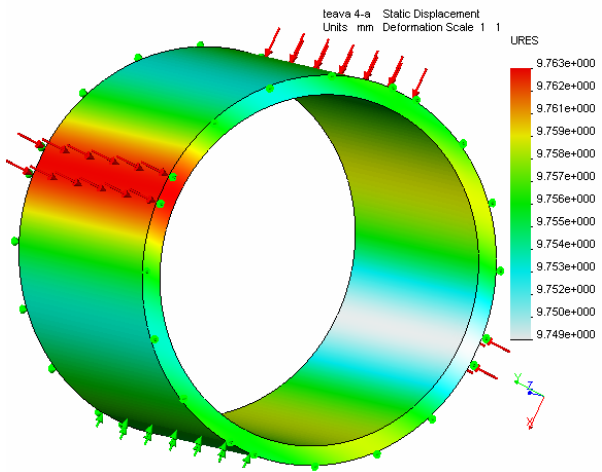


Fig. 7. Deplasări în bușă de Φ70x3,5x50 prinsă în patru bacuri

Concluzii

Se constată că, deformațiile radiale scad cu creșterea numărului de fălci, încât la centrarea și fixarea semifabricatelor în mandrine elastice, capabile să repartizeze forțele uniforme pe întreaga circumferință, deformațiile care măresc raza de curbură se anulează, iar cele care o micșorează se reduc mult și sunt egale în toate secțiunile.

Din cele expuse rezultă necesitatea determinării analitice sau experimentale a deformațiilor elastice în toate cazurile în care se prelucrează semifabricate insuficient de rigide. Mărima deformațiilor, comparată cu abaterile de la forma geometrică prescrise, oferă elemente pentru determinarea forțelor de strângere admisibile. De asemenea, se relevă domeniul larg de investigații pe care îl oferă proiectarea optimă a schemelor de fixare și, pe această bază, proiectarea rațională și construcția dispozitivelor folosite la prelucrări pe mașini-unelte.

Bibliografie

- [1] Tache, V., Br[garu, A. – *Dispozitive pentru mașini – unelte. Proiectarea schemelor de orientare și fixare a semifabricatelor*, Editura Tehnică, București, 1989.
- [2] Băduț, M., Iosip, M. – *Bazele proiectării cu Solid Edge*, Editura Albastră, Cluj-Napoca, 2003.

PROIECTAREA CU SOLID EDGE A ELEMENTELOR DE STRÂNGERE A CADRELOR SUSȚINERILOR METALICE CONFEȚIONATE DIN LAMINATE SG-23

Autor: Student Costea Adrian MU 21

Coordonator: Șef luct.dr.ing. Cozma Bogdan-Zeno

Rezumat: Utilizarea soft-urilor CAD moderne asigură performanțe de excepție pentru ingineria mecanică interactivă, conducând la scurtarea ciclului de proiectare și creșterea calității acesteia, ajutându-i pe producători să ajungă pe piață cu produse de calitate superioară la prețuri mici.

Cuvinte cheie: Solid Edge, susțineri metalice, element de strângere

Introducere

Având în vedere și faptul că pentru asigurarea unei funcționări corecte a cadrelor de susținere - în condițiile folosirii integrale a portanței profilelor laminate și ale unor consumuri minime de metal, deci în limitele unei depline eficiente tehnico-economice - un rol important îi revine sistemului de îmbinare a elementelor.

Îmbinarea elementelor de susținere confecționate din profile laminate SG se realizează cu bride (elemente de strângere) constituite dintr-un colier rotund sau brida propriu-zisă și clema de strângere confecționată din platbandă de oțel, o construcție normală.

Îmbinarea semirigidă cu bride glisante a profilelor laminate, pe lângă asigurarea unui contact suficient între bridă și profil, acest tip de îmbinare are avantajul de a conferi, pe durata întregii culisări, autostrângerea șuruburilor de fixare, eliminând astfel intervențiile, repetate necesare de efectuat pentru strângerea manuală a piulițelor.

Condiții de calitate a elementelor de strângere pentru îmbinare

Condițiile generale pe care trebuie să le îndeplinească bridele pentru îmbinarea elementelor de susținere sunt următoarele:

- să fie astfel dimensionate încât să permită strângerea elementelor de susținere până la realizarea unor sarcini de culisare apropiate, dar inferioare sarcinilor de deformare plastică a cadrelor de susținere; în acest fel se asigură folosirea aproape integrală a portanței profilelor și, în același timp, se protejează cadrele de susținere (prin culisare) de apariția unor forțe superioare capacității portante;

- să asigure o rezervă de portanță pentru a putea face față unor suprasolicitări, frecvente în subteran;

- să asigure, pentru o anumită strângere, o sarcină de culisare cât mai constantă și o dispersie cât mai redusă a valorilor sarcinilor de culisare;

- să asigure un contact permanent și suficient cu profilele laminate pentru a evita fenomenele de gripare;

- caracteristicile constructive să nu permită, în timpul funcționării, modificarea poziției de la perpendicularitatea bridei față de axa longitudinală a elementelor de susținere; în caz contrar, eforturile inițiale de strângere în șuruburi se modifică și funcționarea generală a cadrelor de susținere scapă de sub control;

- să se monteze și să se demonteze ușor;

- să nu necesite o tehnologie pretențioasă de fabricație și să se confecționeze din materiale curențe.

Condiții tehnice a elementelor de strângere SG 23 [2]

Materiale. Materialele din care se execută elementele de strângere SG 23 trebuie să fie cele indicate în documentația de execuție și trebuie să corespundă standardelor în vigoare. Materialul din care se execută brățara trebuie să fie oțel rotund 025 sau 028 STAS 333 - 88 din OL 37.2 STAS 500/2 - 80. Materialul din care se execută clema trebuie să fie oțel lat 70 x 16 STAS 395 - 89 din OL 37.2 STAS 500/2 - 80. Piulița M27, STAS 4071 - 89, se execută din oțel cu caracteristici mecanice conform grupei 6 STAS 2700/4 - 89.

Forma și dimensiuni. Forma (fig. 1 și fig. 2) și dimensiunile elementelor de strângere SG 23 trebuie să corespundă cu documentația de execuție.

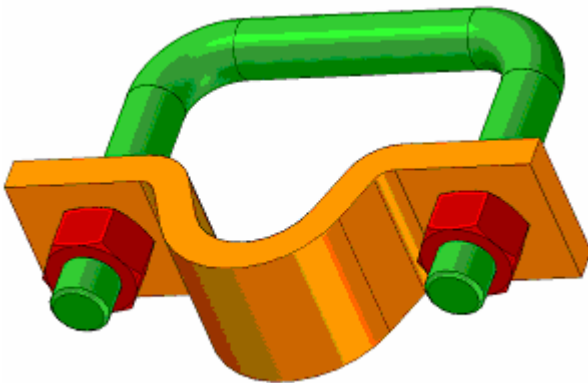


Fig. 1. Element de strângere modelat în Solid Edge

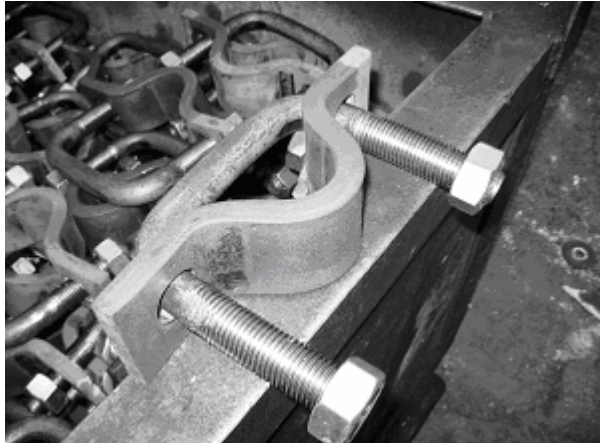


Fig. 2. Element de strângere executat la UPSRUUM Petroșani

Caracteristici tehnice. Tipul profilului clemei SG 23. Momentul maxim de strângere 35 daNm. Diametrul filetului M27. Cursa de strângere min. 65 mm. Distanța între axele de strângere 178 mm + 4 mm. Dimensiuni de gabarit Lxlxh 250 x 70 x 173. Masa 4,704 Kg.

Condiții privind execuția. Filetul M27 de la capetele brățării se execută în clasa de execuție B, STAS 2700/2 - 89, prin roluire. Filetul nu trebuie să prezinte fisuri, striuri, ciupituri, cute, spire incomplete (fig. 3). Îndoirea brățării în formă de "U" se execută în matriță pentru distanța între axe de 178 mm (fig. 4).



Fig. 3. Mașina de roluit



Fig. 4. Matrița de îndoire în presă

Clema se îndoiește în matriță cu forma SG 23 și se găurește prin poansonare, asigurând distanța în axele găurilor de 178 mm.

Piulița M27 trebuie să fie executată în clasa B, STAS 4071 - 89 și să corespundă

caracteristicilor mecanice conform grupei 6 STAS 2700/4 - 89.

Componentele îndoite în matriță nu trebuie să prezinte crăpături, fisuri și suprapuneri de material.

Condiții privind aptitudinile de funcționare. Elementul de strângere trebuie să asigure strângerea a două armături metalice SG 23 suprapuse, cu un moment maxim 35 daNm.

Componentele elementului de strângere nu trebuie să se deformeze la solicitarea la tracțiune de 80 kN (figurile 5, 6, 9 și 10) și să nu-și piardă funcționalitatea până la o solicitare la tracțiune de 250 kN (figurile 7, 8, 11 și 12).

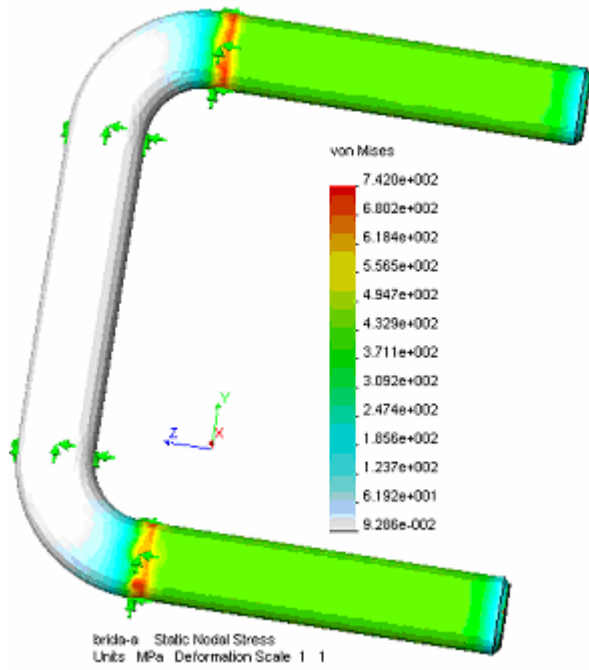


Fig. 5. Tensiuni în bridă la 80 kN

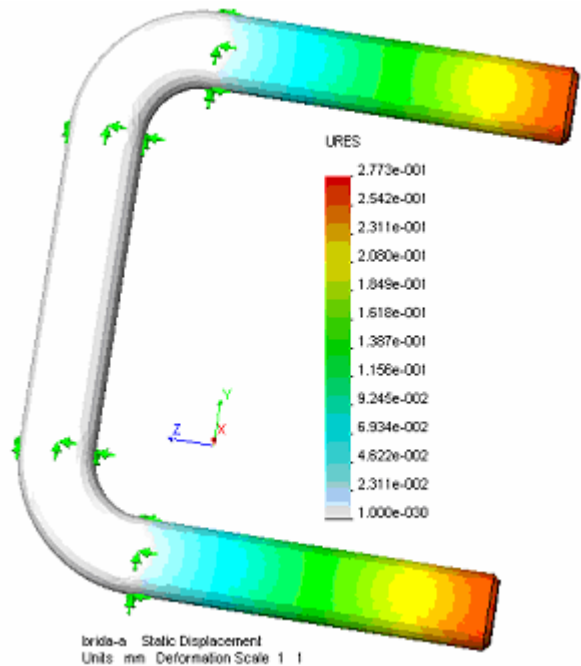


Fig. 6. Deplasări în bridă la 80 kN

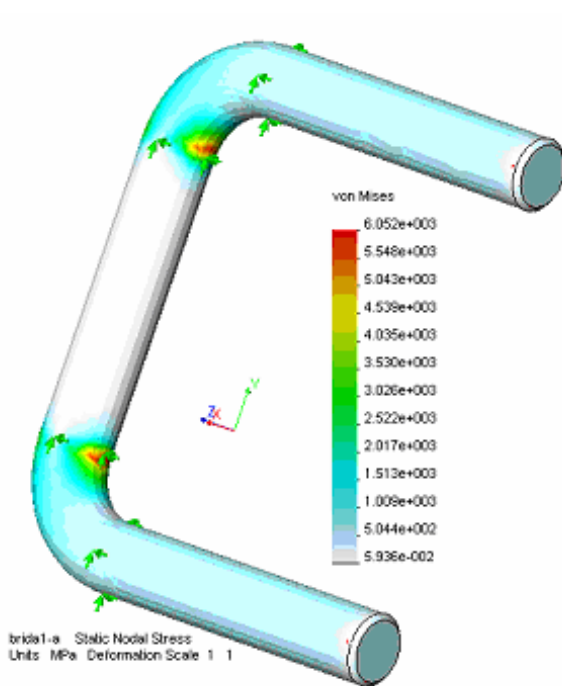


Fig. 7. Tensiuni în bridă la 250 kN

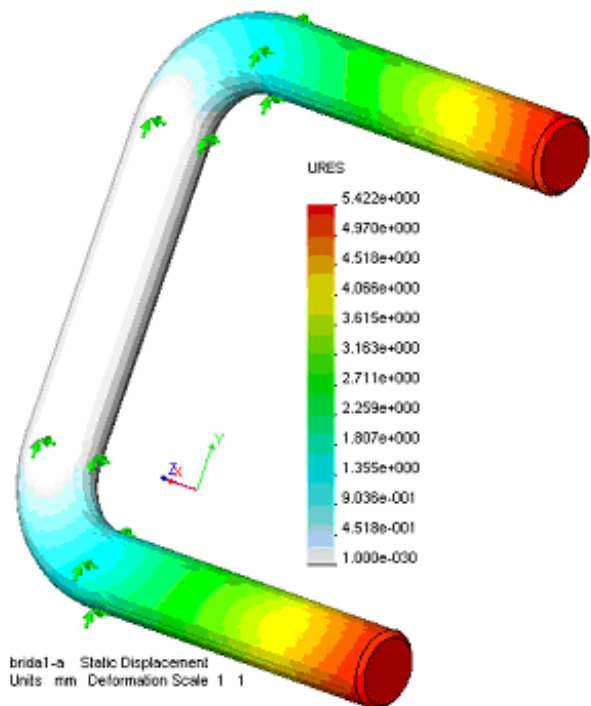
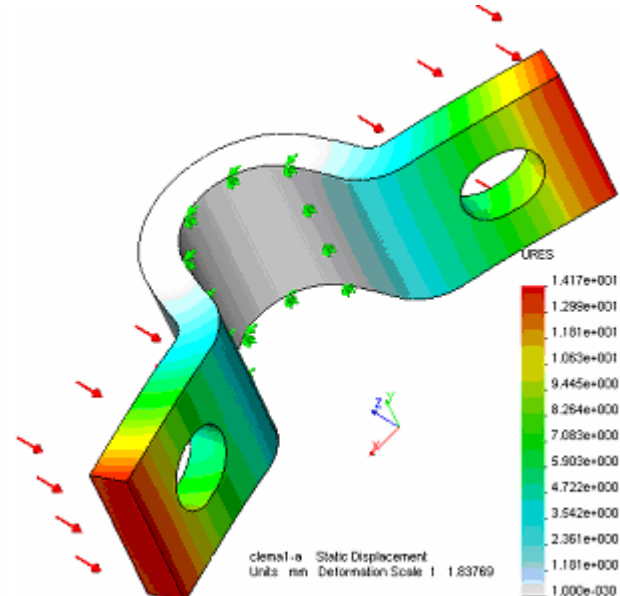
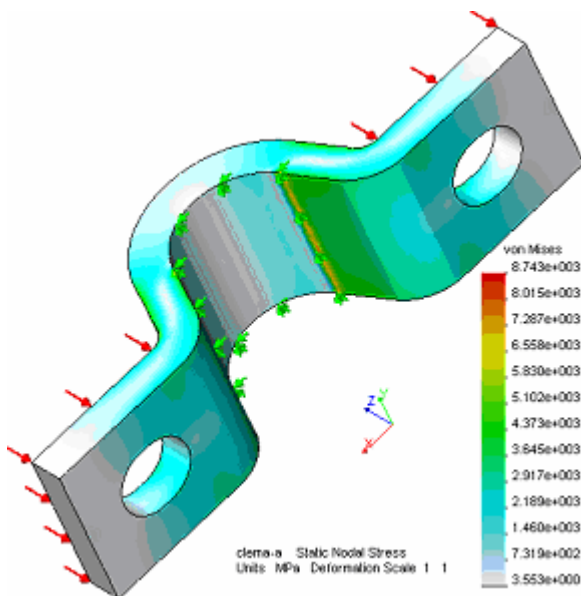
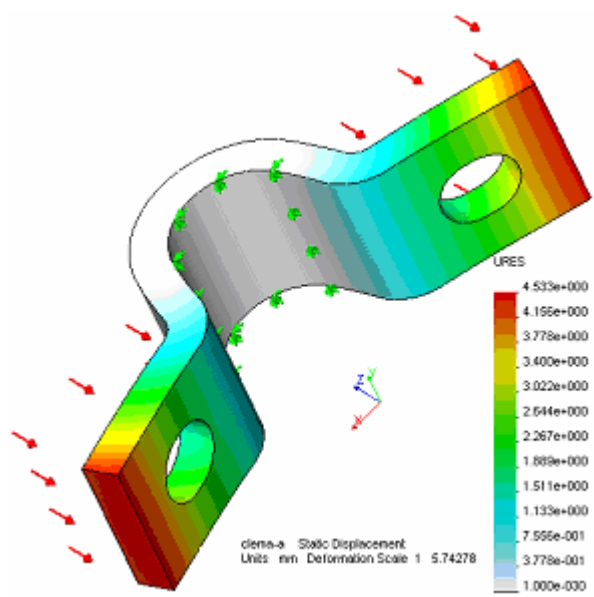
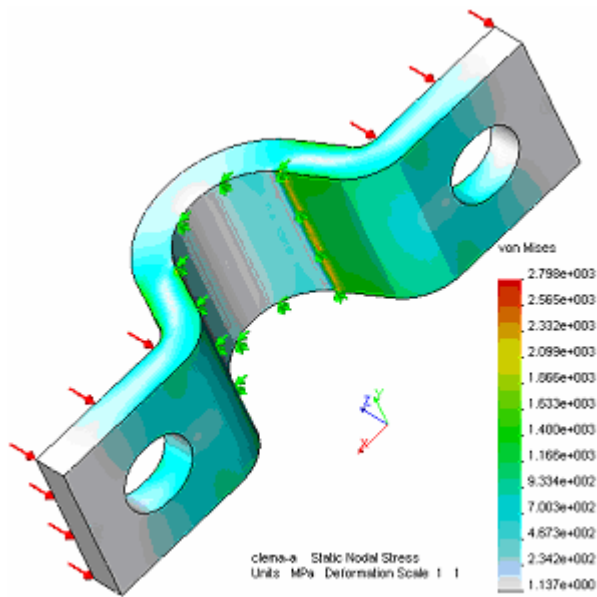


Fig. 8. Deplasări în bridă la 250 kN



Concluzii

Prin modelarea geometrică a elementelor de strângere cu soft-ul Solid Edge se poate studia modul de îmbinare al elementelor pentru verificarea caracteristicilor acestora [1], analiza cu elemente finite a modului de solicitare a elementelor componente, cu ajutorul soft-ului COSMOS DesignSTAR.

Bibliografie

- [1] Băduț, M., Iosip, M. – *Bazele proiectării cu Solid Edge*, Editura Albastră, Cluj-Napoca, 2003.
- [2] ***. – *Element de strângere SG 23, Standard de firmă*, UPSRUUM, Petroșani, 2009.

MODELAREA 3D A GEOMETRIEI FREZELOR CILINDRICE CU DINȚI ELICOIDALI

Stud: Daju Lucian-Adrian - B31

Coord: Conf. dr. ing. Iosif Dumitrescu

1. Introducere

Frezele sunt scule așchietoare rotative prevăzute cu unul sau mai mulți dinți, ele execută mișcarea principală de rotație, iar mișcarea de avans poate fi realizată de piesă sau de freză. Acestea fiind sculele așchietoare cu cea mai mare varietate de soluții constructiv – funcționale, multe dintre acestea prezentând particularități cu totul deosebite în ceea ce privește calculul și construcția.

Pentru definirea parametrilor geometrici ai frezelor, se folosește un caz general, cel al frezelor cilindro-frontale, cu dinți frontali și cu dinți elicoidali dispuși pe partea cilindrică, dinții frontali fiind de fapt o prelungire a dinților elicoidali.

La freză cilindro-frontală, prezentată în figura 1, s-au notat: 1 - dinți elicoidali; 2 - canale elicoidale pentru cuprinderea și evacuarea așchiilor; 3 - fața de degajare a dinților elicoidali; 4 - fața de așezare a dinților elicoidali; 5 - tăișuri elicoidale; 6 - dinți frontali, o continuare a dinților elicoidali; 7 - canale frontale pentru așchii; 8 - tăișuri frontale principale; 9 - tăișuri frontale secundare; 10 - tăișuri frontale auxiliare; 11, 12 - vârfuri ale dinților frontali.

Unghiurile părții așchietoare, la dinții elicoidali de pe suprafața cilindrică, sunt: ω - unghiul canalelor elicoidale; γ_{n1} - unghi de degajare normal; α_{n1} - unghi de așezare normal; γ_{x1} - unghi de degajare frontal; α_{x1} - unghi de așezare frontal.

Unghiurile părții așchietoare, la dinții frontali, sunt: κ - unghi de atac principal; κ_1 - unghi de atac secundar; κ_2 - unghi de atac al tăișului auxiliar; α_n - unghi de așezare normal; γ_n - unghi de degajare normal; α_m - unghi de așezare normal pentru tăișul secundar; γ_m - unghi de degajare normal pentru tăișul secundar; α_x - unghi de așezare în planul radial X-X; γ_x - unghi de degajare în planul radial X-X; α_y - unghi de așezare în planul tangențial Y-Y; γ_y - unghi de degajare în planul tangențial Y-Y.

Între unghiurile măsurate în planele X-X, Y-Y și N-N există următoarele relații de legătură:

- pentru dinții elicoidali:

$$tg\alpha_{x1} = tg\alpha_{n1} \cos \omega, \quad (1)$$

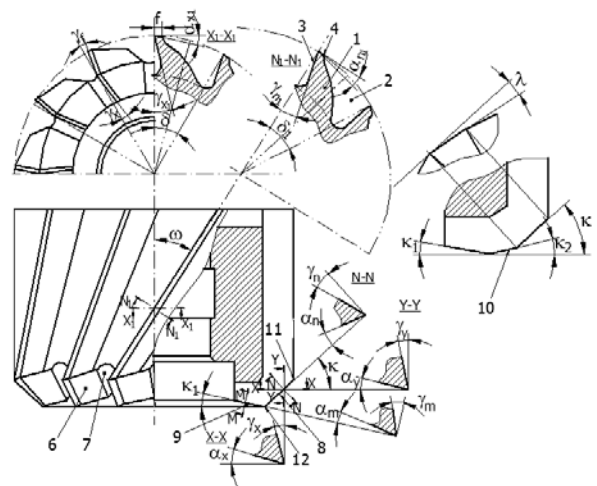


Fig. 1. Elementele geometrice ale frezelor

$$tg\gamma_{n1} = tg\gamma_{x1} \cos \omega ; \quad (2)$$

- pentru dinții frontali:

$$tg\alpha_x = \frac{tg\alpha_n}{\sin \kappa + tg\alpha_n tg\lambda \cos \kappa} , \quad (3)$$

$$tg\gamma_n = tg\gamma_x \sin \kappa + tg\gamma_y \cos \kappa . \quad (4)$$

Pentru realizarea unei desprinderi ușoare a așchiilor, cu forțe de așchiere mici și pentru asigurarea unei rugozități cât mai bune a suprafețelor frezate și a unei durabilități convenabile, tăișurile trebuie prevăzute cu unghiuri de degajare pozitive, cu valori între 8 - 16°.

Unghiul de așezare asigură pătrunderea ușoară a tăișului în material, fără frecări și eforturi mari pe spatele dintelui, cu valori între 4 - 18°. Unghiul de atac principal are valori între 30 - 90°, unghiul de atac secundar între 0 - 8°, iar unghiul de atac al tăișului de trecere între 25 - 45°.

Formele constructive și parametrii geometrici ai dinților frezelor cilindrice și cilindro-frontale sunt prezentate în figura 2. În practică se întâlnesc următoarele forme de dinți și canale pentru așchii, astfel:

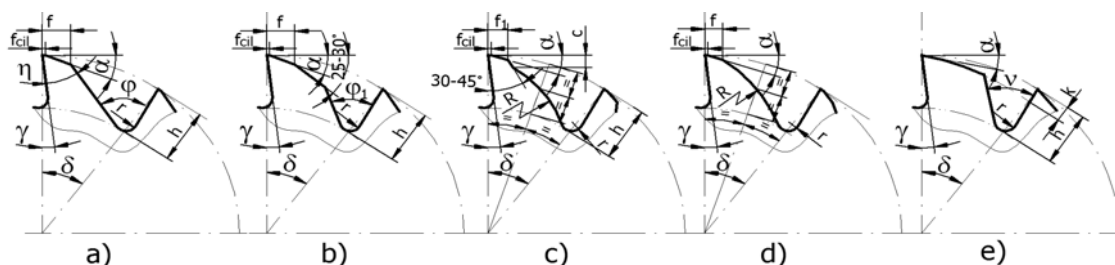


Fig. 2. Forme constructive și parametrii geometrici ai dinților frezelor

- a – dinte cu profil triunghiular (STAS 579-76, ISO 2586 – freze cilindro-frontale);
- b - dinte cu profil trapezoidal (STAS 579-76, ISO 2586);
- c - dinte cu profil cu fațetă proeminentă (STAS 579-76, ISO 2586);
- d - dinte cu profil curbiliniu (STAS 579-76, ISO 2586);
- e - dinte cu profil detalonat (STAS 577/1-78, ISO 3855 – freze, clasificare).

Forma ideală a spatelui dintelui din punct de vedere al rezistenței mecanice este cea cu profilul de parabolă. Primele patru forme se folosesc la freze cu dinți frezați, iar ultima la freze profilate cu dinți detalonați.

Prin forma lor, dinții trebuie să îndeplinească următoarele condiții: stabilitate mecanică și termică ridicată; execuție ușoară; să asigure un număr cât mai mare de reascuțiri; tendință redusă de fisurare în timpul tratamentului termic; canale spațioase cu profil adecvat pentru cuprinderea și evacuarea ușoară a așchiilor.

Dintele cu profil triunghiular este cel mai simplu constructiv și tehnologic, dar permite un număr mic de reascuțiri și are rezistență mică. El se folosește la freze cu dinți deși și la frezele pentru finisare.

Dintele cu profil trapezoidal prezintă o rezistență mecanică bună și permite un număr mare de reascuțiri, fiind utilizat la frezele de degroșare și finisare.

Dintele cu profil curbiliniu cu fațetă sau cu fațetă proeminentă prezintă o rezistență mecanică și o rigiditate superioară și permite un număr mare de reascuțiri, fiind utilizat la frezele cu dinți rari.

Valoarea unghiului de înclinare se stabilește funcție de tipul frezei și numărul de dinți ai acesteia, având în vedere faptul că o dată cu creșterea unghiului ω se obține o creștere a durabilității frezei, datorită scăderii încărcării unitare și a creșterii unghiului de degajare transversal γ_x . Pe baza acestor considerente se recomandă următoarele valori pentru unghiul ω : pentru freze cilindrice cu dinți deși între 25 - 35°; pentru freze cilindrice cu dinți rari între 30 - 60°; pentru freze disc cu două sau trei tăișuri între 15 - 25°.

La frezele cilindro-frontale, mărimea unghiului de înclinare trebuie să țină seama de faptul că acest unghi este în același timp și unghi de degajare longitudinal γ_y al tăișului principal frontal și nu poate depăși valoarea de 25 - 30°, pentru ca tăișurile frontale rezultă excesiv de slăbite sub aspect termo-mecanic.

Pentru determinarea elementelor constructive ale dinților se folosesc următoarele relații:

- unghiul profilului triunghiular în plan normal,

$$\eta = \varphi - \delta_n - \gamma, \text{ grad}, \quad (5)$$

în care: φ este unghiul canalului și are valori între 50° și 110° din 5° în 5° și între 25 - 60° pentru dintele cu profil detalonat; δ_n - pasul unghiular în plan normal al frezei se determină în funcție de pasul unghiular în plan frontal δ cu relațiile,

$$\delta = \frac{360}{Z}, \quad \delta_n = \arctg(\tg \delta \cos \omega), \text{ grad}, \quad (6)$$

în care Z este numărul de canale al frezei.

- înălțimea h a dintelui se poate aproxima cu relațiile,
- pentru dintele cu profil triunghiular $h = (0,5...0,6) p_n$;
- pentru dintele cu profil trapezoidal și curbiliniu $h = (0,3...0,4) p_n$,

în care p_n este pasul într-o secțiune normală pe taiș, care se poate determina cu relația,

$$p_n = \sqrt{R_f^2 + R_e^2 - 2 R_f R_e \cos \delta_n}, \text{ mm}, \quad (8)$$

în care: R_f este raza frezei, în mm; R_e - raza punctului de pe elipsă corespunzător pasului unghiular normal care se determină cu relația,

$$R_e = \frac{R_f}{\sqrt{1 - (\sin \omega)^2 (\sin \delta_n)^2}}, \text{ mm}. \quad (9)$$

Raza la fundul canalului de așchii r se alege între 0,8 - 2 mm pentru dintele cu profil triunghiular și de 2 - 3 mm pentru dintele cu profiluri trapezoidal și curbilin.

Lățimea optimă a fațetelor este: $f_{cil} = 0,05 - 0,1$ mm și $f_1 = 0,8 - 2$ mm.

Raza arcului de cerc al spatelui dintelui cu profil curbiliniu sau cu fațetă proeminentă este dată de relația,

$$R = (0,3...0,45) D_f, \text{ mm}. \quad (10)$$

2. Modelarea 3D al frezei cilindrice

Se realizează modelul 3D al frezei cilindrice 100 x 125 STAS 578-76/Rp 3 cu dinte trapezoidal în construcție normală cu ajutorul soft-ului Solid Edge. Aceasta are următoarele caracteristici constructive: diametrul frezei $D_f = 100$ mm; diametrul alezajului $d = 40$ mm;

lungimea frezei $L = 125$ mm; lungimea umărului de sprijin a alezajului $l_1 = 31$ mm; lățimea canalului de pană $b = 10$ mm; adâncimea canalului de pană $t = 3,5$ mm; raza canalului de pană $r = 1,2$ mm; numărul de dinții $Z = 10$; înălțimea dintelui $h = 11$ mm; lățimea fațetei cilindrice $f_{cil} = 1,5$ mm; unghiul elicei canalului $\omega = 25^\circ$; unghiul de degajare $\gamma = 12 \pm 2^\circ$; unghiul de așezare $\alpha = 10 \pm 2^\circ$; unghiul canalului $\varphi = 50^\circ$.

Pe baza relației (6) s-a determinat pasul unghiular $\delta_n = 33,36^\circ$, cu ajutorul relației (9) se determină $R_e = 51,45$ mm, iar cu relația (8) s-a calculat pasul în planul normal pe elicea dintelui $p_n = 29,15$ mm. Știind că prin intersecția planului normal pe elicea dintelui cu corpul cilindric al frezei rezultă o elipsă cu axa mică egală cu diametrul frezei și axa mare egală cu $b = D_f / \cos \omega = 110,34$ mm. Cu ajutorul acestor date se realizează schița profilului transversal al canalului, din figura 3. a, într-un plan înclinat față de axa frezei cu unghi $\theta = 90 - \omega = 65^\circ$.

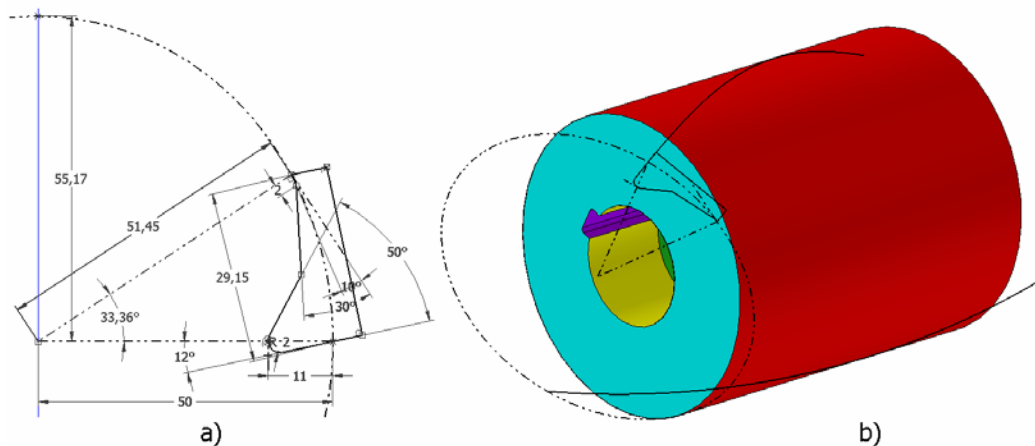


Fig. 3. Etapele de realizare a secțiunii transversale a canalului și a curbelor directe ale acestuia

În figura 4. a este prezentată foaia de calcul a curbei directe a canalului elicoidal al frezei, cu ajutorul relațiilor,

$$\begin{aligned} x_i &= R \sin \varphi_i; \\ y_i &= R \cos \varphi_i; \quad , \text{ mm,} \\ z_i &= R \varphi_i \operatorname{tg}(\pi/2 - \omega). \end{aligned} \quad (11)$$

în care φ_i este unghiul de rotație în jurul axei frezei, în rad.

Pe baza foii de calcul din figura 4.a a fost generată foaia de calcul din figura 4.b, prin ordonarea coordonatelor punctelor (x_i, y_i, z_i) , care permit trasarea curbei generatoare a profilului canalului, prezentată în figura 3.b, cu ajutorul tabelor de calcul, prin comanda *Curve by Table*.

Cu ajutorul profilului secțiunii transversale a canalului frezei, figura 3. a, și a celor două curbe directe elicoidale, figura 3.b, se generează un canal elicoidal cu comanda *Swept Cutout*, iar cu comanda *Pattern* se realizează multiplicarea canalului în matrice circulară pe suprafața cilindrică a frezei rezultând

E3						C1		
=50*B3*TAN(C3)						=Foai2/E3		
unghiul	fi	teta	y	z	x	A	B	C
fi de rot	rad	rad						
0	0	1,134464	-50	0	0	0	-50	0
5	0,087266	1,134464	-49,8097	9,357177	-4,35779	-4,35779	-49,8097	9,357177
10	0,174533	1,134464	-49,2404	18,71435	-8,68241	-8,68241	-49,2404	18,71435
15	0,261799	1,134464	-48,2963	28,07153	-12,941	-12,941	-48,2963	28,07153
20	0,349066	1,134464	-46,9846	37,42871	-17,101	-17,101	-46,9846	37,42871
25	0,436332	1,134464	-45,3154	46,78588	-21,1309	-21,1309	-45,3154	46,78588
30	0,523599	1,134464	-43,3013	56,14306	-25	-25	-43,3013	56,14306
35	0,610865	1,134464	-40,9576	65,50024	-28,6788	-28,6788	-40,9576	65,50024
40	0,698132	1,134464	-38,3022	74,85741	-32,1394	-32,1394	-38,3022	74,85741
45	0,785398	1,134464	-35,3553	84,21459	-35,3553	-35,3553	-35,3553	84,21459
50	0,872665	1,134464	-32,1394	93,57177	-38,3022	-38,3022	-32,1394	93,57177
55	0,959931	1,134464	-28,6788	102,9289	-40,9576	-40,9576	-28,6788	102,9289
60	1,047198	1,134464	-25	112,2861	-43,3013	-43,3013	-25	112,2861
65	1,134464	1,134464	-21,1309	121,6433	-45,3154	-45,3154	-21,1309	121,6433
70	1,22173	1,134464	-17,101	131,0005	-46,9846	-46,9846	-17,101	131,0005
75	1,308997	1,134464	-12,941	140,3576	-48,2963	-48,2963	-12,941	140,3576
80	1,396263	1,134464	-8,68241	149,7148	-49,2404	-49,2404	-8,68241	149,7148
85	1,48353	1,134464	-4,35779	159,072	-49,8097	-49,8097	-4,35779	159,072

a)

b)

Fig. 4. Calculul profilului canalului elicoidal al frezei în Excel

partea așchietoare a frezei cilindrice cu dinți înclinați, prezentată în figura 5.a. În figura 5.b este prezentat desenul de execuție al frezei, cu dimensiunile constructive ale acesteia.

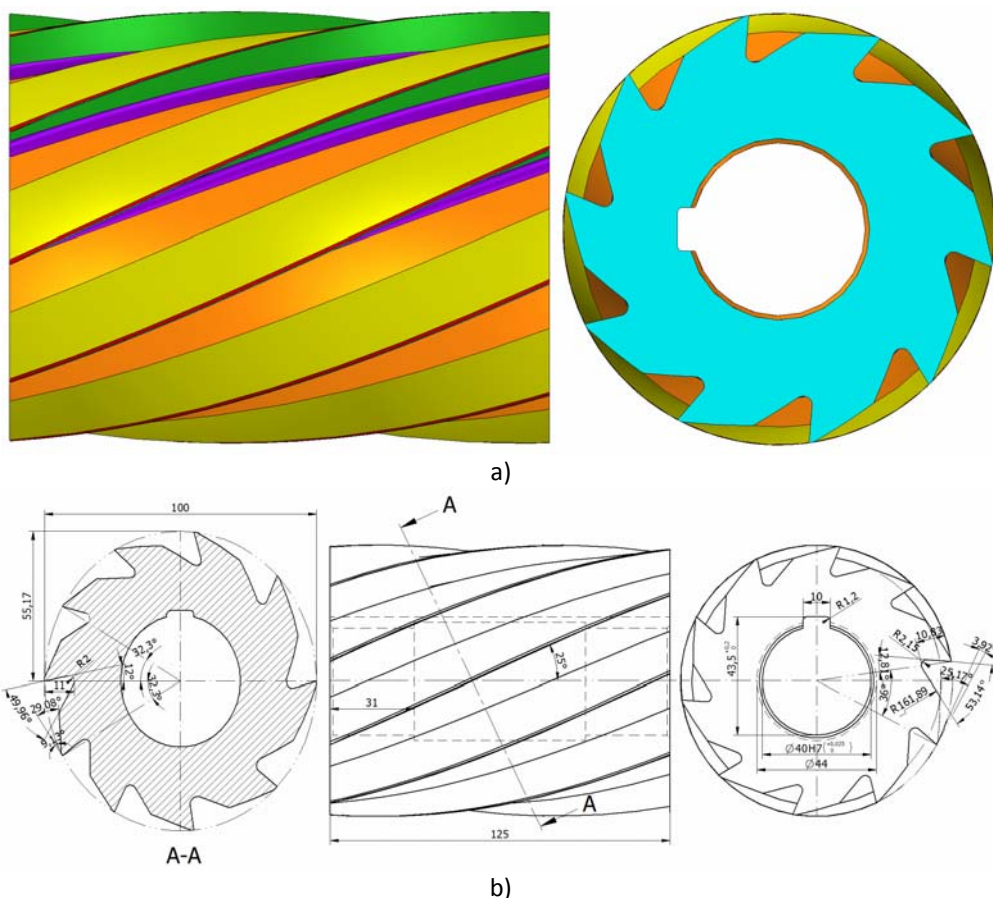


Fig. 5. Modelul 3D și desenul de execuție al frezei cilindrice

3. Frezarea canalelor elicoidale ale frezelor cilindrice

Pentru rezolvarea problemelor teoretice și practice ale frezării canalelor elicoidale ale frezelor cilindrice trebuie parcurse următoarele etape:

- calculul elementelor de poziționare a frezei-sculă față de semifabricat;
- calculul elementelor de reglare a mașinii de frezat;
- controlul parametrilor geometrici și constructivi ai dinților.

Problema cea mai importantă este calculul elementelor de poziționare a frezei-sculă față de semifabricat.

Pentru obținerea unghiului de degajare dat al dinților frezei cilindrice, freza-sculă trebuie deplasată în direcție orizontală față de axa semifabricatului, cu distanța u și pe verticală cu

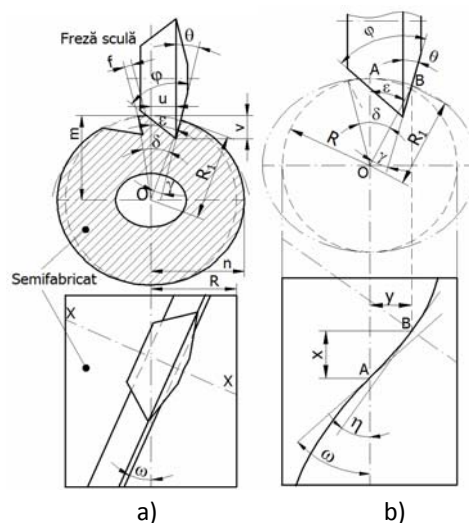


Fig. 6. Modul de poziționare a frezei-sculă față de semifabricat

distanța v , ca în figura 6.a.

Pentru calcularea deplasărilor u și v se consideră secțiunea canalului de frezat în planul axial X - X al frezei-sculă (fig. 6).

Această secțiune este o elipsă ale cărei semiaxe m și n , care se calculează cu relațiile,

$$n = \frac{R}{\cos \eta} \quad (12)$$

$$m = R$$

în care R este raza semifabricatului.

Raza de curbură a elipsei R_1 (raza raportată) se determină după relația,

$$R_1 = \frac{R}{\sqrt{1 - (\sin \eta)^2 [\sin(\gamma + \theta)]^2}} \quad (13)$$

La frezarea canalului elicoidal care are unghiul de înclinare ω , cu freza unghiulară biconică, unghiul η de rotire al mesei mașinii de frezat poate fi determinat din figura 6 b, știind că pasul canalului elicoidal este dat de relația,

$$P = 2\pi \cdot R \cdot \text{ctg} \omega, \quad (14)$$

Coordonatele unui punct B de pe suprafața semifabricatului, care se găsește pe elicea cu unghiul ω și este rotit cu unghiul ε față de generatoarea care trece prin punctul A, figura 10.1b, se pot determina cu relațiile,

$$x = \varepsilon \cdot R \cdot \text{ctg} \omega$$

$$y = R \cdot \sin \varepsilon \quad (15)$$

Unghiul de înclinare al tangentei față de linia elicoidală într-un punct oarecare B se poate determina cu relația,

$$\text{tg} \eta = \frac{dy}{dx} = \frac{R \cdot \cos \varepsilon}{R \cdot \text{ctg} \omega} = \text{tg} \omega \cdot \cos \varepsilon \quad \text{sau} \quad \text{tg} \eta = \text{tg} \omega \cdot \cos(\gamma + \theta), \quad (16)$$

în care: γ este unghiul de degajare al dintelui frezei de prelucrat, în grade; θ - unghiul lateral al frezei-sculă, în grade.

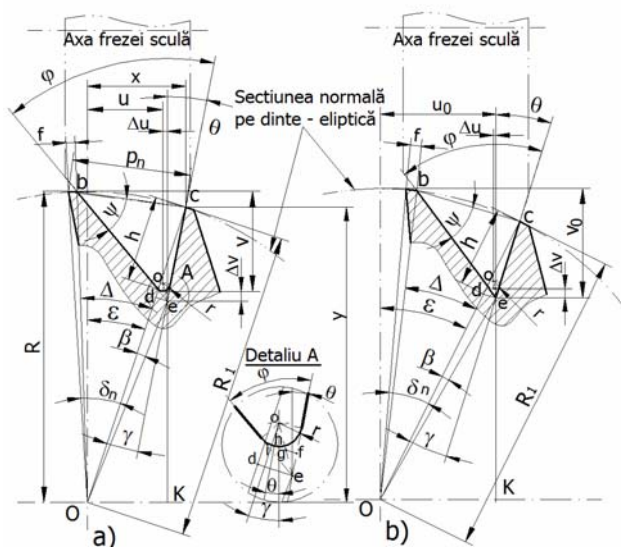


Fig. 7. Poziția profilului canalului față de axa

În practică pot să apară două cazuri de poziționare a profilului canalului față de axa verticală a semifabricatului și freza-sculă să aibă sau nu rază la vârful: profilul canalului se intersectează cu axa verticală a semifabricatului și freza-sculă are rază la vârful, figura 7 a; profilul canalului nu se intersectează cu axa verticală a semifabricatului și freza-sculă nu are rază la vârful, figura 7 b.

Deplasarea pe orizontală a frezei-sculă se determină din ΔOeK cu relația,

$$u_0 = Oe \cdot \sin(\theta + \gamma + \beta) \quad \text{sau} \\ u_0 = T \cdot \sin(\theta + \gamma + \beta), \text{ mm}, \quad (17)$$

Deplasarea pe verticală a

frezei-sculă v_0 se calculează cu relațiile,

$$v_0 = R - eK, \quad eK = Oe \cdot \cos(\theta + \gamma + \beta), \quad v_0 = R - T \cdot \cos(\theta + \gamma + \beta), \quad \text{mm}, \quad (18)$$

în care: T este segmentul Oe , care se determină prin teorema sinusurilor din triunghiul ΔOde cu relația,

$$T = \frac{R_1 - cd}{\cos \beta}, \quad \text{mm}; \quad (19)$$

în care: $cd = h$ pentru freza-sculă fără rază la vârful;

$$cd = h + \frac{r}{\cos(\gamma - \theta)} \quad \text{pentru freza-sculă cu rază la vârful, aceasta relație rezultă din } \textit{Detaliu}$$

A , unde $\Delta oih \equiv \Delta efg$, după criteriul UUU, și $oh = fe$, iar din Δoih rezultă că $oh = \frac{r}{\cos(\gamma - \theta)}$ și

$$cd = h + fe;$$

β - unghiul ce apare datorită unghiului de degajare $\gamma > 0$ ($\beta = 0$, când $\gamma = 0$) și se determină din triunghiul ΔOed cu relațiile,

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta &= \frac{de}{R_1 - cd} = \frac{cd \cdot \operatorname{tg} \gamma}{R_1 - cd}, \\ \operatorname{tg} \beta &= \frac{[h \cos(\gamma - \theta) + r] \operatorname{tg} \gamma}{R_1 \cos(\gamma - \theta) - [h \cos(\gamma - \theta) + r]}; \end{aligned} \quad (20)$$

în care: h este înălțimea dintelui, în mm; r - raza la vârful frezei-sculă, în mm;.

În general, canalul elicoidal al frezei are la bază o rază de racordare r , care reduce deplasările pe cele două direcții cu Δu și Δv , determinate cu relațiile,

$$\Delta u = oe \sin\left(\frac{\varphi}{2} - \theta\right), \quad oe = \frac{r}{\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}} \sqrt{\operatorname{tg}^2 \frac{\varphi}{2} + 1}, \quad \Delta u = \frac{r \sin\left(\frac{\varphi}{2} - \theta\right)}{\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}} \sqrt{\operatorname{tg}^2 \frac{\varphi}{2} + 1} \quad (21)$$

$$\Delta v = \frac{r \cos\left(\frac{\varphi}{2} - \theta\right)}{\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}} \sqrt{\operatorname{tg}^2 \frac{\varphi}{2} + 1} - r \quad (22)$$

Deplasările vârfului racordat al frezei față de generatoarea superioară a semifabricatului după cele două axe se determină cu relațiile,

$$u = u_0 - \Delta u \quad (23)$$

$$v = v_0 - \Delta v \quad (24)$$

4. Concluzii

Forma, precizia și calitatea suprafețelor pieselor prelucrate depind de caracteristicile mașinii-unelte și de scula așchietoare prin precizia de proiectare, de execuție și de poziționare relativă față de piesă.

Prin utilizarea soft-urilor de modelare 3D a sculelor așchietoare se rezolvă aceste probleme de proiectare cu o productivitate bună și cu posibilități de simulare a executării, comportării în procesul de așchiere și de verificare a rezistenței părții active a sculei.

În cazul modelării 3D al frezelor cilindrice cu dinți elicoidali se verifică relațiile date în literatura de specialitate [2, 3] prin simularea condițiilor de generare a suprafețelor părții active a dinților elicoidali ai frezelor cilindrice și realizarea diferitelor secțiuni pentru a pune

în evidență valorile unghiurilor constructive și de lucru.

În majoritatea literaturii de specialitate a proiectării sculelor așchietoare, generarea canalelor elicoidale au ca bază de referință un punct de pe generatoarea axială a semifabricatului, cum este cazul danturării roților dințate cu dinți înclinați, și nu deplasat lateral ca în cazul poziționării frezei-sculă pentru prelucrarea canalelor elicoidale ale frezelor.

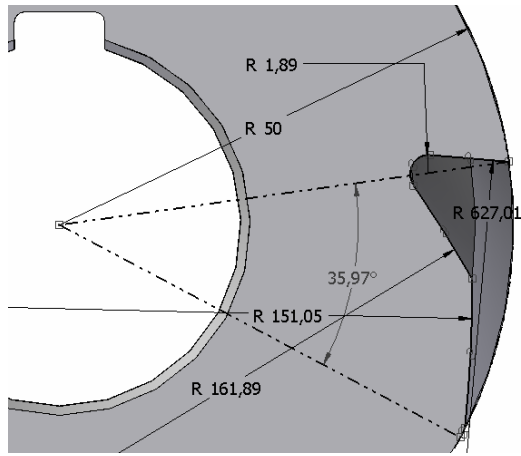


Fig. 8. Profilul canalului în planul frontal al frezei

În urma modelării 3D a frezelor cilindrice cu dinți elicoidali se confirmă precizările din literatura de specialitate [2], ca în plan frontal fața de degajare și spatele dintelui nu au profilul din drepte ci din curbe, arce de cerc, ceea ce duce la obținerea unui unghi de degajare variabil, figura 8. Se observa diferența dintre pasul unghiular al schiței profilului canalului, figura 3, și secțiunea normală pe canal din figura 5.

Pe viitor îmi propun o analiză a profilului dintelui în urma prelucrării prin frezare a canalului elicoidal cu freză-sculă biconică.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Dumitrescu, I. – *Proiectarea sculelor așchietoare, Îndrumător de laborator*, Petroșani, 2016.
- [2] Grozav, I., Pamîntaş, E. – *Teoria și proiectarea asistată a sculelor așchietoare*, Timișoara, 1994.
- [3] Minciu, C., ș.a. – *Scule așchietoare, Îndrumar de proiectare, vol. 1*, Editura Tehnică, București, 1995.
- [4] Muscă G. – *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași, 2006.

STUDIUL MECANISMULUI PARACĂZĂTOR DE LA INSTALAȚIA DE EVACUARE NĂMOL, E.M.LUPENI

Stud. Hiriczko Iulian-Claudiu – B31

Coord. Șef lucr.dr.ing. Itu Vilhelm

1. INTRODUCERE

Paracăzătoarele reprezintă dispozitive de siguranță ce împiedică căderea vaselor de extracție în puț în cazul ruperii cablului sau a atelajului.

Conform normelor de protecția muncii, vasele de extracție mono și bicablu care efectuează și transport de personal (colivie și schip-colivie), trebuie dotate cu paracăzătoare.

Paracăzătoarele trebuie să îndeplinească următoarele condiții: să funcționeze sigur și imediat ce a dispărut tensiunea din cablu sau a scăzut la o valoare mai mică de 40 - 70% din greutatea vasului de extracție gol; să funcționeze fără a produce șocuri (decelerații) prea mari pentru a nu pune în pericol viața personalului din colivie; spațiul parcurs de vasul de extracție din momentul declanșării paracăzătoarelor să nu depășească 100 mm; să aibă construcție simplă și greutate redusă.

Construcția paracăzătoarelor diferă în funcție de natura ghidajelor și după felul acționării. Astfel, există paracăzătoare pentru ghidaje de lemn și metalice. Acționarea paracăzătoarelor poate fi cu arcuri cu foi multiple, elicoidale obișnuite și volute sau electrică. Dispozitivele de frânare ale paracăzătoarelor pot fi cu gheare sau cu pene. Cele cu gheare pot fi cu dinți pentru ghidaje de lemn sau metalice, cu cuțite pentru ghidaje de lemn și cu pene pentru ghidaje metalice rigide sau flexibile.

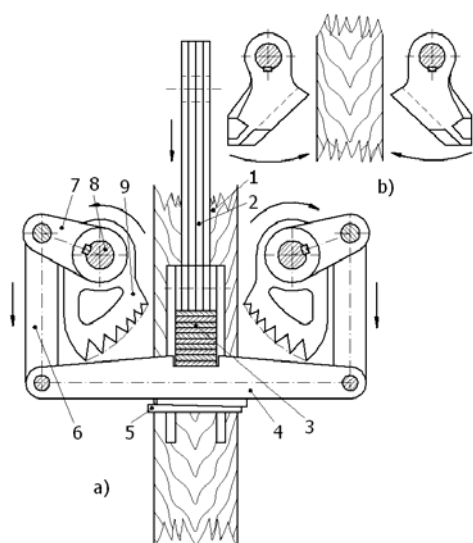


Fig. 1. Schema de funcționare a mecanismului paracăzător [1]

Fiecare vas de extracție este prevăzut cu două perechi de paracăzătoare, montate de o parte și de alta a vasului, lângă glisieră.

Principiul de funcționare al paracăzătoarelor cu gheare cu dinți, pentru ghidaje de lemn, este prezentat în figura 1a. Vasul de extracție este suspendat de cablu prin intermediul tije principale 2, care comprimă arc lamelar 3, fixat de pârghie transversală 4 prin pene înclinate 5. Astfel, ca ghearele paracăzătoarelor 9 sunt menținute la o distanță minimă de 12 - 15 mm față de ghidajele de lemn 1, pentru a nu intra în funcțiune la frânări bruște. În cazul ruperii cablului sau a scăderii tensiunii acestuia sub valoarea prevăzută, prin destinderea arcului 3, pârghia 6 și brațul 7 rotesc axul 8, pe capetele cărui sunt fixate prin pene paracăzătoarele 9. Ghearele paracăzătoarelor pătrund în ghidajul de lemn și-l așchiază până la oprirea vasului de extracție aflat în cădere. Intrarea în funcțiune a celor două perechi de paracăzătoare se face concomitent pe ambele părți ale vasului datorită pârghiei transversale 4. Astfel, vasul de extracție rămâne suspendat pe ghidajele 1.

În mod asemănător funcționează și paracăzătoarele cu cuțite prezentate în figura 1b.

2. VASUL DE EXTRAȚIE AL INSTALAȚIEI DE EVACUARE NĂMOL DE LA E.M.LUPENI

Instalația de evacuare nămol este situată la orizontul 400 într-o anexă a stației de pompe principale de la puțul 12 al E. M. Lupeni. Cu ajutorul acestei instalații este transportat vagonetul cu nămol rezultat din lucrările de curățire a bazinelor de colectare a apelor de mină.

Pentru această instalație s-a solicitat o verificare din punct de vedere al siguranței în funcționare.

În figura 2 este prezentat modelul 3D al vasului de extracție, colivie cu un singur etaj și un singur vagonet pe etaj, care se compune din: 1 – cablu pentru contragreutatea echilibrare a coliviei; 2 – instalația cu scripete pentru tractarea coliviei; 3 – atelaj (tijă); 4 – acoperișul coliviei; 5 – glisieră; 6 – ghidaje din lemn; 7 – corpul coliviei, cu gabaritul 1700x1120x2400 mm; 8 – cale de rulare a vagonetului; 9 – bară de blocare a vagonetului; 10 – grinda de susținere a coliviei; 11 – suporturi pentru capetele arcului; 12 – arc cu foi; 13 – pana înclinată; 14 – pârghie transversală; 15 – pârghie verticală; 16 – braț; 17 – ax; 18 – lagăr; 19 – paracăzător; 20 – atelaj cu lanț minier pentru contragreutate.

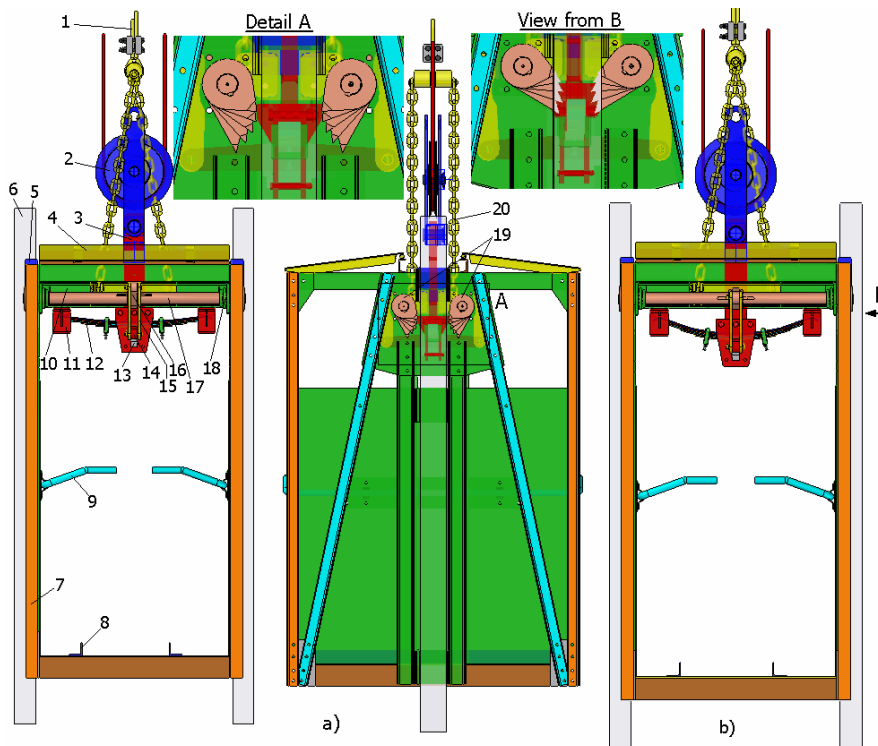


Fig. 2. Modelul 3D al coliviei instalației de evacuare nămol [2]

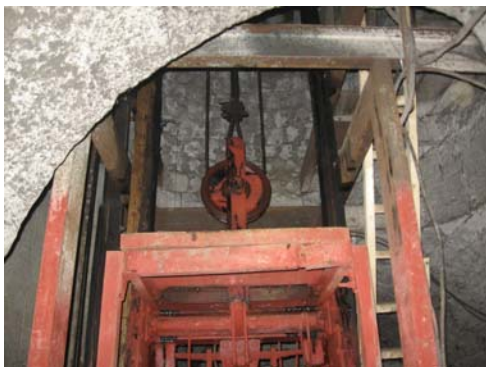


Fig. 3. Modul de fixare a cablului contragreutății [2]

Dispozitivul de siguranță paracăzător este prezentat în figura 2a în condiții normale de funcționare, când greutatea coliviei deformează arcul cu foi 12 și aceasta este susținută de tija 3, iar ghearele paracăzătoarelor se află în poziția din Detaliu A.

În figura 2b este prezentată situația când nu mai există forță de tracțiune pe tija 3, arcul se destinde și prin pârghia transversală 14, fixată de tijă prin pana 13, pârghiile verticale 15 și brațul 16 se produce rotirea axului 17 în lagărele 18 și

introducerea ghearelor paracăzătorului 19 în corpul ghidajului 6 (Detaliu B).

Inițial, contragreutatea era fixat printr-un bolț de eclisele scripetelui de tracțiune, ca în figura 3, dar nu permitea declanșarea dispozitivului de siguranță paracăzător la anularea forței de tractare. Pentru a înlătura acest neajuns al dispozitivului s-a proiectat și executat atelajul cu lanț minier 20, fixat de grinda de susținere a coliviei 10, ca în figura 2.

3. STUDIAREA DISPOZITIVULUI PARACĂZĂTOR CU AJUTORUL SOFTU-RILOR CAD/CAE

Pe baza modelării 3D a coliviei instalației de evacuare a nămolului cu ajutorul softului Solid Edge s-a trecut la studierea modului de funcționare a dispozitivului de siguranță paracăzător.

În figura 4 este prezentată construcția și funcționarea dispozitivului paracăzător. Prin tija 2 se face legătura între grinda de susținere a coliviei 3 și bolțul 1, ce face legătura cu eclisele scripetelui de tracțiune a coliviei. Arcul cu foi 4 este introdus între plăcile de susținere ale tije 2 și este fixat cu pârghia transversală 5, care este presată de pana înclinată 6 introdusă între pârghie și piesa poziționată în degajările plăcilor tije de susținere ale arcului.

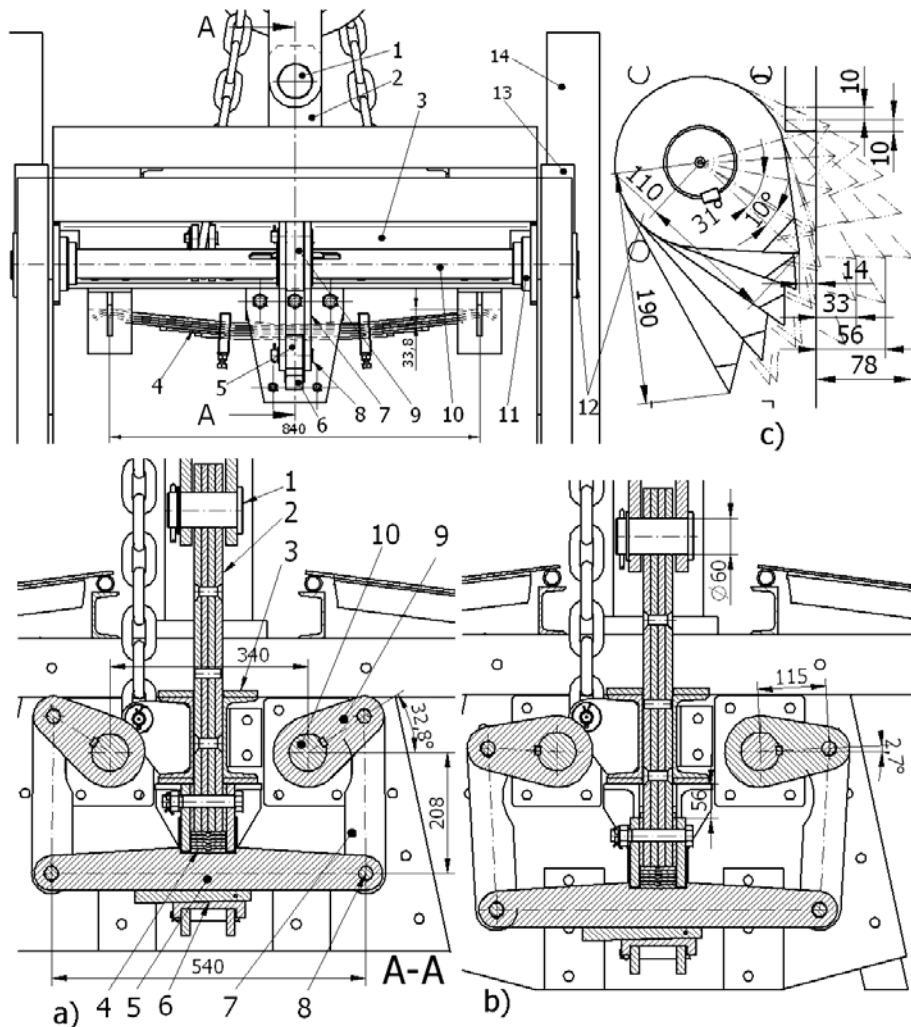


Fig. 4. Dispozitiv paracăzător

Cu ajutorul bolțurilor 8 și a pârghiilor verticale 7 se face legătura între pârghia transversală și brațele 9, care sunt montate prin pene pe axele 10. Axul 10 este susținut și poziționat prin două lagăre de alunecare 11, care sunt fixate în pereții laterali ai coliviei, iar pe capetele axului sunt montate ghearele 12 ale dispozitivului paracăzător.

În figura 4a este prezentat sistemul de pârghii ale dispozitivului paracăzător cu dimensiunii și unghiul format de braț cu horizontala și săgeata arcului, 33,8 mm, pentru condiții normale de funcționare, grinda coliviei sprijinită pe tijă. În figura 4b este prezentată situația declanșării dispozitivului de siguranță, când se produce o deplasare a tijeii cu 56 mm și pătrunderea ghearelor în ghidajele de lemn 14.

În figura 4c se face un studiu privind modul de pătrundere a dinților ghearelor în ghidaj în funcție de unghiul de rotire. La o rotire de 10° al doilea dinte vine în contact cu suprafața ghidajului, iar la o rotire cu 31° se produce intrarea dinților ghearei paracăzătorului în ghidaj pe o adâncime de 33 mm și blocarea acestuia în glisiera 13.

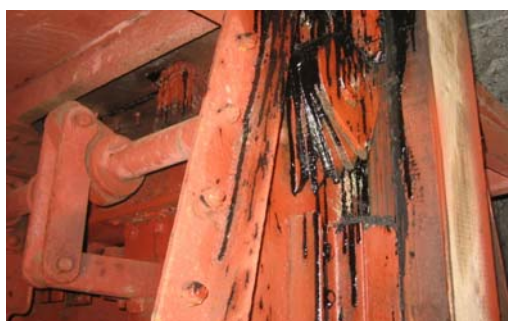


Fig. 5. Dispozitivul de siguranță paracăzător existent la instalația de evacuat nămol [2]

Dacă ghidajul este din lemn de brad cu rezistența la compresiune în lungul fibrei de 40 MPa sau de 54 MPa la stejar, se observă că dintele neascuțit realizează o tensiune de contact de 29,5 MPa, mai mică decât rezistența de compresiune a lemnului.

Cu ajutorul soft-ului Cosmos DesignStar s-a făcut o analiză cu elemente finite a sistemului de pârghii a dispozitivului, figura 7, unde sunt prezentate: a – tensiunea echivalentă Von Mises; b – tensiunea normală după axa Z; c – tensiunea de forfecare în planul YZ; d – suma deformațiilor. Se observă că tensiunea echivalentă maximă este de 128,8 MPa și se află în bolț în planul de separație dintre pârghiile transversală și verticală.

La instalația existentă dinții ghearei erau din tablă de 12 mm, cum se vede în figura 5, ceea ce face pătrunderea greoaie a dintelui în lemnul ghidajului. Cu ajutorul soft-ului Cosmos DesignStar s-a făcut o analiză cu element finit, figura 6a pentru dintele existent și figura 6b pentru dintele propus, ascuțit pe laterale. S-a luat și într-un caz și altul lungimea de contact de 15 mm, datorită deformației elastice a lemnului.

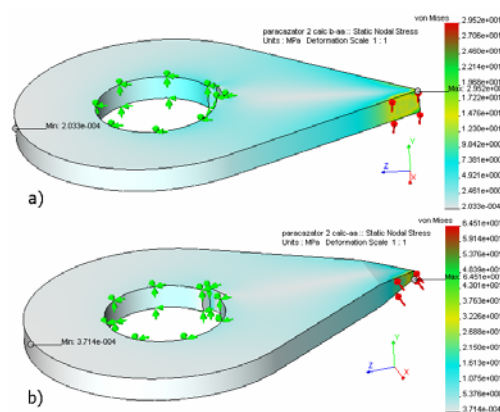


Fig. 6. Analiza cu elemente finite a contactului dintre dintele ghearei paracăzătorului și ghidajul din lemn

4. ARCUL CU FOI AL DISPOZITIVULUI PARACĂZĂTOR

Arcul cu foi al dispozitivului paracăzător este elementul principal, cel care realizează forța elastică necesară declanșării rotirii ghearelor și trebuie să nu declanșeze dispozitivul la frânarea bruscă a coliviei, la urcare.

Cu ajutorul soft-ului MathCAD s-a întocmit un program de dimensionare a arcului în baza relațiilor de calcul date în STAS E 12782-90, pornind de la greutatea coliviei goale, a contragreutății și a săgeților arcului în stare de funcționare. Caracteristica sau rigiditatea arcului a fost determinată cu relația,

$$c = \frac{\left(2 + \frac{n_1}{n}\right) E n a b^3}{6l_c^3} = 90,255, \text{ N/mm} \quad (1)$$

în care: n , n_l sunt numărul total de foi și numărul de foi de lungime egală ($n = 6$, $n_l = 3$); E – modulul de elasticitate, $E = 210000$ MPa; a , b – dimensiunile secțiunii transversale a foii de arc ($a = 60$ mm, $b = 6$ mm); l_c – semilungimea arcului ($l_c = 405$ mm).

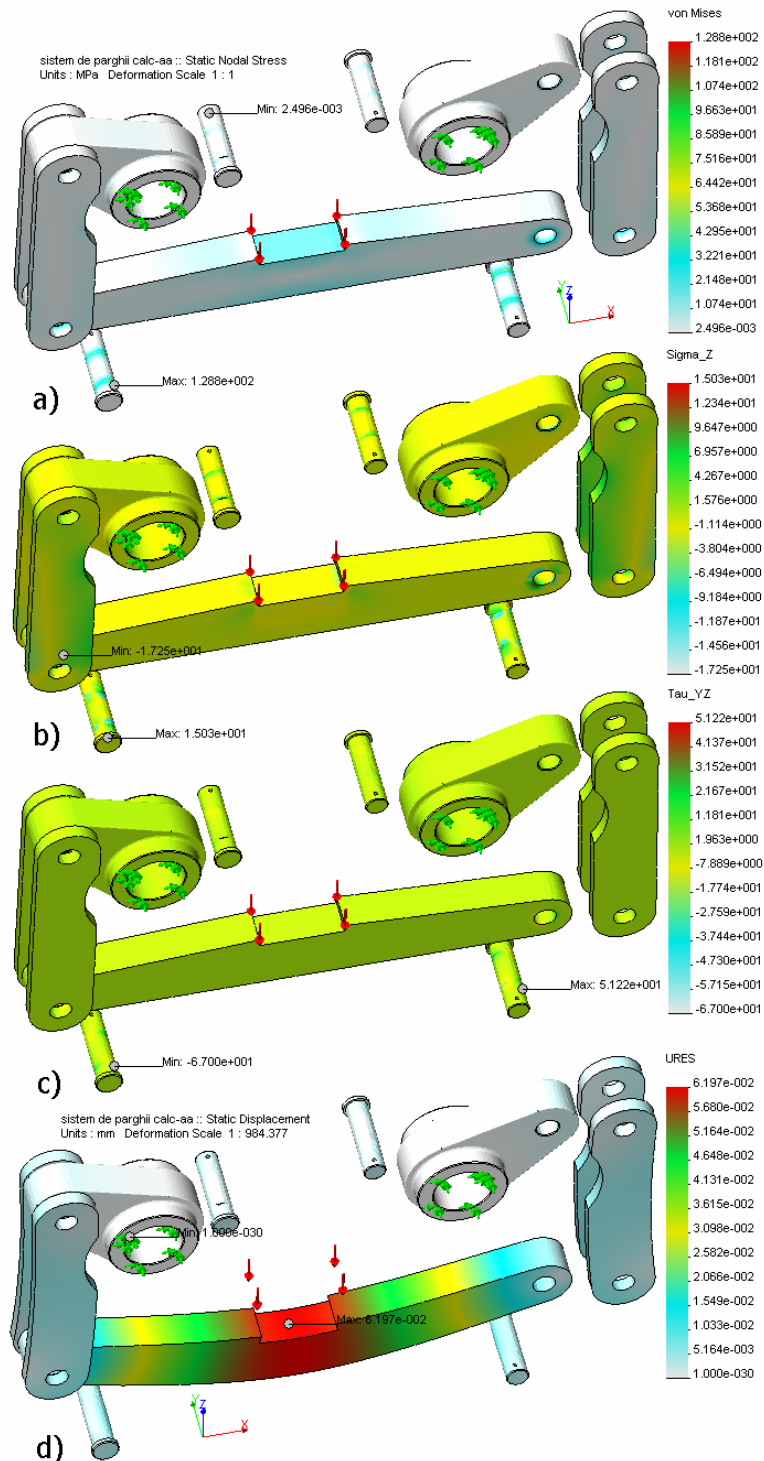


Fig. 7. Analiza cu elemente finite a sistemului de pârghii a dispozitivului paracăzător

În figura 8 este prezentat desenul de execuție al arcului și caracteristica acestuia, care se compune din: 1, 2, 3 sunt foile de lungime egală; 4, 5, 6 – foile cu lungime diferită; 7 – bridă de strângere a foilor; 8, 9 – șurub și piuliță M12.

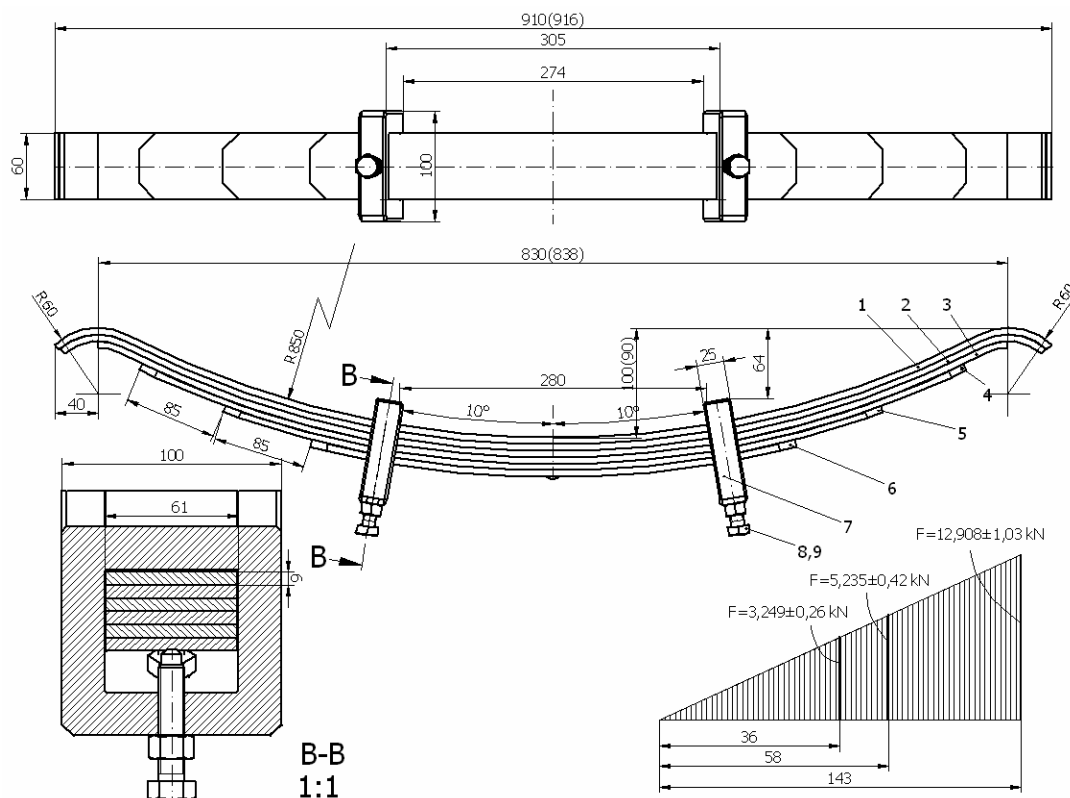


Fig. 8. Arcul cu foi al dispozitivului paracăzător [2]

5. CONCLUZII

În urma analizei dispozitivului de siguranță al instalației de evacuare nămol de la E.M.Lupeni cu ajutorul soft-urilor CAD/CAE a rezultat:

- îmbunătățirea modului de funcționare a dispozitivului prin legarea contragreutății de colivie;
- ascuțirea dinților ghearelor dispozitivului;
- corelarea dimensiunilor sistemului de pârghii cu unghiul de rotire și adâncimea de pătrundere a dinților ghearei în lemnul ghidajului;
- verificarea dimensională și stabilirea materialelor necesare pentru piesele componente ale dispozitivului;
- dimensionarea și stabilirea caracteristicilor funcționale ale arcului cu foi multiple;
- creșterea productivității de întocmire a documentației de execuție a dispozitivului.

BIBLIOGRAFIE

1. Magyari, A. (1990) *Instalații mecanice miniere*, Editura Tehnică, București, pag. 263 – 266.
2. Itu, V., Dumitrescu, I. (2011) *Execuția documentației pentru instalație de evacuare nămol*, c-da 871/01.11.2011 E.M.Lupeni,
3. * * * STAS E 12782-90 Arcuri în foi pentru vehicule rutiere. Calcul și proiectare.
4. * * * - Solid Edge Software v.19, Academic license ADA Computers București.
5. * * * - Cosmos DesignStar Software v.4, License S.C. INICAD DESIGN S.R.L: București.

ANALIZA DEFECTELOR UNOR UTILAJE TEHNOLOGICE

Autor: student Chirilovici Cristian
Coordonator: șef lucrări dr. ing. Florea Vlad Alexandru

Rezumat: Instalația de ungere a rulmentului de presiune a excavatorului cu rotor, utilizat în carierele de lignit a suferit modificări de-a lungul perioadei de exploatare a acestui tip de utilaj (peste 40 de ani), cu influențe pozitive, iar în unele cazuri negative, asupra funcționării sale. Proiectul inițial al instalației de ungere a inclus pompa tip D11 și corespunzător cu aceasta au fost adoptate restul elementelor componente. Odată cu modificarea tipului de pompă, din diverse motive, au apărut numeroase defecțiuni, care au condus la întreruperi frecvente în funcționarea excavatorului. Lucrarea analizează cauzele defecțiunilor tipurilor de pompe introduse în structura instalației de ungere a rulmentului de presiune, pentru excavatoarele EsRc 1400, în vederea stabilirii modalităților de remediere a acestora.

Cuvinte cheie: pompe, instalație de ungere, excavator, defecțiuni, timp de remediere a defecțiunii

1. Introducere

Excavatorul EsRc 1400-30/7 (de proveniență străină sau autohtonă) a suferit mai multe modificări de-a lungul timpului, realizate în diferite etape. Odată cu modernizarea utilajului a fost inițiată o uniformizare a structurii instalației de ungere a rulmentului de presiune astfel încât aceasta să fie ușor de aprovizionat și întreținut. Tot în același scop a fost testat un alt traseu hidraulic al conductelor care să înlăture disfuncționalitățile apărute. În prezent există mai multe variante de scheme hidraulice pentru ungerea rulmentului de presiune (rotire), cu diverse elemente componente și diverse pompe.

2. Defectele pompelor din instalația de ungere a rulmentului de presiune

Defecțiunile constatate pe parcursul exploatării la instalația de ungere a rulmentului de presiune AR_s, din dotarea excavatoarelor de tip EsRc 1400, au apărut fie din faza proiectării, fie din cauze legate de execuția, exploatarea sau întreținerea utilajului. Analiza a fost efectuată pentru instalația de ungere a rulmentului de presiune [1] [2] [3], luând în considerare cele patru tipuri de pompe, existente pe excavatoarele aflate în funcțiune, în diverse cariere din România (E.M. Jilț, E.M. Rovinari, E.M. Roșița) și anume: pompa D11, prevăzută inițial pentru excavatoarele de producție germană; pompa 6.651.000.600, pentru excavatoarele de producție indigenă (și cele realizate în colaborare); pompa G 3/8', ca variantă de înlocuire a celei precedente pentru excavatoarele de producție indigenă (și cele realizate în colaborare); pompa AFUZ, pentru excavatoarele modernizate de producție indigenă (și cele realizate în colaborare).

Urmărirea în exploatare a acestor pompe, s-a realizat în perioada 20.08.2010÷01.03.2012, astfel încât s-au putut stabili cauzele defecțiunilor și frecvența apariției lor. Pe baza acestor date s-au calculat, pentru fiecare pompă și carieră, frecvențele relative „f”, ale defectelor și ponderea timpilor de reparație „p_r”, corespunzătoare cauzelor defecțiunilor, așa cum sunt prezentate în tabelele 1 și 5 pentru pompa D11, 2 și 6 pentru pompa cod 6.651.000.600, 3 și 7 pentru pompa G 3/8', 4 și 8 pentru pompa AFUZ. Pentru realizarea analizei, s-a avut în vedere timpul necesar reparației T_r (tabelele 5, 6, 7 și 8) [4].

Tabelul 1 Frecvența defecțiunilor pompei D11

Nr. crt	Cauza defecțiunii	Pompa D11					
		cariera Garla		cariera Tismana		Total	
		n	f[%]	n	f[%]	n	f[%]
1	Traseu conducte	2	28,571	3	30,000	5	29,412
2	Cuplaje	1	14,286	1	10,000	2	11,765
3	Defecțiuni proprii	1	14,286	2	20,000	3	17,646
4	Sistem etansare	1	14,286	1	10,000	2	11,765
5	Lubrifiant	2	28,571	3	30,000	5	29,412
	TOTAL	7	100	10	100	17	100

Tabelul 2 Frecvența defecțiunilor pompei cod 6.651.000.600

Nr. crt	Cauza defecțiunii	Pompa cod 6.651.000.600					
		cariera Husnicioara		cariera Roșia		Total	
		n	f[%]	n	f[%]	n	f[%]
1	Traseu conducte	5	26,316	3	25,000	8	25,807
2	Cuplaje	4	21,053	3	25,000	7	22,580
3	Defecțiuni proprii	3	15,789	2	16,667	5	16,129
4	Sistem etansare	4	21,053	1	8,333	5	16,129
5	Lubrifiant	3	15,789	3	25,000	6	19,355
	TOTAL	19	100	12	100	31	100

Tabelul 3 Frecvența defecțiunilor pompei G 3/8''

Nr. crt	Cauza defecțiunii	Pompa G 3/8''							
		cariera Jilț Sud		cariera Jilț Sud		cariera Jilț Sud		Total	
		n	f[%]	n	f[%]	n	f[%]	n	f[%]
1	Traseu conducte	4	20,000	4	19,048	3	23,077	11	20,370
2	Cuplaje	4	20,000	6	28,571	4	30,769	14	25,926
3	Defecțiuni proprii	4	20,000	3	14,286	3	23,077	10	18,519
4	Sistem etansare	5	25,000	5	23,809	2	15,385	12	22,222
5	Lubrifiant	3	15,000	3	15,286	1	7,692	7	12,963
	TOTAL	20	100	21	100	13	100	54	100

Tabelul 4 Frecvența defecțiunilor pompei AFUZ

Nr. crt	Cauza defecțiunii	Pompa AFUZ							
		cariera Rosiuta		cariera Rosiuța		cariera Rosiuța		Total	
		n	f[%]	n	f[%]	n	f[%]	n	f[%]
1	Traseu conducte	3	20,000	1	9,091	3	27,272	7	18,919
2	Cuplaje	2	13,333	3	27,272	2	18,182	7	18,919
3	Defecțiuni proprii	6	40,000	2	18,182	3	27,272	11	29,730
4	Sistem etansare	2	13,333	3	27,272	2	18,182	7	18,919
5	Lubrifiant	2	13,333	2	18,182	1	9,091	5	13,513
	TOTAL	15	99,999	11	99,999	11	99,999	37	100

Tabelul 5 Ponderea timpilor de reparații pentru pompa D11

Nr. crt	Cauza defecțiunii	Pompa D11					
		cariera Gârla		cariera Tismana		Total	
		Tr [ore]	p _r [%]	Tr [ore]	p _r [%]	Tr [ore]	p _r [%]
1	Traseu conducte	6	54,546	8,85	49,580	14,85	51,473
2	Cuplaje	0,75	6,818	1,50	8,403	2,25	7,799
3	Defecțiuni proprii	2	18,182	2,2	12,325	4,2	14,558
4	Sistem etanșare	0,5	4,545	0,6	3,362	1,1	3,813
5	Lubrifiant	1,75	15,909	4,7	26,330	6,45	22,357
	TOTAL	11	100	17,850	100	28,850	100

Tabelul 6 Ponderea timpilor de reparații pentru pompa cod 6.651.000.600

Nr. crt	Cauza defecțiunii	Pompa cod 6.651.000.600					
		cariera Husnicioara		cariera Roșia		Total	
		Tr [ore]	p _r [%]	Tr [ore]	p _r [%]	Tr [ore]	p _r [%]
1	Traseu conducte	5	21,468	10,25	50,0	15,25	34,825
2	Cuplaje	4,76	20,438	3,27	15,951	8,03	18,338
3	Defecțiuni proprii	6,95	29,841	2,3	11,220	9,25	21,124
4	Sistem etanșare	2,78	11,937	0,68	3,317	3,46	7,901
5	Lubrifiant	3,8	16,316	4	19,512	7,8	17,812
	TOTAL	23,29	100	20,5	100	43,79	100

Tabelul 7 Ponderea timpilor de reparații pentru pompa G 3/8''

Nr. crt	Cauza defecțiunii	Pompa G 3/8''							
		cariera Jilt Sud		cariera Jilt Sud		cariera Jilt Sud		Total	
		Tr [ore]	p _r [%]	Tr [ore]	p _r [%]	Tr [ore]	p _r [%]	Tr [ore]	p _r [%]
1	Traseu conducte	2,65	19,925	3,5	20,686	6,5	35,022	12,65	25,933
2	Cuplaje	4,8	36,090	2,86	16,903	2,76	14,871	10,42	21,361
3	Defecțiuni proprii	2,45	18,421	3,5	20,686	5	26,939	10,95	22,448
4	Sistem etanșare	1,9	14,286	4,56	26,950	0,8	4,310	7,26	14,883
5	Lubrifiant	1,5	11,278	2,5	14,775	3,5	18,858	7,5	15,375
	TOTAL	13,3	100	16,92	100	18,56	100	48,78	100

Tabelul 8 Ponderea timpilor de reparații pentru pompa AFUZ

Nr. crt	Cauza defecțiunii	Pompa AFUZ							
		cariera Roșiuta		cariera Roșiuta		cariera Roșiuta		Total	
		Tr,[ore]	p _r [%]	Tr,[ore]	p _r [%]	Tr[ore]	p _r [%]	Tr[ore]	p _r [%]
1	Traseu conducte	4,15	26,861	5,6	34,356	5,45	39,521	15,2	33,377
2	Cuplaje	1,25	8,091	3,45	21,166	1,25	9,065	5,95	13,065
3	Defecțiuni proprii	6,05	39,158	3,1	19,018	3,74	27,121	12,89	28,305
4	Sistem etanșare	1,5	9,709	2,35	14,417	2,3	16,679	6,15	13,505
5	Lubrifiant	2,5	16,181	1,8	11,043	1,05	7,614	5,35	11,748
	TOTAL	15,45	100	16,3	100	13,79	100	45,54	100

Pentru a putea face o comparație privind modul de comportare a celor patru tipuri de pompe analizate, datele cuprinse în tablele 1...4 au fost centralizate în tabelul 9, iar cele din tabelul 5...8 în tabelul 10.

Tabelul 9 Date comparative centralizate

Nr. crt	Cauza defecțiunii	Pompa D11		Pompa cod 6.651.000.600		Pompa G 3/8"		Pompa AFUZ		Total	
		n	f[%]	n	f[%]	n	f[%]	n	f[%]	n	f[%]
1	Traseu conducte	5	3,597	8	5,755	11	7,914	7	5,036	31	22,302
2	Cuplaje	2	1,439	7	5,036	14	10,072	7	5,036	30	21,583
3	Defecțiuni proprii	3	2,158	5	3,597	10	7,194	11	7,914	29	20,863
4	Sistem etanșare	2	1,439	5	3,597	12	8,633	7	5,036	26	18,705
5	Lubrifiant	5	3,587	6	4,317	7	5,036	5	3,597	23	16,547
	TOTAL	17	12,230	31	22,302	54	38,849	37	26,619	139	100

Tabelul 10 Date comparative centralizate

Nr. crt	Cauza defecțiunii	Pompa D11		Pompa cod 6.651.000.600		Pompa G 3/8"		Pompa AFUZ		Total	
		Tr [ore]	Pr [%]	Tr [ore]	Pr [%]	Tr [ore]	Pr [%]	Tr [ore]	Pr [%]	Tr [ore]	Pr [%]
1	Traseu conducte	14,85	8,894	15,25	9,134	12,65	7,577	15,2	9,104	57,95	34,709
2	Cuplaje	2,25	1,347	8,03	4,810	10,42	6,241	5,95	3,564	26,65	15,962
3	Defecțiuni proprii	4,2	2,515	9,25	5,540	10,95	6,558	12,89	7,720	37,29	22,335
4	Sistem etanșare	1,1	0,659	3,46	2,072	7,26	4,348	6,15	3,684	17,97	10,763
5	Lubrifiant	6,45	3,863	7,8	4,672	7,5	4,492	5,35	3,204	27,1	16,231
	TOTAL	28,85	17,279	43,79	26,228	48,78	29,21	45,54	27,276	166,96	100

Datele cuprinse în tabelul 9 sunt reprezentate grafic sub forma unor diagrame Pareto (frecvența relativă a defecțiilor în funcție de cauza defecțiilor) în figura nr. 1. În mod similar, datele din tabelul 10 privind ponderea timpilor de reparație, au fost reprezentate în figura nr. 2.

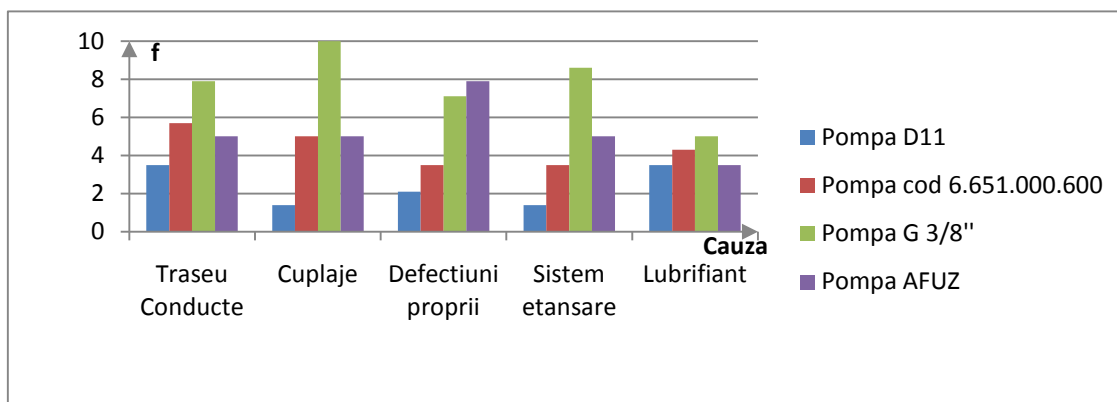


Fig. 1 Frecvența relativă a defecțiilor f [%]

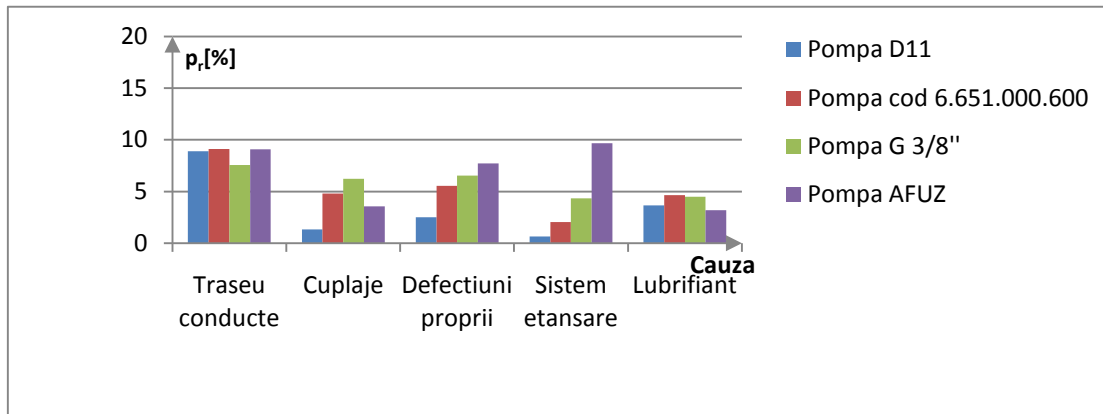


Fig. 2 Pondere timpilor de reparatie p_r

De asemenea, datele prezentate în tabelul 9 și 10 au permis construirea diagramelor Pareto din figura 3, din care rezultă o comparație între cele patru tipuri de pompe din punct de vedere al frecvenței defectiunilor și al ponderii timpului de reparatie.

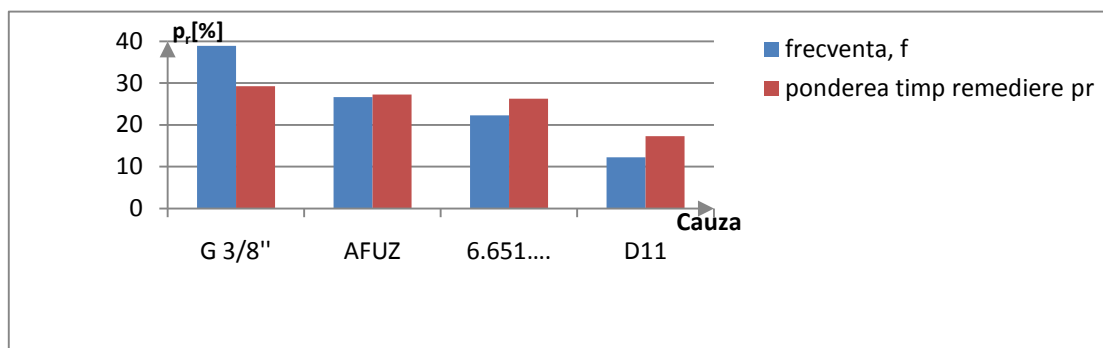


Fig. 3 Comparație între tipurile de pompe

Datele cuprinse în tabelele 1...10 și graficele din figurile 1...3 au permis să se tragă următoarele concluzii:

- Modificarea în timp a schemelor hidraulice și a traseului de conducte s-a datorat apariției defectelor menționate, care au influențat negativ circulația lubrifiantului spre punctele de ungere. Diametrul inițial al conductelor (pentru ieșirea din pompă) a fost calculat la valoarea de 6 mm, corespunzător pompei D11, dar odată cu schimbarea tipului de pompă, dimensiunile conductelor, stabilite inițial s-au dovedit a fi mici. Se poate constata din tabelul 9 că schema hidraulică, respectiv traseul de conducte reprezintă cauza defectiunilor (22,3 %) cu cea mai mare frecvență și cu ponderea cea mai mare a timpului de reparatie (34,71%); în ceea ce privește frecvența defectiunilor la diferite tipuri de pompe, se evidențiază pompele G 3/8'' și pompele cod 6.651.000.600. Defectele cuplajelor pot afecta foarte mult funcționalitatea instalației hidraulice datorită unor cauze, cum ar fi: centrarea necorespunzătoare, rugozitatea incorectă a alezajelor, jocurile ramase în asamblări după reparatie și uzura elementelor elastice. Defectarea cuplajelor prezintă o frecvență de 21,583 % și o pondere a timpului de reparatie de 15,963 %, fiind a doua cauză a defectiunilor (după traseul de conducte), valorile cele mai mari întâlnindu-se la pompa G 3/8''.

- Sistemul de etanșare poate cauza defecțiuni datorate materialului utilizat sau a tipului de etanșare (cu manșetă de rotație sau garnituri simple) care se pot uza prematur. Defecțiunile cauzate de sistemul de etanșare au o frecvență relativă de 18,71 % și o pondere a timpului de reparare de 10,76 %. Cele mai mari valori ale frecvenței căderilor și ale ponderii timpului de reparare se constată la pompa G 3/8" și la pompa 6.651.000.600. S-a observat că există cazuri în care defecțiunile apărute au fost cauzate de blocarea sistemelor de transmitere a lubrifiantului către punctele de ungere ale rulmentului. Defecțiunile cauzate de lipsa lubrifiantului au cea mai mică frecvență relativă a căderilor 16,55 % și o pondere a timpului de reparație de 16,23 %. Cele mai mici valori ale frecvenței relative ale defecțiunilor le întâlnim la pompa AFUZ și pompa D11, iar ponderea cea mai mică a timpului de reparație se constată la pompa AFUZ.

3. Soluția problemei

Făcând o comparație între pompele analizate, cea mai fiabilă s-a dovedit a fi pompa D11, iar cea mai puțin fiabilă pompă G 3/8" (la aceeași concluzie se ajunge și dacă se consideră valorile medii ale frecvenței absolute ale defecțiunilor).

În ceea ce privește ponderea timpului de reparație, valorile cele mai mari se întâlnesc tot la pompa G 3/8", iar cele mai mici valori la pompa D11 (fig. 3). Dintre cauzele defecțiunilor, influența cea mai mare asupra frecvenței căderilor o au cele cauzate de schema hidraulică, respectiv traseul de conducte, indiferent de tipul pompei analizate. Aceeași concluzie rezultă și în cazul ponderii timpului de reparare. Soluția care rezultă din analiza prezentată este de a se evita utilizarea pompei G 3/8", cu scopul de a se reduce întreruperile în funcționare ale excavatoarelor, precum și pierderile de producție aferente.

4. Concluzii

Defecțiunile proprii ale pompelor pot avea cauze multiple legate de exploatarea, întreținerea și repararea lor și a elementelor circuitului hidraulic pentru ungerea rulmentului de sprijin. Defecțiunile proprii pentru toate pompele prezintă o frecvență de 20,863 % și o pondere a timpului de reparație de 22,34 % (din timpul de reparație). Valori ridicate ale frecvenței căderilor și a ponderii timpului de reparație apar la pompa AFUZ și la pompa G 3/8".

Bibliografie

- [1]*** Excavatorul cu roată cu cupe – EsRc 1400x30/7 - *Instrucțiuni de montaj, întreținere și exploatare*;
- [2]*** Excavator cu roată port-cupe - *Catalog piese de schimb-I.P.C.U.P Ploiești*, 1993;
- [3] Dubbel – *Manualul inginerului mechanic*, Editura Tehnică, București, 1998;
- [4] Florea Vlad – *Fiabilitatea și mentenanța produselor*, Îndrumător de laborator, Editura Universitas, Petroșani, 2011.